

**Zeitschrift:** Schweizerische Polytechnische Zeitschrift  
**Band:** 4 (1859)  
**Heft:** 3  
  
**Rubrik:** Maschinenkunde und mechanische Technologie

### **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:** 25.02.2026

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

# Maschinenkunde und mechanische Technologie.

## Die Gegendrehungskurbeln. Ein Mechanismus zur Ersetzung der Ellipsenräder.

Von Prof. F. Reuleaux in Zürich.

Taf. 8.

Nicht selten findet man bei Arbeitsmaschinen die elliptischen Zahnräder oder Ellipsenräder angewendet, Paare von Zahnradern, deren Theilcurven congruente Ellipsen sind, welche sich je um einen ihrer Brennpunkte drehen (Fig. 1, Tafel 8). Bekanntlich theilen sie einander unter der Voraussetzung die Bewegung unter steter Wälzung der Theilcurven mit, dass der Abstand ihrer Drehachsen gleich der langen Axe der benutzten Ellipse ist (siehe Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, Bd. III. S. 300). Die Drehbewegung, welche das gleichförmig umgetriebene Rad  $AC$  dem Rade  $BD$  mittheilt, ist ungleichförmig und schwankt zwischen leicht bestimmbaren Grenzen. Hat nämlich  $AC$  die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , so ist die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  des Rades  $BD$  in der Stellung  $AC_1 BD_1$ , d. i. der Stellung ihres Maximums:

$$\omega_1 = \frac{AC_1}{BC_1} \omega = \frac{a+e}{a-e} \omega,$$

wenn man unter  $a$  und  $e$  die halbe lange Axe und die Excentricität der Ellipse versteht. In der Anfangsstellung dagegen befindet sich  $\omega_1$  in seinem Maximum, und man hat:

$$\omega_1^1 = \frac{a-e}{a+e} \omega,$$

mithin das Schwankungsverhältniss der Winkelgeschwindigkeit des getriebenen Rades:

$$\frac{\omega_1^1}{\omega} = \left( \frac{a-e}{a+e} \right)^2 = \left( \frac{1 - \left(\frac{e}{a}\right)^2}{1 + \left(\frac{e}{a}\right)^2} \right)^2$$

eine Veränderlichkeit, die durch passende Annahme von  $\frac{e}{a}$  leicht auf jedes wünschbare Mass erhoben, und dadurch für mancherlei Zwecke nutzbar gemacht werden kann. In der Ungleichförmigkeit von  $\omega_1$  besitzt aber der Mechanismus noch eine andere merkwürdige Eigenschaft. Befestigt man nämlich an dem getriebenen Rade eine Kurbel  $BK$ , welche auf eine Schubstange  $KU$  von der Schubrichtung  $BU$  wirkt, derart, dass diese Kurbel bei den obengenannten Hauptstellungen des Räderwerkes sich in ihrer mittlern Stellung

Polyt Zeitschrift. Bd. IV.

befindet (senkrecht zur Schubrichtung), so schiebt dieselbe den Schubpunkt  $U$  ungleich hin und her, so zwar, dass ein kleinerer Theil des Umlaufes von  $AC$  auf den Hinschub, ein grösserer auf den Rückschub verwendet wird. Der langsame Schub findet aber gleichzeitig (und ich weiss nicht, ob dies allgemeiner gekannt ist) fast seiner ganzen Länge nach sehr nahe gleichförmig statt, d. h. so, als ob  $U$  von  $A$  aus mittelst Getriebe und Zahnstange verschoben würde. Diese Eigenthümlichkeit, welche man auch bei einigen andern Mechanismen für ungleichen Hin- und Herschub\*) mit übrigen geringerer Vollkommenheit findet, macht die Ellipsenradkurbel sehr geeignet zu ihrer bekannten Anwendung bei kleineren Hobelmaschinen. Hier lässt man bei dem langsamern und dabei fast gleichförmigen Rückgang den Hobelstahl schneiden, erreicht also neben dem Zeitgewinn, den die Schnelligkeit des leeren Hinganges mit sich bringt, den Vortheil der bestmöglichen Wirkung des schneidenden Werkzeuges.

Eine anderweitige Anwendung der elliptischen Zahntheilungscurven ist diejenige bei den sogenannten Lobenrädern, von denen die Figuren 2 und 3 eine Andeutung geben. Hier greift ein elliptisches Rad  $A$ , das sich um einen seiner Brennpunkte dreht, in ein 2-, 3-, 4- oder  $n$ -lobiges Rad  $B$  ein, dessen Theilcurve so gestaltet ist, dass sie den 2-, 3-, 4-,  $n$ -fachen Umfang der Ellipse hat, und diese bei ihrer Drehung stets berührt. In Folge dessen schwankt bei gleichförmiger Drehung von  $A$  die Winkelgeschwindigkeit von  $B$  ebenso oft auf und ab, als das Rad Ausbauchungen oder Loben hat. Die Theilcurve ist von eigenthümlichem Gesetz, welches das der Ellipse als besondern Fall enthält\*\*). Bei einzelnen Arbeitsmaschinen werden bekanntlich solche Räder mit Vortheil benutzt, um gewisse periodische Geschwindigkeits-Änderungen hervorzurufen.

\*) Hierher gehört z. B. die von Whitworth so oft angewandte Schlitzkurbel, sowie der Schlitzhebel (von Redtenbacher in seinen „Bewegungsmechanismen“ Kurbelschleife genannt).

\*\*) Vergleiche Laboulaye's Cinématique, S. 228 ff., sowie Willis' Principles of mechanism, Art. 260–268. Eine sehr schöne und ganz allgemeine Theorie der unrunder Räder, welche zwar den vorliegenden Fall nicht behandelt, jedoch die Elemente zu seiner Ableitung enthält, findet sich in Redtenbacher's „Bewegungsmechanismen“, S. 4 ff.



Somit haben die Ellipsenräder für manche Zweige des Maschinenbaues eine beachtenswerthe Wichtigkeit. Ihrer Anwendung stellen sich indessen nicht selten die Schwierigkeiten ihrer Ausführung entgegen, indem bei den einfach elliptischen, wie bei den Lobenrädern die Theilcurve, wie die Zahnform grosse Aufmerksamkeit und Genauigkeit erfordern, wodurch die betreffenden Maschinentheile meist sehr vertheuert werden. Dies veranlasst mich, in Folgendem einen mir neu scheinenden Mechanismus mitzutheilen, welcher genau dasselbe Bewegungsgesetz verwirklicht, wie die Ellipsenräder, ohne die Schwierigkeit ihrer Anfertigung zu theilen. Die Vorrichtung ist in Figur 4 und 5 in zwei Ansichten dargestellt.

Als Vertreter der Ellipsenräder dienen die beiden gleichlangen Kurbeln  $AP$  und  $BQ$ , und die Schubstange  $PQ$ , deren Länge gleich dem Axenabstand  $AB$  ist. Die Kurbeln drehen sich im entgegengesetzten Sinne, und sind behufs der ungestörten Ueberschreitung der beiden todten Punkte jede mit einer Gabel  $D$ ,  $F$ , und einem Zahne  $C$ ,  $E$  versehen, welche wechselseitig in einander greifen. Dieser offenbar sehr einfache Mechanismus, den ich, um kurz davon sprechen zu können, ein Paar von Gegendrehungskurbeln nennen will, vertritt ein Ellipsenräderpaar, in welchem die grosse Ellipsenaxe gleich dem Axenabstand  $AB$ , und die Excentricität gleich der halben Kurbellänge ist. Durch Punktirung ist die den gewählten Verhältnissen entsprechende Ellipse in Fig. 4 angegeben. Der Beweis, dass die beiden in Rede stehenden Mechanismen einander vertreten können, ist der folgende.

Wenn die beiden Ellipsen  $CD$  und  $EF$ , Fig. 6, aus der punktirten Lage um die Winkel  $PAS$  und  $OBS$  derart herausgedreht worden sind, dass ihre Umfänge ohne Gleitung aufeinander gewälzt haben, so berühren sie sich in einem Punkte  $S$ , der auf der Centralen  $AB$  liegt. Man hat nämlich, wenn  $A$  und  $P$ ,  $B$  und  $Q$  die Brennpunkte sind:  $AS + SP = CD$ , d. i. auch  $= AB$  nach der Voraussetzung über die Axenentfernung, und ebenfalls:  $BS + SQ = EF = AB$ . Wegen Gleichheit der Bogen  $SE$  und  $SD$  ist aber nun auch  $PS = BS$ , mithin  $AS + SB = AS + SP = AB$ ; d. h.  $S$  liegt auf der Centralen  $AB$ . Ausserdem ist aber auch  $AS = SQ$ , und daher  $PS + SQ$  ebenfalls  $= AB$ . Da nun  $\angle ASP = \angle BSQ$ , so fällt  $S$  in die Gerade  $PQ$ , welche die Länge  $AB$  hat; d. h. die umlaufenden Brennpunkte  $P$  und  $Q$  haben wie die ruhenden einen veränderlichen Abstand, der gleich der langen Axe der Ellipse ist. Verbindet man daher  $P$  mit  $Q$  durch eine feste Gerade, so können die elliptischen Zahnringe weggelassen werden, indem die Kurbeln  $AP$  und  $BQ$  einander mittelst der Geraden  $PQ$  ganz dieselbe Bewegung mittheilen, welche die Zahnringe hervorriefen. Treten  $AP$  und  $BQ$  in die Centrale, was bei jeder Umdrehung zwei Mal vorkommt, so fällt auch  $PQ$  hinein, und kann dann nicht mit Sicherheit die entgegengesetzten Drehungen der Kurbeln hervorrufen; es sind daher die obenerwähnten Führungsstücke  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$  angebracht, um die Ueberschreitung der todten Punkte zu sichern. Die Ellipse, welche als Theilcurve dient, hat zur langen Axe den Abstand  $AB$  der Drehpunkte, oder auch die Länge  $PQ$  der

Schubstange; ihre Excentricität ist gleich der Hälfte der Kurbellänge  $AP$  oder  $BQ$ , wie oben behauptet wurde.

