

Mechanisch-technische Mittheilungen

Objektyp: **Group**

Zeitschrift: **Schweizerische Polytechnische Zeitschrift**

Band (Jahr): **9 (1864)**

Heft 4

PDF erstellt am: **12.07.2024**

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

<http://www.e-periodica.ch>

Mechanisch-technische Mittheilungen.

Umschau in den neuesten Leistungen schweizerischer mechanischer Werkstätten.

Mitgetheilt von Prof. J. H. Kronauer.

I.

Aus der Werkstätte der schweiz. Nordostbahn in Zürich, die sich hauptsächlich mit Reparaturen von Locomotiven und mit dem Bau von Waggonen beschäftigt und an einzelnen Maschinentheilen wesentliche Verbesserungen eingeführt hat, sind von grösseren Arbeiten folgende zu erwähnen:

1. Einführung eines neuen Systems für Personenwagen. Es sind dies 4rädriqe Wagen, welche die Vortheile des amerikanischen und englischen Systems in sich vereinigen, aber die nicht unwesentlichen Nachtheile beider Systeme ausschliessen.

2. Neue Güterlocomotiven, welche neben grosser Leistungsfähigkeit eine grosse Flexibilität beim Befahren starker Curven besitzen. Es wurden dieselben nach der vom Maschinenconstructions-bureau der Nordostbahn ausgearbeiteten Plänen bei E. Kessler in Esslingen gebaut.

3. Neue Locomotiven für die Linie Zürich-Zug-Luzern. Für eine Bahn, welche keine grosse Güter- und Personenfrequenz hat, erschien es als ein grosser Vortheil, Locomotiven zu verwenden, die sich für den gemischten Dienst eben so gut eignen, wie für den reinen Personendienst. Dieses Problem wurde, wie eine sechsmonatliche Erfahrung lehrt, glücklich gelöst, und es sind diese Locomotiven — obschon sehr lange Steigungen von 12‰ vorkommen — gleich vorthailhaft zum Betrieb der Schnellzüge, wie der gemischten Züge zu verwenden. — Es sind reine 4rädriqe Locomotiven mit besonderem Tender. Jede Achse hat eine Belastung (im Dienst) von 10½ Tonnen; ferner 5½ füssige gekuppelte Räder, 24“ engl. Kolbenhub bei 15“ Kolbendurchmesser, 1100 Qd.-Fuss Heizfläche und arbeitet die Maschine mit 10 Atm. Ueberdruck. Diese ausserordentlich günstigen Verhältnisse wurden nur durch die prinzipielle Verwendung von Gussstahl für die wichtigsten Theile ermöglicht; es ist nämlich dabei ausser den Kurbel- und Kuppelstangen, den Achsen, Kurbeln und Bandagen etc. auch der äussere Kessel aus Gussstahl angefertigt.

Diese Maschinen haben auf eine Steigung von 12‰ ein Leistungsfähigkeit von 180 Tonnen Bruttolast (exclus. Locomotive) und ziehen im Schnellzuge auf dieser Steigung 140 Tonnen mit einer Geschwindigkeit von 44 Kilo-

meter. Es wurden dieselben nach diesseitigen Plänen und Vorschriften bei J. Maffei in München angefertigt.

4. Gegenwärtig befinden sich in den Nordostbahn-Werkstätten zwei Locomotiven für die Bülacher Bahn (Oerlikon-Bülach) im Bau, bei welchen alle Erfahrungen, die der Direktor jener Werkstätte — Herr Maschinenmeister Krauss — im Bau und Betrieb der Locomotiven während 14 Jahren gemacht hat, zusammengestellt und gewissermassen verkörpert sind, so dass diese Maschinen als Muster betrachtet werden können. Dabei ist aber die Construction speziell den lokalen und Frequenz-Verhältnissen genannter Linie angepasst; allein dennoch können diese Maschinen, immerhin mit Berücksichtigung der geringern Leistungsverhältnisse, für den Betrieb jeder andern Bahn verwendet werden. Für den Rangirdienst in den Bahnhöfen sollen diese Maschinen ganz besonders vorthailhaft sein.