Es wird nicht unnöthig sein, ausser den schon oben ermittelten Grenzen der Aenderungen von  $\omega_1$  auch das Gesetz zu kennen, nach welchem die Veränderung vor sich geht. Zur Ermittlung desselben gibt uns Fig. 6 Folgendes. Hat sich die grosse Axe  $CD$  um den Winkel  $PAS = \omega$  aus  $GH$  gedreht, so hat die grosse Axe  $EF$  der zweiten Ellipse den Winkel  $HBF = \omega_1$  zurückgelegt; wir haben die allgemeine Beziehung zwischen  $\omega_1$  und  $\omega$  festzustellen. Es ist nun  $AP = BQ$ ,  $AS = SQ$ ,  $PS = SB$ , mithin  $\triangle APS \cong \triangle BQS$ , und daher  $\angle APS = \angle SBQ = 180 - \omega_1$ . Somit hat man:

$\sin(180 - \omega_1) : AS = \sin \omega : PS$ ,  
oder, indem man den Fahrstrahl  $AS$  mit  $\rho$  bezeichnet:

$$\frac{\sin \omega_1}{\sin \omega} = \frac{\rho}{2a - \rho}. \quad (1)$$

Dasselbe Dreieck liefert ferner die Beziehung:

$$PS^2 = AP^2 + AS^2 - 2AP \cdot AS \cos \omega,$$

d. i. weil  $AP = 2e$ ,

$$(2a - \rho)^2 = 4e^2 + \rho^2 - 4e\rho \cos \omega,$$

woraus nach kleiner Reduction die Polargleichung der Ellipse:

$$\rho = \frac{a^2 - e^2}{a - e \cos \omega}$$

folgt. Diesen Werth in (1) eingesetzt, gibt:

$$\frac{\sin \omega_1}{\sin \omega} = \frac{a^2 - e^2}{a^2 + e^2 - 2ae \cos \omega},$$

oder auch:

$$\frac{\sin \omega_1}{\sin \omega} = \frac{1 - \left(\frac{e}{a}\right)^2}{1 + \left(\frac{e}{a}\right)^2 - 2\frac{e}{a} \cos \omega}. \quad (2)$$

Für die Gegendrehungskurbeln vom Axenabstand  $l$  und dem Kurbelhalbmesser  $r$  sind statt  $e$  und  $a$  die Werthe  $\frac{r}{2}$  und  $\frac{l}{2}$  zu setzen, woraus dann für dieselben folgt:

$$\frac{\sin \omega_1}{\sin \omega} = \frac{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2 - 2\frac{r}{l} \cos \omega}.$$

Die gefundenen Formeln gestatten zwar keinen unmittelbaren Vergleich der beiden Drehwinkel, da sie statt des Verhältnisses der Winkel dasjenige ihrer Sinusse geben; sie können aber doch leicht dazu gebraucht werden, die gewünschten Werthe zu ermitteln. Freilich wird man im einzelnen Falle meistens leichter auf graphischem Wege zum Ziele kommen, und zwar durch Verzeichnung der Gegendrehungskurbeln (nicht der Ellipsen) in einer Reihe von Stellungen. Eine interessante Bemerkung, die sich aus dem Obigen ziehen lässt, ist die, dass die Gerade  $PQ$  die Centrale  $AB$  stets so schneidet, und von dieser stets so geschnitten wird, dass die Abschnitte die zusammengehörigen Fahrstrahlen einer Ellipse sind, deren grosse Axe  $= AB = PQ$  und deren Excentricität  $= \frac{AP}{2}$  ist. Die kleine Axe derselben findet sich auch

leicht graphisch. Da nämlich die kleine Halbaxe  $b = \sqrt{a^2 - e^2}$ , die ganze kleine Axe also  $= \sqrt{(2a)^2 - (2e)^2} = \sqrt{b^2 - e^2}$  ist, so braucht man nur, Fig. 7, über dem Axenabstand  $AB$  einen Halbkreis zu beschreiben, und nach dessen Schnittpunkt  $K$  mit einem der Kurbelkreise von dem gegenüberliegenden Drehpunkte  $B$  aus eine Gerade zu ziehen, um in  $KB$  die kleine Axe der Ellipse zu erhalten.

**Form der Mitnehmergabeln.** In Betreff der innern Begrenzung der Mitnehmergabeln kann man sich an die Konstruktion der Ellipsenräder in sofern anschliessen, als man die Aufgabe dahin deutet, dass an jedem Ende der Kurbel ein Element des Ellipsenrades auszuführen ist. Wir bringen daher an dem einen Ende des Armes einen Zahn, an dem anderen eine Zahnücke an, und wenden der Einfachheit wegen die Triebstockverzahnung an. Aus dem Zusammenhange des Mechanismus mit dem Ellipsenraderwerke wissen wir, dass beim toden Punkte der Berührungspunkt  $S$  (Fig. 6) in die Mitte zwischen  $A$  und  $Q_0$  oder  $B$  und  $P_0$  fällt. Verzeichnet man nun, wie es in Fig. 8 geschehen, die relative Bewegung des Armes  $BS_0$  gegen  $AS_0$ , indem man den Punkt  $B$  zu beiden Seiten von  $AH$  in einem Kreise vom Halbmesser  $AB$  um  $A$  verschiebt, so erhält man als Bahn des Punktes  $S$  die Curve  $SS_1 \dots S_2S$ , die als Verzahnungscurve benutzt werden kann. Giebt man nämlich dem Arme  $BQ$  bei  $S$  eine kreisförmige Abrundung (Stück eines Triebstockes) vom Halbmesser  $z$ , so ist die Gabel des Armes  $AP$  nach einer um  $z$  von  $S_2SS_1$  abstehenden Curve zu begrenzen. Man sieht aus der Zeichnung, dass die beiden Flügel der Gabel nicht lang zu sein brauchen, um schon einen erheblichen langen Eingriff hervorzurufen. — Die Curve  $SS_1 \dots S_2S$  ist nichts anderes, als die elliptische Epicycloide, welche durch Aufeinanderrollen der beiden Ellipsen, die durch die Gegendrehungskurbeln ersetzt werden, erzeugt werden kann. Da die Ellipsen hier congruent sind, so tritt der beschreibende Punkt bei  $S$  wieder in seine Ausgangsstellung, so dass die vorliegende Epicycloide in die besondere Form der Ellipsen-Cardioiden, wie man sich wohl ausdrücken dürfte, übergeht. Dieselbe wird hier besonders einfach, weil die wälzenden Ellipsen einander stets mit homologen Punkten berühren.

**Anbringung einer Schubkurbel.** Will man mit den Gegendrehungskurbeln noch eine Kurbel für Hin- und Herschub vereinigen, wie es oben bei den Ellipsenrädern besprochen wurde, so kann das sehr einfach bewerkstelligt werden, wenn die Schublänge der dritten Kurbel unveränderlich, und gleich derjenigen der beiden ersten sein soll. Man kann dann nämlich die Schubstange ohne Weiteres an die Verlängerung der Warze der getriebenen Kurbel anhängen. Nur ist dabei nicht zu vergessen, dass, wenn die oben erwähnte eigenthümliche Wirkung des ungleichen Schubes entstehen soll, die Schubkurbel so angebracht sein muss, dass sie sich in ihrer mittleren Stellung befindet, wenn die Treibkurbeln durch den toden Punkt gehen. Man hat also für diese Stellung die Schubrichtung senkrecht zur Kurbel anzunehmen, wie solches in Fig. 1 in  $BKU$  und  $B_1K_1U_1$  angedeutet ist. Soll

hingegen der Hub der Schubkurbel unveränderlich sein, so ist es am einfachsten, eine besondere geschlitzte Kurbel  $BM$  auf die getriebene Welle zu setzen, die man senkrecht zu ihrer Schubrichtung zu stellen hat, wenn die Treibkurbeln im toden Punkte sind.

Hier wird es nützlich sein, zu zeigen, wie man auf graphischem Wege solche Verhältnisse für die Gegendrehungskurbeln auffinden kann, welche eine gegebene Beziehung zwischen der Dauer des Hin- und Rückschubes hervorbringen. Fig. 9 gibt den einzuschlagenden Weg an.  $AB$  sei die Axenentfernung,  $A$  die treibende,  $B$  die getriebene Welle,  $BAP$  der Winkel, welchen die treibende Kurbel durchlaufen soll, während die getriebene eine Vierteldrehung (dem halben Schub entsprechend) zurücklegt. Man verlängere  $AP$  und  $QB$ , bis sie einander in  $T$  schneiden, halbire den Winkel  $ATB$ , und beschreibe aus dem Schnittpunkte  $S$  der Halbierungslinie mit  $AB$  einen Kreis mit dem Halbmesser  $SA$ . Das Stück  $BQ$ , welches derselbe von  $Bq$  abschneidet, ist die anzuwendende Kurbellänge, welche nun  $AP$  gleich gemacht wird. Auch kann man, statt mit  $SA$ , mit  $SB$  den Kreis beschreiben, der alsdann von  $AT$  die Kurbellänge  $AP$  abschneiden wird. Da nämlich die Dreiecke  $SPA$  und  $SBQ$ , wie oben erwiesen, congruent sein müssen, so war  $\angle STA = \angle STB$  und  $SQ = SA$ ,  $SP = SB$  zu machen. — Es liegt auf der Hand, dass bei einer praktischen Ausführung nur das Verhältniss von  $PQ$  zu  $AP$  und  $BQ$ , nicht die wirkliche Grösse dieser Linien, massgebend ist.

Die schon erwähnte Eigenthümlichkeit unserer Vorrichtung, für den einen Halbkreis der Schubkurbel bei gleichen Theilen von  $\omega$  gleiche Verschiebungen hervorzurufen, lässt sich ebenfalls am besten graphisch zeigen. In Fig. 9 ist ein derartiger Nachweis geführt. Die oben gewählten Verhältnisse lassen eine Vierteldrehung von  $AP$  auf den (schnelleren) Hinschub, die übrigen drei Viertel der Drehung auf den (langsameren) Rückschub kommen. In unserer Figur ist die getriebene Kurbel direct als Schubkurbel benutzt, und wirkt in der Richtung  $QT$ . Sie befindet sich in der Stellung  $Q$  in Beziehung auf das Hin- und Herschieben in einem toden Punkte. Sowie nun von dieser Stellung aus die treibende Kurbel und die gleichen Bogen  $PP_a$ ,  $P_aP_b$ ,  $P_bP_c$ ,  $P_cP_d \dots$  fortschreitet, geht die getriebene von  $Q$  nach  $a$ , von  $a$  nach  $b$ , von  $b$  nach  $c$  u. s. w., welche Punkte man erhielt, indem man mit der Zirkelöffnung  $AB = PQ$  von  $P_a$ ,  $P_b$ ,  $P_c$  aus in den zweiten Kurbelkreis einschnitt. Die Wege, welche das zu schiebende Stück zurücklegt, werden (unter Annahme einer unendlich langen Schubstange) durch die Lothe abgeschnitten, die man von  $a$ ,  $b$ ,  $c \dots$  aus auf  $BQ$  fällt. Sie sind, wie man sieht, ziemlich von gleicher Grösse. Auf der rechten Seite von  $TQ$  sind die Wege angegeben, welche das Schubstück bei dem rascher erfolgenden Hingang durchläuft, wenn die treibende Kurbel die Bogen  $PP_4$ ,  $P_4P_3$ ,  $P_3P_2$  u. s. w. zurücklegt. Die Abschnitte, in welche die aus 4, 3, 2 u. s. w. gefällten Lothe die  $BQ$  theilen, sind, wie man wahrnimmt, stark von einander verschieden.

Ersetzung der Lobenräder durch die Gegendrehungskurbeln. Unser Mechanismus kann auch die Lobenräder vertreten, und zwar sehr einfach dadurch, dass man (siehe Fig. 10) zwischen die zu treibende Welle von schwankender Winkelgeschwindigkeit und die getriebene Kurbel ein Stirn- oder Kegelräderpaar von 2-, 3-, 4-,  $n$ -facher Uebersetzung einschaltet. Die Uebersetzungszahl ist der Anzahl der Loben, welche man sonst anwenden würde, entsprechend zu machen. Zugleich möchten sich die Gegendrehungskurbeln in allen den Fällen vorzüglich empfehlen, wo man wünschen muss, das Verhältniss der Geschwindigkeitsschwankung verstellen zu können. Es möchte dies ziemlich häufig bei einzelnen Maschinen nützlich sein, wo der Versuch jenes Verhältniss feststellen muss. Mit den einmal angebrachten Lobenrädern können derartige Aenderungen nicht vorgenommen werden, hier aber lässt sich die Sache sehr wohl einrichten, indem man z. B. die Konstruktion in der in Fig. 11 angedeuteten Art ausführt. Die Kurbeln sind dort sowohl selbst auf ihren Axen verstellbar, als auch die Warzen sich verschieben lassen; Letzteres, um das Verhältniss  $\frac{l}{r}$  zu verändern, Ersteres, um die Mitnehmergabeln stets an die richtige Stelle bringen zu können. Was im Uebrigen die constructive Ausführung der Gegendrehungskurbeln anlangt, so wird es bei den Schubstangen mit nachstellbaren Schalen zweckmässig sein, wie in Fig. 4, die Nachstellung an beiden Enden in demselben Sinne wirken zu lassen, damit durch die Abnutzung die Länge von Mitte zu Mitte nicht geändert wird.

Schliesslich ist noch eine negative Folgerung aus der hier entwickelten Theorie zu entnehmen. Man hat nämlich hier und da versucht, einen dem vorliegenden ähnlichen Mechanismus zum Kuppeln zweier Wellen zu benutzen. So wandte neuerdings Claparède die in Fig. 12 skizzierte Vorrichtung zum Kuppeln der Schraubenwellen eines zweischraubigen Dampfschiffes an. Um die Ueberschreitung der todtten Punkte sicher zu stellen, war die Schubstange durch ein verschiebbares Stück  $S$  geführt, welches seinerseits um eine Axe drehbar ist, die sich in der Richtung der Centrale  $AB$  verschieben lässt.  $S$  wird von einem Excentric hin und her geschoben, damit seine Drehaxe immer grade in den Punkt der Centrale komme, wo diese durch  $PQ$  geschnitten wird. Letzteres ist zwar durch die Anstrengung des Excentrics nicht streng gewährleistet, da das Verschiebungsgesetz von  $S$  auf  $AB$  nicht das des Kurbelschubes ( $\xi = c \sin \omega$ ) ist; allein auch in anderer Beziehung möchte der Mechanismus für die angeführte Verwendung nicht geeignet sein, da die eine der Wellen jedenfalls zu einer sehr ungleichförmigen Drehung gezwungen ist, wenn nicht  $\frac{r}{l}$  sehr klein genommen wird. Diess wird überhaupt bei Uebertragung grosser Kräfte auf Wellen, welche eigentlich gleichförmig umlaufen sollten, den Mechanismus unanwendbar machen. Handelt es sich dagegen um kleinere Kräfte, bei denen zudem die Ungleichförmigkeit nicht stört, so kann der Claparède'sche Kupplungsapparat wohl oft gute Dienste leisten. (Civil-Ingen.)

## Neue Versuche über den Ausfluss des Wassers unter sehr hohem Drucke.

Von Prof. Jul. Weisbach.

Die Versuche über den Ausfluss des Wassers unter dem sehr hohen Drucke von 12 Atmosphären, welche der Verf. 1848 an der Einfallröhre der Wassersäulen-Maschine auf der Grube «Vergnügte Anweisung sammt Reussen» angestellt hat und deren Ergebnisse im Ingenieur, Bd. 1, S. 513 und daraus im Polyt. Centralblatt, 1848 S. 763 mitgetheilt sind, liessen sowohl in Hinsicht auf die Vollkommenheit des Apparates, als auch in Hinsicht auf Ausdehnung noch Mehreres zu wünschen übrig, und er hat deshalb 1858 eine neue vollständigere Reihe von ähnlichen Versuchen unter günstigeren Umständen angestellt. Ein Hauptmangel der ältern Versuche bestand darin, dass hierbei die Mundstücke nicht unmittelbar an die 26,6 Centimeter weite Einfallröhre, sondern nur an das Ende einer 19 Centimeter langen und 4,7 Centimeter weiten Seitenröhre angesetzt werden konnten, dass folglich das Wasser erst diese verhältnissmässig ziemlich enge Röhre durchlaufen und die sich hier darbietende Reibung überwinden musste, bevor es durch ein Mundstück zum Ausfluss gelangen konnte.

Die durch diese ältern Versuche erlangten Ergebnisse sind kurz zusammengefasst folgende:

1) Eine kurze cylindrische Ansatzröhre mit gut abgerundeter Einmündung von 1 Centimeter Weite und 3,5 Centimeter Länge gab den Ausflusscoefficienten

$$\mu = 0,988$$

2) Eine solche kurze cylindrische Ansatzröhre ohne Abrundung gab keinen vollen Ausfluss.

3) Ferner für eine kreisförmige Mündung in der ebenen dünnen Wand von ebenfalls 1 Centimeter Durchmesser wurde der Ausflusscoefficient

$$\mu = 0,613$$

gefunden, und

4) für eine quadratische Mündung in der ebenen dünnen Wand von gleichem Inhalte mit der vorigen kreisförmigen ergab sich dieser Coefficient

$$\mu = 0,600.$$

Durch die Ergebnisse dieser Versuche wird nachgewiesen, dass beim Ausfluss des Wassers unter hohem Drucke

1) das durch die bekannte Formel  $v = \sqrt{2gh}$  ausgedrückte Ausflussgesetz seine Gültigkeit behält, und

2) die durch eine Mündung in der ebenen dünnen Wand erzeugte Contraction des Wasserstrahls dieselbe ist, wie beim Ausflusse unter kleinem und mittlerem Drucke.

Der Verf. weist nun in seiner Mittheilung im Civil-Ingenieur, Bd. 5, Heft 3, der wir diesen Auszug entnehmen, zunächst theoretisch nach, dass der Ausfluss durch die kurze cylindrische Ansatzröhre ohne Abrundung bei grossen Druckhöhen nicht mit gefülltem Querschnitte erfolgen kann, und geht dann auf die Reibung des Wassers in langen Röhren über.

Da die 1848 ausgeführten Versuche auf die Bestimmung derselben nicht ausgedehnt worden sind, so war der Verf. darauf bedacht, neue Ausflussversuche in ähnlicher Weise auszuführen und hierbei das Wasser durch lange cylindri-

sche, sowie durch einige kurze konische Röhren ausfliessen zu lassen, zugleich aber auch einen vollkommeneren Ausflussapparat in Anwendung zu bringen. Hierzu bot die Wassersäulen-Maschine im Neuschachte bei der Grube »Herzog August« die beste Gelegenheit. Die Einfallröhre dieser Maschine hat zwar nur eine Weite von  $16\frac{2}{3}$  Centimeter, es ist aber dieselbe mit einer kurzen 15,5 Centimeter weiten Seitenröhre versehen, deren Querschnitt folglich  $15,5^2 = 240$  Mal so gross ist, als der eines 1 Centimeter weiten Mundstücks. Wenn folglich das Ausflusswasser durch diese Seitenröhre aus der Einfallröhre nach dem am Ende der ersten Röhre angebrachten Mundstücke geleitet wird, so ist hierbei die Geschwindigkeit des Wassers in dieser Seitenröhre 240 Mal so klein als die Ausflussgeschwindigkeit, daher die zur Erzeugung derselben nöthige Druckhöhe nur der  $240^2 = 57600$ te Theil der ganzen Druckhöhe und folglich ganz zu vernachlässigen. Ebenso kann man auch bei dem Ausfluss durch 1 Centimeter weite Mundstücke die Reibung des Wassers in der Einfallröhre ganz ausser Acht lassen, da die Höhe dieses Reibungswiderstandes, wie der Verf. durch Rechnung nachweist, noch nicht  $\frac{1}{5000}$  der Geschwindigkeitshöhe des ausfliessenden Wassers beträgt.

Die Resultate dieser neuen unter 103,6 Meter Druckhöhe angestellten Ausflussversuche, hinsichtlich deren Details wir auf unsere Quelle verweisen, sind folgende:

1) Ein konoidisches, gut abgerundetes Mundstück von 1,002 Centimeter Durchmesser.

Ausflusscoefficient  $\mu = 0,9935$ .

2) Eine längere düsenförmige Röhre mit innerer Abrundung von 14,5 Centimeter Länge, 3,8 Centimeter innerer und nahe 1 Centimeter äusserer Weite.

$\mu = 0,9971$ .

3) Eine kurze, konische convergente Röhre, innen abgerundet und in der Ausmündung cylindrisch verlaufend, von 1,012 Centimeter Durchmesser.

$\mu = 0,9984$ .

4) Eine kurze konische Röhre von 4 Centimeter Länge mit einem Convergenzwinkel von  $7^\circ 9'$ , innerlich 1,5, äusserlich 1,0 Centimeter weit.

$\mu = 0,9995$ .

5) Kurze cylindrische Ansatzröhre von 3 Centimeter Länge und 1,014 Centimeter Weite, innen abgerundet.

$\mu = 0,9543$ .

6) Dieselbe Röhre von 9 Centimeter Länge und 1,012 Centimeter Weite.

$\mu = 0,8933$ .

Die durch die Verlängerung der Röhre herbeigeführte Verminderung des Ausflusscoefficienten hat in der Reibung des Wassers im Verlängerungsstück ihren Grund.

7) Kurze cylindrische Ansatzröhre ohne Abrundungen, 1,014 Centimeter weit und 3 Centimeter lang.

$\mu = 0,5999$ .

Der Querschnitt der Röhre war beim Ausfluss nicht gefüllt.

8) Die vorige Röhre bis auf das Doppelte verlängert.

$\mu = 0,6038$ .

9) Dieselbe Röhre (unter 7) bis auf das Dreifache verlängert.

$\mu = 0,6300$ .

Dieses allmälige Wachsen des Ausflusscoefficienten deutet darauf hin, dass sich das Wasser theilweise und zwar um so mehr an die Röhrenwand anlegt, je länger die Röhre ist.

10) Eine kreisförmige Mündung von 1,010 Centimeter Durchmesser in der ebenen dünnen Wand.

$\mu = 0,6278$ .

Der Strahl war anfangs ganz durchsichtig und krystallähnlich, wurde aber schon in ca. 0,1 Meter Abstand von der Mündung durch die äussere Luft zerrissen.

11) Eine quadratische Mündung von 0,0030 Centimeter Seitenlänge in der ebenen dünnen Wand.

$\mu = 0,6151$ .

Dieselbe Bemerkung gilt auch hier.