Diese Locomotiven sind vierrädriqe Tendermaschinen mit eigenthümlicher Anordnung des Wasserkastens und besonders vorthailhafter Construction der Rahmen. Für Wasser ist ein Raum von 50 Cub.-Fuss und für Kohlen ein solcher für 20 Ctr. vorhanden. Sie arbeiten mit 10 Atm. Ueberdruck, haben Räder von 4 Fuss Durchm., 21 Zoll Kolbenhub und 9½ Zoll Kolbendurchmesser, 370 Qd.-Fuss Heizfläche und wiegen im Dienst 17 Tonnen, sodass jede der beiden gekuppelten Achsen eine Belastung von 8½ Tonnen erhält.

In consequenter Durchführung des Prinzips, dass Alles, was bei einer Locomotive entbehrlich gemacht werden kann, ohne deren ökonomischen Effekt zu beeinträchtigen, als eine Verbesserung anzusehen ist, hat die Maschine eine Construction erhalten, deren Einfachheit vielleicht noch von keiner der bis jetzt ausgeführten Locomotiven erreicht worden ist. Als Beweis hievon mag z. B. angeführt werden, dass weder ein Blasrohrapparat, noch ein Funkenfänger, weder ein Condensationsapparat, noch eine Pumpe, weder ein Dampf- noch Regulator-dom, auch keine Bremse angebracht ist, da der Treibapparat hiefür verwendet wird. Ein einziger Injektionsapparat speist die Maschine; die Rahmen bilden zugleich die Wände des Speisewasserkastens. Kurbeln wurden dadurch entbehrlich, dass die Rahmen innerhalb der Räder verlegt sind. Die Maschinen erhalten eiserne Feuerbüchsen. Der Betrieb der Maschine soll nicht mehr, als einen einzigen Mann erfordern und wird der Verbrauch an Kohlen per Kilom. bei 100

Tonnen Bruttolast und 20 Kilom. Geschwindigkeit nicht mehr als 4 Pfund betragen.

Die Hauptwerkstätte der schweiz. Centralbahn in Olten, welche unter der trefflichen Direktion des Herrn Riggenbach ausser den Reparaturen in geringerem und grösserm Umfange auch schon ganze Locomotiven und Waggons gebaut hat, übernimmt auch die Construction anderer Maschinen und hat unter Anderm in neuester Zeit eine sehr bemerkenswerthe Arbeit geliefert, nämlich eine Dampframme*) von ebenso einfacher als praktischer Einrichtung. Die Veranlassung dazu war die Pilotirung des Platzes für die Gebäude des Bahnhofes in Biel, woselbst etwa 6000 Pfähle von 11 Fuss Länge in kurz zugemessener Zeit eingetrieben werden mussten. Die gewöhnliche Art des Rammens von Hand genügte nicht, die bis jetzt bekannten Dampframmen waren theils zu complizirt und zu kostspielig, theils entsprachen sie nicht den gestellten Anforderungen. Es wurde nun von obgenanntem Etablissement eine Dampframme hergestellt, welche allen Bedingungen entsprochen hat und in der That für derartige Arbeiten empfohlen werden darf. Der feste Theil der Maschine wird zwischen zwei vertikale Balken des auf Bahnen verschiebbaren Rammgerüstes, mit Hilfe einer Seilwinde mitten über dem einzuschlagenden Pfahle niedergelassen und mittelst einer Spannvorrichtung nahe am Kopfende des letztern befestigt. Er besteht aus dieser ringförmigen Spannvorrichtung, welche durch vier vertikale prismatische Stangen mit dem Steuerungsgehäuse und mit der von diesem aus gehenden hohlen Kolbenstange verbunden ist. Diese Stange bildet mit dem ebenfalls hohlen und an seiner obern Seite offenen Kolben ein einziges Stück. Der Dampfcylinder dagegen, welcher zugleich den Rammklotz bildet, ist an der festen Kolbenstange beweglich und wird zwischen jenen vier Stangen in vertikaler Richtung geführt. Der Dampf, durch einen starken Kautschukschlauch von einem lokomobilen Kessel aus nach dem Steuerungskasten geleitet, dringt durch die hohle Kolbenstange zwischen Kolben und Cylinderdeckel und hebt den Rammcylinder in die Höhe; am Ende des Hubes angelangt, lässt die selbstthätige Steuerung den Dampf entweichen und der Rammklotz, dessen Wirkung durch ein von selbst gebildetes Luftkissen verstärkt wird, fällt mit einer Kraft von 45 Centnern auf den Pfahl herunter. — Die ganze Höhe des Apparates mit der Seilrolle beträgt 7 Fuss 2 Zoll; das Gewicht desselben 16 1/2 Ctr. und das Gewicht des Rammklotzes 7 Ctr. Der Kolbendurchmesser ist 8 Zoll, die Hubböhe ebenfalls ca. 8 Zoll; bei einer Dampfspannung von 5 Atm. macht die Maschine 200 Schläge per Minute und man hat mit derselben in 12 Arbeitsstunden 40 Pfähle eingeschlagen. Zur Bedienung der Maschine, zum Heizen und zum Zubringen der Pfähle sind 8 Mann erforderlich.