12) Eine kreisförmige Mündung von 1,020 Centimeter Durchmesser in der konisch convergenten Wand. Der Convergenzwinkel betrug  $100^\circ$ .

$\mu = 0,7152$ .

13) Eine kreisförmige Mündung von 1,010 Centimeter Durchmesser in der konisch divergenten Wand. Der Divergenzwinkel betrug  $20^\circ$ . Das Mundstück bildete eine sogenannte innere Ansatzröhre.

$\mu = 0,5179$ .

14) Eine lange engere Messingröhre von 1,012 Centimeter Durchmesser, mit einem besonders innen abgerundeten, cylindrischen Ein-, sowie einem cylindrischen Ausmündungsstück, beide zusammen eine Röhre wie Nr. 6 bildend; die Länge der Röhre ohne Ein- und Ausmündungsstück war 2,00 Meter und die mittlere Geschwindigkeit in der Röhre 20,99 Meter.

Es ergab sich der Reibungscoefficient

$\zeta = 0,01690$ ,

was mit den früher vom Verf. gefundenen Resultaten an derselben Röhre,

bei 8,64 Meter Geschwindigkeit  $\zeta = 0,01869$

» 12,32 » »  $\zeta = 0,01784$

gut übereinstimmt.

15) Eine lange weitere Messingröhre von 1,402 Centimeter Durchmesser mit einem besonders, inwendig abgerundeten, cylindrischen Einmündungsstück und einem einfachen cylindrischen Ausmündungsstück. Die Länge der Röhre ohne Ein- und Ausmündungsstück betrug 2,981 Meter, die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in derselben 21,59 Meter.

$\zeta = 0,01478$ .

Auch dieser Werth stimmt mit den Resultaten früherer, an derselben Röhre angestellten Versuche, welche

bei 8,66 Meter Geschwindigkeit  $\zeta = 0,01719$

ergeben, sehr gut überein.

Die im Vorstehenden mitgetheilten Ergebnisse dieser neuen Versuche über den Ausfluss des Wassers unter sehr hohem Drucke stimmen mit den Erfahrungsergebnissen älterer Versuche über den Ausfluss unter kleinerem Drucke sehr gut überein und weisen auch die Richtigkeit der bekannten Ausflussgesetze mit Evidenz nach. (Durch P. C.-B.)

# Neues Gewicht-Manometer.

Von L. Seiss.

Taf. 9. Fig. 1=3.

Nachdem die offenen Quecksilbermanometer theils ihrer Kostspieligkeit, theils bei der häufigeren Anwendung von höher gespanntem Dampf ihrer unbequemen Form wegen von den Federmanometern in Oesterreich grösstentheils verdrängt sind, haben sich doch auch bei den letztern manche Uebelstände herausgestellt. Die verschiedenen Konstruktionen derselben bieten sämtlich so zarte Bestandtheile, dass bei der geringsten Störung, wäre dieselbe auch durch ein Tröpfchen Oel zu beseitigen, der feine Apparat abgenommen und dem oft sehr weit entfernten Verfertiger zugeschickt werden muss, da der Heitzer oder Maschinist denselben nicht zu öffnen wagt. Bedenklich ist auch namentlich bei höherm Drucke die Anwendung der Feder, welche mit Rücksicht auf die geforderte Bewegung ihrer Form nach der Elastizitätsgränze sehr nahe kommt und in solchem Falle eine Veränderung erwarten lässt. Diesen Uebelständen begegnet vorliegende Konstruktion.

Die Platte *A* (Fig. 1) erhält auf ihre beiläufig 6 □" betragende Fläche einen ausgiebigen Druck und stellt einen Kolben dar, dessen Liederung aus einem cylindrischen aber schlangenförmig eingebogenen Körper *L* besteht. Dieser hat durch seine geringe Metallstärke und die erwähnte Form die Eigenschaft, einem Dampfdruck bis zu 20 Atmosphären zu widerstehen; nach der Längenrichtung aber ist er so federartig beweglich, dass er der zugemutheten Bewegung nur einige Pfund Widerstand entgegensetzt, während seine Elastizitätsgränze um das Dreifache entfernt liegt. Um dem Körper Stabilität zu verschaffen, ruht er einerseits mit der Axe *a* (Fig. 1) in einer unbeweglichen Pflanne *b*. Die Axe *a'* nimmt die Hälfte des auf der Platte *A* entstehenden Druckes auf, welchen sie durch das Vermittlungsstück *P* auf die im Hebel *H* befestigte Axe *c* überträgt. Der Hebel *H* stellt einen Waagebalken nach dem System der Garnwaage vor, dessen Stützpunkt die Kante der in *B* ruhenden Axe *d* ist, und dessen Belastung in *c* sich mit der im Sinusverhältniss wirksamer werdenden Last *Q* ins Gleichgewicht setzt. Das Gewicht *Q* dient zugleich als Scala, indem auf weiss emailirtem Grunde eine deutliche Theilung angebracht ist. Die veränderte Lage dieser weissen Fläche kann nach einiger Uebung allein hinreichen, den Stand der Dampfspannung zu beurtheilen und gestattet auch bei ungünstiger Beleuchtung ein besseres Ablesen, als die meisten bisher gebräuchlichen Manometer.

Z. d. österr. Ing.-V.

## Giffard's „Einspritzer“ zum Speisen der Dampfkessel.

Taf. 9, Fig. 4.

Diese Vorrichtung, welche die Speisepumpe ersetzt, findet gegenwärtig in Frankreich sehr grosse Anwendung. Der verticale Durchschnitt dürfte hinreichend sein, einen deutlichen Begriff von dem Apparate zu geben. Das Rohr *a* steht mit dem Dampfkessel in Verbindung und leitet den

Dampf durch den Hahnen *b* in das Innere des Apparates, wo er bei *d* durch eine Menge kleiner Löcher in das Rohr *cd* eintritt. Die Stange *ef* ist mit einem Schraubengewinde versehen, kann durch die Kurbel *m* gedreht werden und dient zum Reguliren und Absperren des einströmenden Dampfes. Durch das Rohr *g* wird aus einem Reservoir *t* Wasser angesogen, welches durch die zwischen der konischen Rohrmündung *c* und der Mündung *h* gebildete ringförmige Oeffnung auszuströmen strebt. Diese Oeffnung kann nach Belieben mehr oder weniger erweitert werden, indem man mit dem Hebel *l* die mit stark steigendem Gewinde versehene Schraube *v* vor- oder rückwärts dreht und dadurch den damit zusammenhängenden Theil des Apparates verschiebt. Das bei *h* durch den bei *c* ausströmenden Dampf ausgespritzte Wasser geht in das Rohr *i* über; der Dampf selbst wird condensirt. Bei *j* befindet sich eine Klappe, welche das Wasser des Dampfkessels, der durch das Rohr *p* mit dem Apparate verbunden ist, zurückhält, wenn der letztere nicht funktioniert. Durch die Oeffnung bei *q*, welche durch einen eingeschraubten Deckel verschlossen ist, kann man leicht in das Innere der Ventilkammer *o* gelangen. Bei *r* endlich ist eine dicke Glasscheibe eingesetzt, durch welche sich die Thätigkeit des Apparates beobachten lässt.

Wir nehmen an, die ringförmige Oeffnung zwischen *c* und *h*, welche zum Durchgange des Wassers dient, sei zum Voraus regulirt worden. Um nun den Apparat in Gang zu setzen, wird der Hahnen *b* geöffnet, der Zapfen *e* so weit zugeschraubt, dass er bei *c* eine kleine Quantität Dampf ausströmen lässt. Dadurch entsteht im Saugrohre *g* eine Luftverdünnung, wodurch das Wasser steigt und den Raum um *c* herum ausfüllt. Ist dieses geschehen, so zieht man den Zapfen *e* noch weiter zurück, damit der Dampf voll aus *c* strömen kann. Alsdann wird das Wasser, welches vorher durch das Rohr *k* wieder abfloss, in dasjenige *i* und weiter in den Kessel getrieben, welcher Vorgang ein eigenthümliches Pfeifen verursacht.

### Preise des Apparates.

Für 2 Pferdekräfte	125 Frk.
„ 4	150 „
„ 12	200 „
„ 20	250 „
„ 50	400 „
„ 70	500 „

Der Konstrukteur Flaud, der sich für dieses Instrument in allen Ländern hat patentiren lassen, wendet denselben für verschiedene Zwecke an: als Speisepumpen bei Dampfkesseln und Lokomotiven; als Feuerspritzen, wobei man schon Wasserstrahlen von 30 Meter Höhe erhalten hat; endlich statt den Pumpwerken in Bergwerken. Der Apparat ist leicht herzustellen und arbeitet in überraschender Weise; denn man kann sich bei der Beobachtung eines funktionirenden Apparates selbst überzeugen, wie auch bei hochgespanntem Dampfe das Wasser mit ausserordentlicher Gewalt in den Kessel strömt.



Maschinen.	Gewicht		Belastung der Triebstrahleraxen.	Geschwindigkeit: Wegstunden in 1 Zeitstunde.	Spannung des Dampfes im Kessel.	Zugkraft.			Cylinder.			Triebsträder			Laufsträder			Feuerbüchse.				Cylindertheil des Kessels.		Stedröhren		Heizfläche			Pumpen.		Blasrohr.		Bielle.			Grösste Breite der Maschine.		
	der Maschine.	des Wassers u. d. Kohlen.				Steigung 0 0/00.	Steigung 10 0/00.	Steigung 20 0/00.	Durchmesser.	Kolbenhub.	Schieberhub.	Anzahl.	Durchmesser.	Axendicke in den Lagern.	Anzahl.	Durchmesser.	Axendicke in den Lagern.	Länge.	Breite.	Höhe.	Länge.	Länge.	Durchmesser.	Länge.	Anzahl.	der Stedröhren.	der Feuerbüchse.	Total.	Durchmesser.	Hub.	Grösster Querschnitt.	Kleinster Querschnitt.	Länge.	Zapfendicke am Kreuzkopf.	Zapfendicke an der Kurbel.		Fussblechhöhe.	
12 Schnellzug Maschinen	550	220	770	10	8	7	3800	1800	800	120	150	30	4	508	55	4	302	33	305	320	500	1250	368	1263	17	125	846	04	910	30	50	18	5.1	600	25	52	375	820
26 Mittlere Maschinen	660	240	900	13	6	6	8000	3800	1500	136	187	38	4	458	55	6	305	20	312	350	490	1425	382 hoch 370 breit	1439	17	138	1054	07	1121	38	43	7	750	20	33	375	900	
16 Schwere Maschinen	740	260	1000	11	4	7	12000	6000	3000	145	203 1/4	38	6	385	55	4	304	33	352	352	490	1425	425	1439	17	164	1250	70	1320	38	43	20	4.4	775	22	40	354	900

# Lindsay's Maschine zum Poliren von Glas, Marmor, etc.

Taf. 9, Fig. 5—9.

Beim Poliren von Glas- oder Steinflächen ist es immer schwierig, kleine Ritzen zu vermeiden, welche durch gröbere oder härtere Theile in dem Polirmittel (Schmirgel, Bimsstein, Pariser Roth u. dgl.) hervorgebracht werden; bloss ein möglichst grosser Wechsel der relativen Bewegung der Reiber und der zu polirenden Flächen macht eine vollkommene Politur möglich.

Die zu beschreibende Erfindung besteht darin, den Reibern eine dreifach rotirende Bewegung zu geben, welche sich am Besten mit der Bewegung des Trabanten eines Planeten vergleichen lässt, indem die Reiber an besondern drehbaren Scheiben so angebracht sind, dass sie sich vermöge der auf der Polirfläche verursachten ungleichen Reibung in verschiedener Entfernung vom Mittelpunkt um ihre eigene Axe drehen und zugleich den Scheiben, an denen sie fest sind, eine drehende Bewegung mittheilen können. Diese Scheiben sind nämlich an Armen angebracht, welche sich über einer an einer vertikalen Achse drehbaren Platte horizontal erstrecken und so eingerichtet sind, dass die Entfernung der Scheiben mit den daran angebrachten Reibern vom Mittelpunkt der Platte vergrößert oder verkleinert werden kann, je nachdem es die Grösse der zu polirenden Fläche erfordert.

Fig. 5. Vorderansicht der Maschine, theilweise im Querschnitt.

Fig. 6. Grundriss derselben.

Fig. 7. Querschnitt einer Scheibe mit den daran befestigten Reibern.

Fig. 8 u. 9. Untere Ansichten von verschiedenen gestalteten Reibern.

In einem hinreichend starken Gestell *A* von Holz oder Eisen ist eine verticale Axe *B* drehbar und mit dieser eine Scheibe oder Tisch *C* so verbunden, dass sich letzterer in einer horizontalen Ebene dreht. Die Achse *B* dreht sich auf einem Zapfen in dem Querholze *H*, ist oben dicht unter der Platte *C* durch ein Querstück *J* geführt und wird von der horizontalen Axe *F* aus durch die Räder *E* und *D* gedreht. Der obere Theil der Füße des Gestelles *A* ist durch Querstücke *I* verbunden und unterhalb dieser sind die Arme *G* und *G'* an zwei sich gegenüberstehenden Füßen *A'* drehbar, so dass sie in jeden beliebigen Winkel mit den diese Füße verbindenden Querstücken *I* gebracht werden können. Um sie festzustellen, sind in dem die zwei andern Füße verbindenden Querstück *I* die Schlitz *d* angebracht, sowie die Arme *G* und *G'* mit Schlitz *b* versehen, worin ein Schraubenzapfen *c* sich verschieben lässt. Durch Feststellung der letztern werden die Arme in der verlangten Richtung gehalten. Am Arme *G* ist mittelst der Schraubenmutter *e* und *f* ein Zapfen *K* befestigt, an welchem sich eine metallene Scheibe *L* frei und in solcher Weise dreht, dass sie auch auf- und abwärts einigen Spielraum hat (Fig. 7); sie trägt die Reiber *M*, welche durch die Zapfen *g* nahe am äusseren Rande derselben befestigt sind. Die Köpfe der Zapfen *g* sind von unten her

in die Reiber *M* versenkt, stehen aber so weit vor, dass hinreichender Spielraum vorhanden ist, um die Reiber fortwährend mit ihrem vollen Gewichte auf dem zu polirenden Gegenstande aufliegen zu lassen. Die Ränder *h* der Reiber sind erhöht und entweder parallel (Fig. 8) oder spiralförmig (Fig. 9) sich nach innen zu erweiternd, je nachdem die Natur des zu polirenden Gegenstandes ein stärkeres oder schwächeres Reiben erfordert. Auf diese Weise ruht das ganze Gewicht der Scheiben *L*, sowie der Reiber *M* fortwährend auf der zu polirenden Fläche und erleichtert die Arbeit.

Da jedoch bei feinerer Politur ein geringerer Druck wünschenswerth ist, so hat man bei dem Arme *G'* die Scheibe *L* durch ein leichteres Armkreuz *L'* ersetzt, an dessen Enden die Reiber *M'* angebracht sind, welche ebenfalls lose an den Zapfen *g'* hängen.

Die zu polirenden Gegenstände *a* werden auf der Scheibe *C* befestigt, welche zu diesem Zwecke mit einem vorstehenden Reife versehen ist. Das Polirmittel wird feucht aufgetragen und die Maschine in Bewegung gesetzt. Durch die in verschiedener Entfernung vom Drehpunkt stattfindende ungleiche Reibung werden die Reiber *M* und *M'* in Rotation gebracht und aus dem gleichen Grunde nimmt auch die Scheibe *L* oder das Armkreuz *L'* eine drehende Bewegung an. Da überdiess noch die zu polirenden Gegenstände für sich in Umdrehung versetzt werden, so wird durch grosse Veränderung in der gegenseitigen Lage der reibenden Flächen eine sehr feine Politur in verhältnissmässig kurzer Zeit erzielt. — Unter gewissen Umständen kann man mit wesentlichem Vortheil die zu polirenden Gegenstände an der untern Seite der Reiber *M* und *M'* befestigen, wo dann die Fläche der Scheibe *C* selbst als Reiber wirkt.

(Nach Dingler.)

### Franklin's magnetischer Schwimmer, als Wasserstands- zeiger für Dampfkessel.

Beschrieben von Prof. Rühlmann.

Taf. 9, Fig. 10–15.

Zur Wahrnehmung des gehörigen Wasserspiegels in Dampfkesseln betrachtet man zur Zeit fast überall als bestes Mittel die sogenannten Wasserstandsgläser, da sie wenigstens bei sorgfältiger und aufmerksamer Behandlung sicherere Anzeiger abgeben, als die Schwimmer, welche desshalb auch nirgends mehr als gesetzmässige Apparate zur Erkennung des richtigen Wasserstandes bei Dampfkesseln in Anwendung gebracht werden dürfen. Demungeachtet leiden diese Wasserstandsgläser an mehrfachen Uebeln, z. B. der leichten Zerbrechlichkeit und dem Blindwerden der Gläser, an der Verstopfung der Kommunikationsröhren u. dgl. mehr, wesshalb es erklärlich ist, wenn man bemerkt, dass man fortwährend nach vollkommnern Mitteln für gedachten Zweck sinnt und bereits auch in diesem Streben nicht ganz erfolglos gewesen ist.

Zu den vorzüglichsten Wasserstandszeigern der jüngsten Zeit gehören desshalb die magnetischen Schwimmer,

wie sie Lethuillier-Pinel, Mechaniker in Rouen, zuerst auf der Pariser Weltausstellung 1855 präsentierte und wovon sich Abbildung und Beschreibung (am vollständigsten) in Armengaud's Publication industrielle des Machines etc. Tome IX. pag. 471 Pl. 36 vorfinden. Die bedeutenden Anschaffungskosten (180 Franken) dieses sinnreichen Schwimmers und wahrscheinlich die zuweilen versagenden, gleichzeitig angebrachten Mechanismen, um den höchsten wie niedrigsten (nicht zulässigen) Wasserstand durch den grellen Ton einer Dampfpfeife zu markiren, scheinen Ursachen gewesen zu sein, dass die Lethuillier'schen Instrumente, wenigstens in Deutschland, eine Verbreitung nicht gefunden haben.

Um so erfreulicher war es mir daher, als ich in England eine Gattung etwas anders konstruierter und wohlfeilerer magnetischer Schwimmer in Anwendung fand, die einem gewissen Franklin patentirt sind, und von Whittaker & Battersby, General Mill Furnishers in Oldham (bei Manchester) angefertigt werden.

Auf Taf. 9 findet sich Franklin's Schwimmer Fig. 10 bis 15 abgebildet, dabei überall gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet. Der Schwimmer *S* (eine hohle Kupferkugel) ist auf einem rechtwinklig umgebogenen eisernen Stabe (Grundrissfigur 13) *a* befestigt, welcher frei durch ein eisernes Rohr *bb'* hindurchgeht und in letzterem sich ungehindert drehen kann. Zur Aufnahme des Rohrs *b* dient zunächst die Nabe einer messingenen tellerartigen Scheibe *c*, während dasselbe zugleich eine Stütze in der Kesselwand *k* findet, woselbst es mittelst Schraubenmutter *d d* festgehalten und gedichtet wird. Ein entsprechend vertiefter oder ausgehöhlter Deckel *f* wird mit *b* durch Schrauben *g* in der aus Fig. 12 erkennbaren Weise verbunden, so dass ein verschlossener cylindrischer Raum entsteht, in welchem sich ein am Ende der Stange *a* befestigter Magnet *m* mit ersterer zugleich frei drehen kann. Vor der Deckplatte *f*, in deren Mitte, ist ferner eine Magnetnadel *z* frei aufgehängt, welche mit dem Magneten *m* in keiner materiellen Verbindung steht. Die Art des Aufhängens der Magnetnadel erhellt aus den Figuren 14 und 15 (wahre Grösse).

Eine auf *f* befestigte emailirte Platte *y* trägt zu beiden Seiten eine zum Erkennen des jedesmaligen Wasserstandes brauchbare Skale, so wie endlich letztere und die Nadel *z* von einer ausserhalb befestigten Glasscheibe *i* entsprechend geschützt wird.

So weit meine Erfahrungen reichen, bewährt sich dieser Schwimmer recht gut, obgleich bei hochgespannten Dämpfen die Anziehungskraft des Magneten *m* etwas geschwächt wird. Fraglich dürfte es allerdings sein, ob die Beweglichkeit des Stabes *a* im Rohre *b* nicht beeinträchtigt, oder wohl gar aufgehoben werden kann, wenn das Kesselwasser nach allen Seiten hin leichte Niederschläge bildet, welche den freien Raum zwischen *a* und *b* auszufüllen vermögen.

(Mitth. d. Gew. Ver. Hannover).

## Selbstthätiger Wassersammler bei Dampfleitungen.

Von Maschinen-Direktor Kirchweger in Hannover.

Taf. 9, Fig. 16 und 17.

Bei langen Dampfleitungen findet sich in Folge der Abkühlung stets etwas kondensirtes Wasser, welches von dem Dampfstrom fortgerissen in die Arbeitsmaschine gelangt und hier zerstörende Wirkung veranlassen kann. Um diesem Uebel entgegenzuwirken, bringt man in der Rohrleitung an entsprechender Stelle einen Wassersammelkasten an, in welchem jenes Wasser sich anzusammeln Gelegenheit findet; ist das Gefäß gefüllt, so muss es entleert werden, und damit diess von selbst geschehe, hat man folgende Einrichtungen getroffen.