Die eidgenössische Telegraphen-Werkstätte in Bern unter der Leitung des Herrn G. Hasler lieferte folgende neue Apparate:

*) Ausführlich beschrieben und in detaillirten Zeichnungen abgebildet in der soeben erschienenen dritten Lief. des 4. Bandes von Kronauer's Maschinenzeichnungen.

Telegraphischer Apparat mit Farbschrift, Taster und Blitzplatte. — Elektrische Lätwerke für Gasthöfe etc. — Elektrische Uhren. — Elektr. Chronograph mit Farbschrift und endlosem Papierstreifen. — Elektrische, selbstregistrirende Thermometer, Barometer, Regenschirmmesser, Windstärkemesser und Windrichtungsmesser.

(Fortsetzung folgt.)

Graphische Darstellung des theoretischen Effektes der verschiedenen Dampfmaschinensysteme.

Taf. 11. Fig. 1.

In einem in der technischen Gesellschaft in Zürich gehaltenen Vortrage hatte Herr Ingenieur Volkmar die Prinzipien erörtert, nach denen der Dampf bei den verschiedenen Dampfmaschinensystemen verwendet wird, und gezeigt, wie vorzüglich in einer möglichst starken Expansion des Dampfes eine vortheilhafte Wirkung desselben zu suchen sei. Um aber eine solche starke Expansion zu ermöglichen, sei zunächst möglichst hoher Dampfdruck anzuwenden und da dieser aus praktischen Gründen seine Grenzen habe, so sei durch Anwendung der Condensation auch bei niederem Drucke eine stärkere Expansion möglich. Aber auch nur aus diesem Grunde, also in Verbindung mit stärkerer Expansion, habe die Condensation des Dampfes wirkliche Vorthteile. Ob die Expansion ferner in einem oder mehreren Cylindern vor sich gehe, sei in Bezug auf den Effekt gleichgültig.

Um das Verhältniss der 4 verschiedenen Hauptsysteme von Dampfmaschinen zu einander in Bezug auf ihren Nutzeffekt anschaulich zu machen, hat Hr. V. eine von Herrn Prof. Zeuner berechnete Tabelle über den theoretischen Effekt, der durch die vier Dampfmaschinensysteme bei verschiedenen Dampfspannungen mit 100 Kilogr. Steinkohlen per 1 Std. und 30 □ Meter Heizfläche des Dampfkessels zu erlangen sei, graphisch dargestellt und ist dieselbe diesem Hefte in dieser Form in Fig. 1 beigelegt. — Auf derselben ist zunächst in der Curve I die Wirkung der einfachsten Dampfmaschine, einer solchen ohne Expansion und ohne Condensation, bei verschiedenen Dampfspannungen ersichtlich. Man sieht aus derselben, dass die Wirkung um so günstiger ist, mit je stärkerem Dampfdruck man arbeitet. Während bei 2 Atm. Druck des Dampfes der durch 100 Kilogr. Steinkohlen per 1 Std. erzielte Effekt nur circa 18 Pferdekräfte beträgt, steigt derselbe bei 6 Atm. auf circa 34 Pferdekräfte. — Lässt man nun bei diesem System den Dampf statt in die Atmosphäre in den Condensator strömen und da condensiren, wodurch also hinter dem Kolben ein nahezu luftleerer Raum erzeugt wird, so wird jetzt schon bei niederem Druck der erzielte Effekt ein grösserer sein, weil eben das Verhältniss zwischen dem Druck vor und hinter den Kolben jetzt geringer ist. Die Wirkung einer solchen Condensationsmaschine zeigt Curve II.