Fig. 16. In der Dampfleitungsröhre *ab* ist das Sammelgefäß *cc* eingeschaltet, innerhalb dieses ist eine hohle Kugel *d* von Messing- oder Kupferblech angebracht, welche mit entsprechenden Leitungsstiften in den Führungen *ef* gehalten sich nur auf und nieder bewegen kann. Der untere Leitungsstift endet bei *g* in ein kleines Kegelventil, welches die Abflussröhre *h* verschliesst, sobald die Kugel mit ihrem Gewichte frei niederdrückt. Sammelt sich nun in dem Gefasse ein gewisses Wasserquantum, so dass darin die Kugel *d* schwimmt, so wird das Ventil *g* gehoben und der Wasserausfluss durch *h* gestattet, bis der Wasserspiegel und zugleich die schwimmende Kugel so weit gesunken sind, dass das Ventil *g* die Oeffnung *h* wieder verschliesst.

Fig. 17 stellt einen ähnlichen Apparat dar, welcher von dem vorigen nur insofern abweicht, als anstatt dort *d* eine hohle Kugel, hier *dd* ein nach oben offenes Gefäß ist, welches auf seiner innern Bodenfläche bei *g* ein Stückchen vulkanisirtes Gummi elasticum trägt, durch welches letztere die Oeffnung des Rohres *h* wasserdicht verschlossen wird, sobald das Gefäß *dd* von dem zwischen den Wänden *cd*, *dc* befindlichen Wasser schwimmend getragen wird. Bei einer gewissen Ansammlung von condensirtem Wasser wird auch das Gefäß *dd* gefüllt und zwar so weit, bis dasselbe sinkt und dadurch die untere Oeffnung des Rohres *h* frei wird. Der Druck des Dampfes auf die Wasseroberfläche veranlasst das Ausströmen des Wassers durch das Rohr *h* so lange, bis das Gefäß erleichtert emporsteigt und die Gummiplatte die Oeffnung wieder verschliesst. Die Dimension eines solchen Sammelgefäßes ist etwa 10 bis 12 Zoll Höhe bei eben solchem Durchmesser.

### Kehlmann's Blechscheere.

Taf. 9, Fig. 18—23.

Diese Blechscheere wird schon seit einer Reihe von Jahren in der Maschinenfabrik des Herrn Kehlmann in Badbergen mit entschiedenem Vortheile zum Zerschneiden von Blechtafeln angewandt.

Fig. 18 stellt die Scheere in der Seitenansicht, Fig. 19 im Grundriss dar. Fig. 20 zeigt die Scheere im halbgeöffneten Zustande von der anderen Seite. Fig. 21 zeigt die Durchschnittsfläche nach  $\alpha\beta$ , und Fig. 22 nach  $\gamma\delta$ . *A* ist das aus Gusseisen hergestellte Untertheil der Scheere. In

Polyt. Zeitschrift. Bd. IV.

dieses ist das stählerne Blatt *a* vermittelst 4 Schrauben eingesetzt. Ist letzteres durch den Gebrauch abgenutzt, so kann es herausgenommen und ausgebessert, oder nach Bedürfniss durch ein neues ersetzt werden. Das Untertheil der Scheere wird entweder in dem Schraubstock eingespannt oder durch Schrauben an einem Holzklotze oder seitlich an der Werkbank befestigt, zu welchem Zwecke die beiden Löcher *bb* vorhanden sind. Der Drehpunkt des obern Blattes befindet sich oberhalb der gradlinigen Schneide des untern Blattes. Damit nun ein ungehindertes Fortschreiten der Hälfte des zerschnittenen Bleches, welche sich vom Arbeiter aus auf der linken Seite befindet, stattfinden kann, muss das Untertheil *A* in der Verlängerung der Schneide von *a* eine rinnenartige Vertiefung *c* Fig. 20 und 22 haben, wodurch die Kröpfung *d* bedingt wird. Die linke Hälfte des zerschnittenen Bleches kann so in der Rinne *c* fortschreiten, während die rechte unter der Kröpfung *d* sich fortbewegen kann, ohne eine Biegung zu erleiden. Das obere Scheerblatt *B* bewegt sich um den Bolzen *e*. Um ein zu tiefes Niedergehen dieses oberen Scheerblattes zu verhüten, wodurch in gewissem Grade ein Zerreißen und Verbiegen des Bleches in *f* stattfinden würde, tritt die Stirn desselben gegen die vordere Fläche der Kröpfung *d*. Um die Drehung des Bolzens *e* zu verhüten, hat der Kopf desselben eine lappenförmige Erweiterung, die einen Stift *g* trägt, der in einem entsprechenden Loche des Untertheils sich befindet.

Man hätte die Drehung des Bolzens auch auf eine andere Weise verhindern können, indem man ihm nämlich so weit er im Untertheile *A* der Scheere befindlich ist, eine prismatische Gestalt gegeben hätte. Dadurch würde er aber in gewissem Grade eine Schwächung erleiden. Auch ist ein genaues Einpassen des Bolzens in das gleichgestaltete Loch, was zu einer richtigen Führung des obern Blattes nothwendig ist, bei einer prismatischen Gestalt weit schwieriger als bei einer runden. Der lange Schenkel des obern Scheerblattes ist kurz vor dem hölzernen Hefte *C* etwas nach der Seite gebogen, was zu einer guten Wirkung der Scheere und zur bequemen Arbeit zweckmässig erscheint.

(Mittheil. des Gew.-V. Hannover.)

**Hartig's einfaches Verfahren, den Parallelismus der Endaxen feiner Wagen gegen die Mittelaxe zu prüfen und die vorhandenen Abweichungen zu messen.**

Taf. 9, Fig. 24—26.

Den Parallelismus der drei Axen zählt man mit Recht zu den Erfordernissen einer guten Waage. Die Brauchbarkeit einer solchen hängt sehr wesentlich von dem Vorhandensein dieser Eigenschaft ab. Es ist nutzlos, zur Erzielung einer grössern Genauigkeit die Empfindlichkeit einer feinen Waage auf ihr höchstes Mass zu steigern und die Wägungen selbst mit aller möglichen Sorgfalt auszuführen, so lange die Endaxen nicht parallel zur Mittelaxe des Balkens gestellt sind. Der Fehler äussert sich, je nachdem eine Abweichung in horizontaler oder verticaler



Richtung vorhanden ist, in doppelter Weise. Im ersten Falle reicht eine geringe Verrückung der Gehänge, ja schon das blosses Versetzen der Gewichte auf den Waagschalen hin, das wirksame Hebelarmverhältniss zu verändern; wiegt man auf einer solchen Waage einen und denselben Gegenstand mehrere Male unter ganz gleichen Umständen nach einander, so besitzen die erhaltenen Resultate auffallende Verschiedenheiten, welche viel grösser sind als die möglichen Ablesungsfehler: die Waage spielt veränderlich ein. Im zweiten Falle, eine Abweichung der Endaxen gegen die Mittelaxe in vertikaler Richtung vorausgesetzt, wirken die nämlichen Einflüsse dahin, dass bei einer und derselben Belastung die Empfindlichkeit der Waage sich verändert, eine für genaue Wägungen ebenfalls unwillkommene Erscheinung.

Es ist daher wünschenswerth, ein Verfahren zu besitzen, durch das selbst sehr kleine Abweichungen in der Stellung der drei Axen sich noch mit Sicherheit auffinden lassen und das zugleich einfach genug ist, um beim Justiren der Waagen zur möglichst genauen Herbeiführung des Axenparallelismus benutzt werden zu können. Ein solches Verfahren, das der Verf. mehrfach angewendete, soll hier beschrieben werden; es ergibt sich aus folgenden Bemerkungen:

Wenn es darauf ankommt, bei einer Nebenaxe, die gegen die Mittelaxe in horizontaler Richtung um einen kleinen Winkel abweicht, den ihrer Gesamtbelastung zukommenden wirklichen Hebelarm genau anzugeben, so hat man von der Verbindung: Gehänge, Schale und Gewichte, den Schwerpunkt aufzusuchen; eine Verticale durch denselben wird die Schneide treffen und der Punkt, worin diess geschieht, ist als der wahre Angriffspunkt der Gesamtbelastung der Schneide anzusehen; sein Abstand von einer Verticalebene durch die Mittelaxe ist der effective Hebelarm dieser Belastung. Bei regelmässiger Ausführung aller in Frage kommenden Theile wird der bezeichnete Punkt immer nahe auf die Mitte der Schneide fallen. So lange er während der Benutzung der Waage keine Verrückung erfährt, ist der Nichtparallelismus der drei Axen durchaus ohne Nachtheil. Aber die vom Wägen unzertrennlichen Operationen, das Auf- und Absetzen der Gewichte, das Arretiren der Schalen und Gehänge, in Verbindung mit der meist nicht vollkommen beweglichen Aufhängung der Schalen an den Gehängen, bewirken gerade, dass der in Rede stehende Punkt nicht immer genau wieder an dieselbe Stelle der Schneide fällt, vielmehr bald um wenig nach vorn, bald nach hinten rückt. Diess würde bei vollkommenem Parallelismus der Axen ohne Einfluss auf das Hebelarmverhältniss der Waage sein, bewirkt aber schon bei einer Horizontalabweichung von wenigen Minuten eine um so merkbarere Störung desselben, je empfindlicher die Waage ist. Aus der blossen Veränderlichkeit einer solchen lässt sich jedoch, weil man das Eintreten und die Grösse jener Verrückungen während des Wägens nicht beherrschen kann und weil ein veränderliches Einspielen auch durch einige andere Ursachen herbeigeführt werden kann, noch kein sicherer Schluss auf den Nichtparallelismus der Axen ziehen.

Wohl aber kann diess mit erforderlicher Genauigkeit dadurch geschehen, dass man absichtlich den wahren Angriffspunkt der Totalbelastung bis nahe an die Enden der Schneide hinausrückt; man erhält dann die äussersten Grenzen der Werthe, innerhalb deren der Hebelarm überhaupt sich bewegen kann. Dieses Hinausrücken des Angriffspunktes der Belastung nach den Enden der Schneide lässt sich nun sehr leicht bewerkstelligen, wenn man für die zu prüfende Axe nicht die Waagschale belastet, sondern dieselbe ganz von dem Gehänge trennt und ein Gewichtsstück *a* von geeigneter Grösse, das, wie Fig. 24 und 25 in halber natürlicher Grösse zeigen, mit einem passenden Drahtaken versehen ist, auf das untere Querstück *b* des Gehänges abwechselnd unter dem einen und anderen Ende der Schneide *c* aufhängt; die Tarirung auf der anderen Seite der Waage erfolgt durch gewöhnliche Belastung der Schale, so dass der wirksame Hebelarm dieser Seite während der Prüfung jener keine Aenderung erfährt. Aus der Verschiedenheit der Gewichte, durch welche man tariren muss, wenn man den Angriffspunkt an das hintere oder vordere Ende der Schneide verlegt, lässt sich sehr sicher die Art und Grösse der vorhandenen horizontalen Abweichung der betreffenden Endaxe gegen die Mittelaxe beurtheilen.

Aber auch die vertikale Abweichung dieser beiden Axen kann man durch dasselbe Verfahren ermitteln. Ist nämlich eine solche vorhanden, so kann die Empfindlichkeit der Waage, wenn man den Angriffspunkt der Belastung nahe an das eine oder andere Ende der Schneide hinausrückt, nicht dieselbe bleiben, denn es ist aus der Theorie der Waage bekannt, dass die Empfindlichkeit eines belasteten Balkens um so geringer ist, je weiter die Mittelaxe von der Verbindungsgeraden der den beiden zukommenden Belastungspunkte absteht. Hat also z. B. die Endschneide eine Neigung nach vorn, so wird die Waage um so weniger empfindlich sein, je weiter man den Angriffspunkt der Belastung nach vorn rückt. Umgekehrt wird man also schliessen können, dass dasjenige Ende einer Nebenaxe, für welches die Waage die geringste Empfindlichkeit zeigt, tiefer liegt als das andere.

Sonach besteht das ganze Prüfungsverfahren für beiderlei Abweichungen einfach darin, dass man durch Verhängen eines passenden Gewichtsstückes in dem Gehänge der betreffenden Schneide den wahren Angriffspunkt der Belastung abwechselnd nach dem einen und anderen Ende der Schneide verlegt und für beide Lagen beobachtet:

- 1) den Unterschied der erforderlichen Tarirung auf der anderen Seite, und
- 2) den Ausschlag für ein bestimmtes kleines Zulagengewicht.

Bei manchen Waagen ist die Form der Gehänge zu dieser absichtlichen Verlegung des Angriffspunktes nicht geeignet; dann kann man sich dadurch helfen, dass man, wie es in Fig. 26 angegeben ist, zwischen die verticalen Seiten *ab* des Gehänges einen kurzen hölzernen Steg *c* einklemmt und an diesem die Prüfungsgewichte aufhängt.

Da es bei der Wichtigkeit der ausserdem noch an die drei Axen einer feinen Waage zu stellenden Anforderun-

gen immer ein seltener Fall sein wird, dass dieselben auch mit aller Genauigkeit parallel zu einander stehen, so bildet es gewiss einen nicht uninteressanten Beitrag zur Beurtheilung solcher Waagen, wenn man die Grösse der immer noch vorhandenen Abweichungen genau zu messen im Stande ist. Auch hierzu eignet sich das beschriebene Verfahren sehr gut.

### 1. Die horizontale Abweichung.

Es bezeichne

- $l_1$  den Abstand des von der Mittelaxe entfernteren Endes der zu prüfenden Endaxe von einer Verticalebene durch die Mittelaxe;
- $l_2$  denselben Abstand für das der Mittelaxe zunächst liegende Ende;
- $l$  den Hebelarm der Waage, also den mittlern Abstand beider Endaxen von der bezeichneten Ebene;
- $P_1$  die Belastung, welche zur Herstellung des Gleichgewichts auf der entgegengesetzten Schneide angebracht werden muss, wenn der Angriffspunkt der Belastung bei der zu prüfenden Schneide an das von der Mittelaxe entferntere Ende verlegt wird (also mit Einschluss des Gewichts von Gehänge und Schale);
- $P_2$  die Tarirung für das andere Ende der zu prüfenden Schneide;
- $P$  die Belastung, mit welcher an der zu untersuchenden Schneide selbst die Prüfung ausgeführt wird (Gehänge, Drahtaken, Probegewicht);
- $\alpha$  den Winkel, um welchen die zu prüfende Axe in horizontaler Richtung von der Mittelaxe abweicht;
- $b$  die Länge der Endaxen.

Dann bestehen folgende vier Gleichungen:

$$\begin{array}{ll} 1) P_1 l = P l_1 & 2) P_2 l = P l_2 \\ 3) l = \frac{l_1 + l_2}{2} & 4) \sin \alpha = \frac{l_1 - l_2}{b} \end{array}$$

aus denen sich leicht unter Elimination von  $P$  die folgenden zwei ergeben:

$$\begin{array}{l} 5) l_1 - l_2 = 2l \cdot \frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2} \\ 6) \sin \alpha = 2 \cdot \frac{l}{b} \cdot \frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2} \end{array}$$

Aus 5) ergibt sich die vorhandene Abweichung als Länge, aus 6) als Winkel.

Beispiel. An einer sehr gut ausgeführten Waage wurde Folgendes beobachtet. Brachte man ein mit Drahtaken versehenes Zweipfundstück an das hintere Ende der linken Schneide, so betrug die erforderliche Tarirung auf der rechten  $P_1 = 623480$  Milligramm; versetzte man dasselbe Gewicht nach dem vorderen Ende, so waren rechts zur Herstellung des Gleichgewichts nur nöthig  $P_2 = 623418$  Milligramm, also 72 weniger; ausserdem war  $l = 353,5$  Millimeter,  $b = 33$  Millimeter. Es folgt daher aus 5):

$$l_1 - l_2 = 2 \cdot 353,5 \cdot \frac{72}{1,246908} = 0,0408 \text{ Millimeter}$$

und aus 6)

$$\sin \alpha = \frac{0,0408}{33} = 0,00124, \text{ d. h. } \alpha = 0^\circ 4' 15''.$$

Es ist sonach das hintere Ende der Schneide um  $\frac{1}{25}$  Millimeter weiter von der Mittelaxe entfernt als das vordere, oder die Schneide convergirt nach vorn gegen die Mittelaxe um  $4' 15''$ . Die erste Zahl ist bis zur dritten Decimalstelle sicher, da man die in Gleichung 5) vorkommenden Faktoren mit Leichtigkeit auf  $\frac{1}{100}$  ihrer Grösse richtig bestimmen kann. Die zweite Zahl  $\alpha$  wird durch die Messung des Abstandes  $b$  der beiden Angriffspunkte etwas unsicherer, da man diesen nur etwa bis auf  $\frac{1}{2}$  Millimeter genau angeben kann; im Endresultat wird dadurch im vorliegenden Falle eine Unsicherheit von 4 Sekunden hervorgerufen.

### 2. Die verticale Abweichung.

Ausser den unter 1. gegebenen Bezeichnungen werden hier noch die folgenden gebraucht:

- $G$  das Gewicht des leeren Balkens;
- $s$  die Tiefe des Schwerpunkts desselben unter der Mittelaxe;
- $z$  die Länge der Zunge von der Mittelaxe aus gemessen;
- $\sigma$  die Länge eines Scalentheils an der Ablesungsscala;
- $a_1$  der verticale Abstand der Mittelaxe von der geraden Linie, welche das tiefer liegende Ende der zu prüfenden Schneide mit der Mitte der anderen Schneide verbindet;
- $a_2$  derselbe Abstand für das höher liegende Ende der zu prüfenden Endaxe;
- $p$  das Zulaggewicht, mit welchem bei der angewendeten Belastung  $P$  die Empfindlichkeit der Waage untersucht wird;
- $n_1$  der Ausschlag in Scalentheilen, welchen das Zulaggewicht  $p$  hervorbringt, wenn an der zu prüfenden Schneide der Angriffspunkt der Belastung an das tiefere Ende verlegt wird;
- $n_2$  der Ausschlag für dieselbe Zulage, wenn der Angriffspunkt nach dem höheren Ende gelegt wird;
- $\beta$  der Winkel, um welchen die zu prüfende Axe in verticaler Richtung von der Mittelaxe abweicht.

Sodann gelten, wie aus der Theorie der Waage bekannt ist, für kleine Ausschlagsbögen näherungsweise folgende zwei Gleichungen:

$$\begin{array}{l} 7) \frac{n_1 \sigma}{z} = \frac{p l}{2 P a_1 + G s} \\ 8) \frac{n_2 \sigma}{z} = \frac{p l}{2 P a_2 + G s} \end{array}$$

Ausserdem lehrt eine einfache Ueberlegung die Richtigkeit folgender Gleichung:

$$9) \sin \beta = \frac{2(a_1 - a_2)}{b}.$$

Kehrt man die Gleichungen 7) und 8) um, subtrahirt sie von einander und reducirt sie auf  $2(a_1 - a_2)$ , d. i. die lineare Abweichung der Endaxe in verticaler Richtung, so erhält man:

$$10) 2(a_1 - a_2) = \frac{p}{P} \cdot \frac{l z}{\sigma} \cdot \left( \frac{1}{n_1} - \frac{1}{n_2} \right)$$

und wenn man diesen Ausdruck in 9) substituirt

$$11) \sin \beta = \frac{p}{P} \cdot \frac{l z}{b \sigma} \cdot \left( \frac{1}{n_1} - \frac{1}{n_2} \right).$$

Beispiel. Für dieselbe Schneide, von welcher oben die Horizontalabweichung angegeben ist, wurde auch die Verticalabweichung ermittelt. Die Belastung der Schneide war  $P = 623454$  Milligramm; für jede Lage des Angriffspunktes wurden durch Zulage und Wegnahme eines 20 Milligrammenstückes drei Empfindlichkeitsbeobachtungen ausgeführt, deren Details in folgender Tabelle enthalten sind; unter »links« und »rechts« stehen die abgelesenen Enden der Schwingungsbögen der Zunge, unter »Spielpunkt« die berechnete Ruhelage; das Zeichen — bezieht sich auf Abweichungen links, das Zeichen + auf solche rechts vom Nullpunkt der Scala.

Links.	Rechts.	Spielpunkt.	Links.	Rechts.	Spiel-	Ausschlag für 20 Milli- gramm.
			Bei 20 Milligramm Zulage.			
<i>a. Belastung am hintern Ende der Schneide.</i>						
+ 1,5	+ 8,0	+ 4,75				
		+ 4,775	— 15,2	+ 5,5	— 4,85	9,625
+ 3,4	+ 6,2	+ 1,80				
		+ 4,900	— 11,2	+ 1,4	— 4,90	9,800
+ 1,2	+ 8,8	+ 5,00				
		+ 5,075	— 11,6	+ 2,2	— 4,7	9,775
+ 1,5	+ 8,8	+ 5,15				
<i>b. Belastung am vorderen Ende der Schneide.</i>						
+ 5,1	+ 15,8	+ 10,45				
		+ 10,675	— 6,4	+ 11,0	+ 2,30	8,375
+ 6,6	+ 15,2	+ 10,90				
		+ 10,800	— 6,8	+ 11,7	+ 2,45	8,350
+ 5,6	+ 15,8	+ 10,70				
		+ 10,775	— 5,3	+ 10,4	+ 2,55	8,225
+ 7,5	+ 14,2	+ 10,85				

Aus den Zahlen der letzten Columnne ersieht man, dass die Empfindlichkeit für das hintere Ende der Schneide beharrlich grösser ist als für das vordere. Berechnet man aus den Beobachtungen die Mittelwerthe, so folgt für dieses  $n_1 = 8,317$  Scalentheile, für jenes  $n_2 = 9,733$  Scalentheile. Ausserdem ist  $l = 353,5$  Millimeter,  $z = 392$  Millimeter,  $\sigma = \frac{2}{36}$  Millimeter,  $b = 33$  Millimeter. Demnach berechnet sich aus 10) die Linearabweichung der beiden Enden in verticaler Richtung zu

$$2(a_1 - a_2) = \frac{20}{623454} \cdot \frac{353,5 \cdot 392 \cdot 36}{25} \left( \frac{1}{8,317} - \frac{1}{9,733} \right) = 0,1166 \text{ Millimeter}$$

und aus 11) der Abweichungswinkel

$$\sin \beta = \frac{0,1166}{33} = 0,00353, \text{ also } \beta = 0^\circ 12' 9''.$$

Die Schneide ist daher in verticaler Richtung nach vorn um einen Winkel von  $12' 9''$  gegen die Mittelaxe geneigt.