Bei 2 Atm. Druck ist der Effekt um circa 15 Pferdekräfte grösser als bei der Maschine ohne Condensation (Curve I). Je stärker indess die Spannung des Dampfes genommen wird, um so weniger Vorthteil gewährt die

Condensation; schon bei 6 Atm. ist der Unterschied nur noch circa 5 Pferdekraften, der durch die grössere Komplizirtheit der Maschine und deren grössern Eigenwiderstand kaum massgebend sein dürfte. Wesentlich günstiger gestalten sich die Verhältnisse bei Anwendung der Expansion.

Curve III zeigt zunächst die Wirkung einer Maschine mit Expansion, aber ohne Condensation. Da wegen des atmosphärischen Gegendruckes der Dampf nicht wohl stärker als auf $1\frac{1}{2}$ Atmosph. expandirt werden kann, so ist natürlich eine wesentliche Expansionswirkung bei niederem Druck nicht zu erwarten. Bei 2 Atmosph. erhält man durch dieselbe bloss einen Mehreffekt von circa 5 Pferdekraften, bei 6 Atm. dagegen, wo dann also eine $\frac{6}{1,5}$ -fache Expansion möglich ist, da beträgt dieser Unterschied nahezu 20 Pferdekraften, gegenüber einer Maschine mit gleichem Druck und ohne Condensation (Curve I).

Lässt man nun bei diesem letztern System den Dampf wieder statt in die Luft, in den luftleeren Condensator strömen, so können wir jetzt den Dampf auf einem viel geringern Druck expandiren lassen, statt auf $1\frac{1}{2}$ Atm. nur auf $\frac{1}{2}$ Atm., also 3mal stärker. Es ist also jetzt bei Anwendung der Condensation für jede Dampfspannung eine 3mal grössere Expansion des Dampfes möglich, und dies erklärt die bedeutend grössere Wirkung dieser Maschine, nach Curve IV. Bei 6 Atmosph. Druck, also bei $\frac{6}{0,5} = 12$ fach. Expansion erhalten wir mit 100 Kilogr. Steinkohlen per 1 Stunde einen Effekt von circa 85 Pferdekraften.

Diese Curven geben indess, wie schon bemerkt, nur den theoretischen Effekt an, namentlich für die complicirten Maschinen der letzten Art, ist ein gar nicht unbedeutender Theil des Effektes für Reibung abzuziehen, und dann sind die Anschaffungs- und Unterhaltungskosten solcher Maschinen so viel theurer, dass unter Umständen dies durch den geringeren Materialverbrauch kaum ausgeglichen wird. — Unter allen Umständen ist es aber zweckmässig, mit möglichst hohem Dampfdrucke zu arbeiten und dann stark zu expandiren, und sollten Dampfspannungen unter 5–6 Atmosph. gar nicht mehr in Anwendung kommen.

Die punktirten Theile der Curven bezeichnen Verhältnisse, wie sie in Wirklichkeit natürlich nie in Anwendung kommen.

Beaumont's Schöpfräder.

Taf. 11. Fig. 2.

Wie der bezügliche Verticaldurchschnitt zeigt, befinden sich mehrere geriffelte Cylinder *a* über einander, auf deren Wellen *b* neben den Cylindern zu beiden Seiten Scheiben *c* stecken. Die Axen des untersten Cylinders *a* laufen auf den Frictionswalzen *e*, die in festen Lagern ruhen. Die Scheiben *c* des zweiten Cylinders legen sich auf die des ersten auf und die Axen des zweiten Cylinders laufen wieder auf Frictionswalzen *f*, die jedoch bewegliche Lager haben. Diese Lager sind zu diesem Zweck mit den Säulen *d* so verbunden, dass sie etwas ausweichen können, wenn in Folge von längerem Gebrauche Deformationen entstanden sind. Damit nicht das Gewicht der sämtlichen oberen Cylinder von dem untern Cylinder getragen