Unter Anwendung des beschriebenen Verfahrens ergaben sich bei mehreren anderen aus verschiedenen Werkstätten herrührenden, sonst sehr gut ausgeführten Waagen zum Theil noch beträchtlichere Abweichungen als die vorstehend angeführten. So zeigte sich z. B. bei einer Waage, welche auffallend veränderlich einspielte, eine Horizontalabweichung der einen Endaxe gegen die Mittelaxe von über

2 Grad! Wird bei einer solchen Abweichung der Schwerpunkt der Belastung nur um  $\frac{1}{10}$  Millimeter in der Richtung der Schneide verrückt, so entsteht bei einer Balkenlänge von 500 Millimeter schon eine Aenderung des Hebelarmverhältnisses von  $\frac{1}{70000}$ , was bei der Wägung eines Kilogramms einem Fehler von 14 Milligramm entspricht, und doch ist es eine sehr mässige Forderung, dass 1 Kilogramm durch einmalige Abwägung auf 1 Milligramm sicher bestimmt werde! Die Eigenschaft des Axenparallelismus verdient sonach alle Beachtung; namentlich hat man auch darauf zu sehen, dass an den Endaxen feiner Waagen die erforderliche Zahl von Stellschrauben angebracht ist, damit sich wenigstens die schädlichere Horizontalabweichung entfernen lässt; sehr häufig findet man an jeder Endschneide statt vier nur zwei solcher Schrauben, so dass eine genaue Parallelstellung gar nicht ausgeführt werden kann. Die Zuverlässigkeit feiner Waagen lässt sich, wie der Verf. fand, unter Anwendung des beschriebenen einfachen Verfahrens oft sehr beträchtlich erhöhen; dasselbe verdient daher in allen den Fällen Empfehlung, wo von den Wägungen die irgend erreichbare Genauigkeit und Sicherheit verlangt wird.

Zum Schlusse sei noch bemerkt, dass sich dasselbe Verfahren mit einer geringen Modification auch dazu eignet, die Schärfe der Endaxen zu untersuchen. Man kann nämlich leicht durch entsprechendes Aufhängen des Probegewichtes das Gehänge aus seiner verticalen in eine nach innen oder aussen abweichende Lage versetzen und wird so, falls eine merkliche Stumpfheit der Schneide vorhanden ist, ein anderes Hebelarmverhältniss herbeiführen, das sich durch ein verändertes Einspielen der Waage äussert. Es liesse sich auf diese Art wohl die Frage beantworten, ob durch den längeren Gebrauch einer Waage die Endschnitten eine Abstumpfung erfahren haben.

(P. C.-B.)

## Verbesserungen an Mule- und Waterspinnmaschinen.

Von S. C. Lister und Comp.

Taf. 9. Fig. 27-31.

Was zunächst die Verbesserung an Mulemaschinen betrifft, so bezieht sich dieselbe auf den Theil an selbstthätigen Mulemaschinen, den man gewöhnlich den Gegenwinder nennt und der dazu dient, den Fäden die erforderliche Spannung beim Aufwinden zu geben. Bis jetzt gab man diese nöthige Spannung durch Gewichte, welche auf alle Fäden zugleich einwirkten. Da inzwischen in diesem Falle die Spannung nicht gleichmässig jedem einzelnen Faden verliehen werden kann, so reissen die Faden hie und da, und verursachen Abgang (Verlust an Garn). Wegen dieses Uebelstandes werden gewöhnlich die feinem Garnnummern auf Handmulemaschinen gesponnen, auf denen der Spinner es im Gefühl der Hand hat, die Spannung nach Erforderniss abzuregeln.

Die Neuerung besteht darin, dass man auf dem Gegenwinder einen Hebel von etwa 12 Zoll Länge anbringt, der so gestellt ist, dass er auf einer sogenannten Form-

schiene gleitet, die ihrerseits wieder bewirkt, dass der Gegenwinder bei jeder Stufe der Aufwindung des Garns auf den Kötzer der Spindel steigt und fällt. Unten hat man noch einen zweiten Winderdraht, um dem Garne die gehörige Spannung zu geben, wenn das Aufwinden vor sich geht, was durch die Formschiene geschieht. Jener Draht, der in einer geeigneten Winkelrichtung und dicht am Kötzer arbeitet, wirkt darauf hin, dass das Garn festgewunden werde, ohne doch auf den noch nicht zum Aufwinden gelangenden Theil des Fadens einen nachtheiligen Zug zu äussern. Die Patentträger finden es inzwischen noch vortheilhafter, auf den Gegenwinderdraht einen besondern Spanner für jeden einzelnen Faden anzubringen, der gerade schwer genug ist, um das richtige Mass der Spannung eben jedes einzelnen Fadens herbeizuführen. Doch möge hier die Bemerkung Platz greifen, dass man diese Anordnung in der Zahl abwandeln kann, so zwar, dass man, statt jeden einzelnen Faden mit einem Spanner zu versorgen, zwei oder drei Fäden zusammennimmt.

Eine fernere Neuerung bezieht sich auf den Bau von Flügelspindeln zu Drossel- oder Waterspinnmaschinen, so zwar, dass die Spindeln selbst dort, worauf die Spulen gesteckt werden, dünner zu machen sind, und in Folge davon auch die Spulen, woraus hervorgeht, dass bei einer gegebenen Grösse der Flügel mehr Garn auf die Spulen gewunden werden kann. Um nun aber die aus der Spindelverdünnung entspringende grössere Neigung zur Zitterung bei rascher Bewegung aufzuheben, ist die Spitze des Flügels zu einer kurzen Korkzieherspirale ausgewunden, die, für jede Spirale besonders, sich in einem in einer oben längs hinlaufenden Schiene befindlichem Loche bewegt, wodurch alle Seitenschwankungen der Flügelspindel, bei raschster Drehung, verhindert werden.

Für manche Behufe ist es erforderlich, das Garn auf dünne Röhren anstatt auf Spulen zu winden, wozu Guttapercha, Kautschuk, oder irgend ein Metall, welches der Feuchtigkeit widersteht, aus dem Grunde angewendet werden muss, weil eine fernere Neuerung ist, dass die Baumwolle nass versponnen und, zu dem Ende, anstatt die Cylinder jetzt mit Leder überzogen, dieselben mit irgend einem wasserwidrigen Stoffe, z. B. Guttapercha, überzogen benutzt werden, wie auch Messingcylinder anstatt Eisencylinder angewendet werden.

Bis jetzt werden die Aufwinder bei selbstspinnenden Mulemaschinen gehandhabt wie es in der Skizze Fig. 27 der zugehörigen Abbildungen auf Taf. 19 gezeichnet ist. *a* ist der obere Aufwinder, *b* der untere Gegenwinder. Der Aufwinder *a* wird durch Gewichte abgeregelt, der Gegenwinder *b* durch eine Feder. Beide stehen durch eine Kette mit einander in Verbindung, so dass, wenn der Gegenwinder fällt, der Aufwinder bis zu einer gewissen Höhe sich erhebt. Demgemäss muss das Regulirungsgewicht für 400- bis 500spindelige selbstspinnende Mule-

maschinen so schwer gemacht werden, dass die Aufwinder nicht richtig zu arbeiten vermögen und eine zu grosse Spannung auf den Fäden liegt, wodurch Fadenreissen und Abgang entspringt.

Zur Abstellung dieser Unzuträglichkeiten wird nun auf den Gegenwinder (Fig. 28) ein Hebel von etwa 12 Zoll Länge gelegt und so angeordnet, dass er auf einer wellenförmig geformten Schiene gleitet. Diese ist so gestaltet, dass der Gegenwinder an jedem Punkt steigen und fallen kann und den eigentlichen Aufwinder *a'* an jeden Punkt zu führen vermag, der passend erscheint, bei der Arbeit des Aufwindens des Garns auf die Spindel den Kötzer zu bilden. Unten befindet sich noch ein zweiter Winderdraht *d*, der dazu dient, beim Aufwinden des Garns diesem die richtige Spannung zu geben. Dieser Draht bewirkt durch eine entsprechende Winkelrichtung dicht am Garnkötzer das feste Aufwickeln des Fadens ohne Nachtheil für denselben.

In der fernern Neuerung, die in Fig. 29 gezeichnet ist, wird auf den Gegenwinderdraht *b<sup>2</sup>* ein besonderer Spanner *c* für jeden einzelnen Faden gelegt. Dieser Spanner ist gerade ausreichend schwer, um das gehörige Spannungsmass jedem einzelnen Faden zu verleihen. Doch kann man auch mehrere Fäden von einem Spanner bewältigen lassen. Unter Beihülfe jenes Spanners vermögen die beiden Spindelwinder *a<sup>2</sup>* und *b<sup>2</sup>* wie immer zu steigen, zu fallen, ohne das Garn mehr anzuspannen, als das Hebelchen *c* für jeden einzelnen Faden erlaubt.

In Fig. 30 und 31 ist die Verbesserung an Flügelspindeln für Watermaschinen versinnlicht. *a* ist eine Korkzieher Spitze, die sich in der obern Längenschiene *b* bewegt. Aus dieser Anordnung folgt, dass die Spindel, worauf die Röhren oder Spulen für Aufnahme des Garns gesteckt werden, viel dünner als seither gemacht werden können, und demzufolge kann auch das Röhren von kleinerem Durchmesser sein zur Aufnahme von mehr Garnwindungen bei einer gegebenen Flügelgrösse. Dadurch, dass die Korkzieherwindung, durch welche der Faden von dem Cylinder zur Flügelspindel zugeführt ist, sich in einem Loche der Schiene bewegt, fallen die Zitterungen hinweg, die andererseits bei Verdünnung der Spindel und schneller Bewegung sehr nachtheiligen Einfluss äussern würden. — Es hat sich ferner in Folge vieler Versuche gezeigt, dass es in vielen Fällen höchst vortheilhaft ist, Baumwolle nass zu verspinnen, was die Patentträger dadurch bewirken, dass sie die zuvor vorgesponnene Baumwolle (das Vorgespinnt) durch einen Trog mit warmem Wasser gehen lassen, ehe sie zu den Streckcylindern gelangt, die in diesem Falle aus Messing und andern wasserwidrigen Materialien gemacht sind \*).

(Durch P. C.-B.)

\*) Hierüber vergleiche man polyt. Centralblatt, 1857 S. 697 u. 1095