werden muss, befinden sich zu beiden Seiten der Säulen *d* kleine Stelleisen *i* von quadratischem oder Winkelseitenquerschnitt, durch welche Stellschrauben hindurch gesteckt sind, auf die die Lager der Frictionswalzen sich stützen. Durch geeignete Einstellung der Stellschrauben werden die unteren Cylinder entlastet, ohne dass die Berührung zwischen den Scheiben *c* aufgehoben wird.

Die geriffelten Cylinder *a* sind mit Blechschirmen *g* umgeben, die für den Uebergang des Wassers von einem Cylinder zum andern in der Richtung von unten nach oben hinreichenden Raum lassen. Zu beiden Seiten der Säulen *d* befinden sich Scheidewände, durch welche die Scheiben *c* von den geriffelten Cylindern *a* abgetrennt werden. Diese Scheidewände haben einestheils den Zweck, das Wasser im Innern des Apparates zurückzuhalten, und andertheils, die Scheiben *c* vor der Berührung mit dem Wasser zu schützen. Die Schirme *g* sind so gestaltet, dass sie mit ihrem untern Theile ein Reservoir bilden, in welches der untere Theil des Cylinders eintaucht, so dass es nach einem Stillstande keines Nachfüllens bedarf.

Die vier Säulen *d* ruhen auf zwei hölzernen Balken *m*, welche das Fundament des Apparates bilden und in dem Bassin liegen, aus dem das Wasser gehoben werden soll. Der Schirm des obersten Cylinders leitet das Wasser in den Abflusscanal ab. (Durch P. CB.)

Voss' neuer Wassermesser.

Taf. 11. Fig. 3–6.

Fig. 3 der betreffenden Abbildungen zeigt diese neue sinnreiche Anordnung eines Flüssigkeitsmessers in einem vertikalen Querdurchschnitt, Fig. 4 in einem Horizontaldurchschnitt. Die sämtlichen arbeitenden Theile befinden sich in einem Gehäuse *A*, welches aus zwei Stücken gemacht ist, die bei *B* durch Flanschen und Schrauben verbunden sind. *C* und *D* sind zwei Halter oder Lager im Innern der untern Gehäushälfte, welche die Welle *E* und den festen Zapfen *F* tragen. Das eine Ende der Welle *E* hat einen kugelförmigen Ansatz *G*, der an zwei gegenüber liegenden Seiten abgeflacht ist, so dass er in eine rechtwinklige Vertiefung inmitten der Scheibe *H* passt, welche letztere sich frei auf dem Ende des im Lager *D* verstellbaren Zapfens *F* drehen kann. Der Zapfen *F* liegt horizontal und bildet mit der Welle *E* einen Winkel von etwa 45° . Durch diese Verbindung der Scheibe *H* mit der Welle *E* soll erreicht werden, dass die Scheibe als Treiber der Welle dient, wie dies aus der weiteren Erklärung hervorgehen wird.

Die Scheibe *H* besitzt nahe an ihrem Umfange drei halbkugelförmige Vertiefungen, in welche die entsprechenden sphärischen Enden der drei Kolbenstangen *I* eingepasst sind und darin durch angeschraubte Deckel fest gehalten werden. Die entgegengesetzten Enden dieser Kolbenstangen sind auch kugelförmig gestaltet und passen in die Kolben *K*, deren jeder aus zwei Theilen zusammengesetzt ist, welche einen doppelten Lederstulp als Dichtung gegen die Innenfläche der Cylinder *L* zwischen sich halten. Die drei Cylinder *L* sind mit einer Scheibe *M* aus einem Stück gegossen, das Ganze ist auf die Welle

E festgekeilt und rotirt mit derselben. Das durch den Halter *C* getragene Ende der Welle *E* geht durch eine Stopfbüchse *N* im Gehäuse *A* und trägt ausserhalb desselben ein Stirnrad *O*, das in ein entsprechendes Rad *P* eingreift, um irgend einen beliebigen Zählapparat in Bewegung zu setzen.

Auf die Welle *E* ist der Vertheiler *Q* der Art aufgesteckt, dass die Welle sich darin frei drehen kann. Dieser Vertheiler, welcher in Fig. 5 im Verticaldurchschnitt und Fig. 6 in einer Vorderansicht dargestellt ist, schliesst sich mit Hilfe einer Lederpackung *J* an seinem Umfang und seinem horizontalen Theile *R* wasserdicht an die Fläche der rotirenden Scheibe *M* an und wird mit ihr durch den Ring *S* in Berührung erhalten. Die drei Oeffnungen *T* in der Scheibe *M* führen nach den Cylindern *L* und bringen deren Inneres nach einander mit der oberen oder unteren Kammer des Vertheilers in Verbindung, wenn die Scheibe nebst den Cylindern rotirt. Die untere Kammer des Vertheilers ist dem Zutritt des im Gehäuse *A* befindlichen Wassers gänzlich geöffnet, während die obere Kammer nach dieser Richtung verschlossen ist, aber mit dem Auslassrohr *U* für das gemessene Wasser in Verbindung steht. *V* ist die in das Gehäuse mündende Zuflussröhre für die zu messende Flüssigkeit.

Der Wassermesser arbeitet nun folgendermassen: Das Gehäuse *A* wird mit Wasser oder einer anderen zu messenden Flüssigkeit gefüllt, so dass der ganze Apparat dem Drucke der ihn umgebenden Flüssigkeit ausgesetzt ist. Dieser Druck hat das Bestreben, die Kolben derjenigen Cylinder *L* nach innen zu drücken, deren Oeffnung *T* mit der oberen oder geschlossenen Hälfte des Vertheilers *Q* communicirt und in welchen folglich auf beiden Seiten des Kolbens nicht gleicher Druck stattfindet. Im unteren Cylinder dagegen, dessen Oeffnung der offenen Hälfte des Vertheilers gegenüber steht, ist der Druck auf beide Seiten des Kolbens gleich, da die Flüssigkeit im Gehäuse nach beiden Enden des Cylinders freien Zugang hat, was mit den obern Cylindern nicht der Fall ist. Wenn nun die Kolben der sich eben oben befindenden Cylinder nach innen gedrückt werden, so werden die unteren nach auswärts geschoben, und das Wasser tritt frei durch die offene Vertheilerhälfte und die Oeffnung *T* in den unteren Cylinder nach. Die hierdurch der Scheibe *H* ertheilte Drehbewegung wird auf die Welle *E* übertragen und so jeder Cylinder veranlasst, sobald er gefüllt ist, der oberen Vertheilerkammer gegenüber zu treten, während der vorhergehende mit der unteren oder offenen Kammer des Vertheilers in Verbindung gesetzt wird, um sich, wie schon erwähnt, zu füllen. Sobald die Oeffnung *T* eines vollen Cylinders den Steg *R* des Vertheilers passiert, beginnt sein Kolben zurückzugehen und entladet seinen Inhalt durch die Oeffnung *T* in die obere Kammer und somit in das Auslassrohr *U*. Bei jeder Umdrehung der Welle *E* werden alle drei Cylinder gefüllt und entleert, und da deren Inhalt genau bekannt ist, so wird auch bei jeder Wellenumdrehung das durchgehende Flüssigkeitsquantum ähnlich wie bei den Gaszählern gemessen.

Die ganze Vorrichtung kann umgedreht auch als

Druckpumpe oder Feuerspritze wirken, indem man die Welle *E* durch irgend einen Motor in Bewegung setzt und an die untere Kammer des Vertheilers ein Saugrohr, sowie an die obere Kammer ein Entladungsrohr oder einen Spritzenschlauch anschraubt.

(Durch P. CB.)

Spritzen-Versuche.

Von Emil Lembeke.

Taf. 11. Fig. 7.

Während meines Aufenthaltes in einer der grösseren mechanischen Webereien in Zittau hatte ich mehrfach Gelegenheit, die Leistungen einer Dampfspritze zu beobachten, und da diese sehr überraschend ausfielen, so stellten wir, Hr. Techniker Kiesler und ich, eine Reihe von Versuchen an, um theils die Lieferungen, theils die Steighöhe derselben für verschiedene Geschwindigkeiten und Mundstücke zu erfahren.

Das System der Konstruktion ist an und für sich so, dass es einem technischen Publikum ganz besonders empfohlen werden darf. Es ist dasselbe ersichtlich aus der Zeichnung Fig. 7, Pumpencylinder und Kolben sind durchschnitten, sämtliche andere Theile in der Vorderansicht dargestellt ($\frac{1}{20}$ natürliche Grösse).

Beide Pumpencylinder (die Körper sind zuzammengossen) liegen unten, und über ihnen der Dampfzylinder, dessen Kolbenstange direct sich fortsetzt in die beiden der Pumpenkolben. Die Schwungradwelle ist über dem Dampfzylinder auf dessen obern Boden gelagert und trägt zur Rechten und Linken ein kleines Schwungrad; die Kurbelzapfen sind direct in letztere befestigt und jeder durch eine Bleuelstange mit der Traverse verbunden. Die Führung der letztern erfolgt in einer Bahn an der Wandplatte. *a* ist das Saugrohr mit Saugwindkessel *b*, *g* das Druckrohr mit Druckwindkessel *d*. Der ganze Apparat ist mit der Platte *e* verbunden und diese an der Wand befestigt. Die Kolben sind aus Gusseisen mit Kautschukventilen, sie sind in die gusseisernen Pumpenstiefel eingepasst und fällt so alle weitere Dichtung weg.

Die Wirkung der Pumpe ist nun folgende: Bewegen sich beide Kolben niederwärts, so saugt Kolben *m* aus *a* Wasser, sein Ventil ist geschlossen, drückt also das unten befindliche Wasser in den andern Cylinder und durch dessen Kolben *n*, dessen Ventil sich öffnet, in das Druckrohr. Gehen beide Kolben aufwärts, so öffnet sich das Kolbenventil *m* und *n* schliesst sich; das über *m* befindliche Wasser geht durch den Kolben und das über *n* befindliche Wasser in das Druckrohr; es ist also die Pumpe doppelwirkend.

Die Bewegungsrichtung des Wassers beim Kolbenauf- und Niedergange ist stets dieselbe, ohne jegliche Rückströmung (immer in der Richtung der Pfeile); ferner ist nur ein Minimum von Ventilen vorhanden und der Querschnitt jedes der beiden vorhandenen $\frac{2}{3}$ der Kolbenfläche; ausserdem sind alle Theile der Pumpe leicht zugänglich, also auch leicht schmierbar, und so dürfte diese Konstruktion wohl empfehlenswerth sein.

Diese Pumpe dient als Dampfspritze. Das Druckrohr *g* geht durch die Wand *f* in den Hof und endigt hier in

einem Gussstücke mit drei Oeffnungen, an deren jeder ein Schlauch befestigt werden kann. Den Dampf erhält sie aus den Dampfkesseln der Fabrik und ist die Einrichtung so getroffen, da zwei Kesselhäuser vorhanden, dass Dampf aus dem einen oder andern entnommen werden kann, je nachdem ein Brand eines derselben unzugänglich macht.

Umdrehungen per 1 Minute	19,5	30	31,5	44,3	56	66	84	104	107
Kolbengeschwindigkeit per 1 Sekunde: Meter	0,230	0,354	0,371	0,522	0,660	0,778	0,991	1,227	1,262
Ueberdruck im Druckwindkessel in Atmosphären	0 1/2	0-1/2	0-1/2	0-1/2	0-1/2	0-1/2	0-1/2	0-1/2	0-1/2
im Mittel	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4
Ueberdruck im Schieberkasten in Atmosphären	(0,2-1,2)	(0,3-1,3)	(0,2-1,4)	(0,3-1,4)	(0,4-1,5)	(0,8-1,6)	(1,3-1,56)	(1,6-1,8)	(1,6-1,9)
im Mittel	0,7	0,8	0,8	0,85	0,95	1,2	1,425	1,7	1,75
Lieferung per Minute in Litern	177	280	309	423	529	619	747	828	828
Lieferung per 1 Umdrehung in Litern	9,07	9,33	9,81	9,55	9,44	9,38	9,89	7,96	7,74

Theoretische Lieferung per 1 Umdrehung in Litern: 10,284; daher der Wirkungsgrad 0,881 0,907 0,943 0,928 0,918 0,912 0,864 0,774 0,752

NB. Die Zahlen in Klammer bei den Spannungen geben den Druck beim Auf- und Niedergange des Kolbens an.

Der geringe Wirkungsgrad bei langsamem Gange rührt hauptsächlich von Verlusten in dem Kolben her, da letztere gusseisern und nur in die gusseisernen Pumpentiefel gut eingepasst, also ohne jegliche Dichtung von Leder etc. waren. Grössere Kolbengeschwindigkeit als 1,262 Meter konnte nicht gegeben werden, da das Wasser nicht ausreichte. Die Zuleitung des Wassers war in Folge der Localität eine eigenthümliche. Das Wasser fliesst durch ein Rohr aus dem Muhlgraben in ein Bassin und dieser Zufluss ist ziemlich constant, so dass bei grösserer Kolbengeschwindigkeit als 1,262 Meter das Wasser zu vollständi-

Die Versuche in Betreff der Lieferungen ergaben folgende Resultate: Saughöhe = 2,265 Meter, Saugrohrlänge = 7,5 Meter, Saugrohrdurchmesser = 91 Millimeter, Druckhöhe = 1,13 Meter, Pumpenkolbendurchmesser = 0,136 Meter, Kolbenhub = 0,354 Meter, Dampfkolbendurchmesser = 0,19 Meter.

Mundstückdurchmesser in Millimetern	16	16	18	18	22,5	22,5
Umdrehungen per Minute	20	32	40	67	42	80
Kolbengeschwindigkeit in Metern	0,354	0,3776	0,472	0,79	0,4956	0,944
Ueberdruck im Druckwindkessel in Atmosphären	(2-3 1/2)	(2-5)	(2-3,3)	(4,2-5,2)	(1 1/4-2 1/4)	(4 1/5-5)
Mittlerer Druck daselbst	2,75	3,5	2,65	4,7	1,75	4,625
Ueberdruck im Schieberkasten in Atmosphären	(1,8-2,2)	(1,8-2,4)	(1,4-2,2)	(2,6-3,3)	(1 1/4-2 1/4)	(2 3/4-3 1/4)
Mittlerer Druck daselbst	2	2,1	1,8	2,95	1,75	3
Strahlhöhe in Metern	22,594	25,429	26,587	37	18,135	36,025

Herr Kiessler hat dasselbe System bei einer fahrbaren Handspritze zur Ausführung gebracht. Die beiden Pumpencylinder von Messing stehen so, dass die Ebene durch ihre beiden Längsaxen zur Schwengelrichtung senkrecht ist. Der Saugwindkessel steht vorn nach dem Kutschersitze zu, der Druckwindkessel nach hinten, es geht also die Ebene durch beide Windkesselaxen durch die Schwengelrichtung. Der Schwengeldrehpunkt befindet sich auf dem Druckwindkessel und sind beide Kolbenstangen direct durch kurze Bleuels mit dem Schwengel verbunden und das Wasser strömt aus dem einen Cylinder in den andern in deren obern Theil über. Saug- und Druckrohr münden unterhalb der Bodenplatte. Schwengel, Räder etc. alle Theile sind eisern und beträgt das Gesamtgewicht des ganzen Apparates 605 Kilogramm, der Durchmesser der Pumpenkolben = 0,139 Meter, der Hub derselben 0,236 Meter, die Entfernung des Verbindungspunktes der Kolbenstangen mit dem Schwengel von seinem Drehpunkte = 0,472 Meter, die Schwengellänge vom Drehpunkte bis zur Handhabe = 2,36 Meter, der Durchmesser des Saugrohres = 0,068 Meter, der des Druckrohres =

ger Cylinderfüllung nicht mehr ausreichte. Die Tabelle zeigt, dass bei Aenderung der Kolbengeschwindigkeit ein Steigen, dann ein Fallen der Lieferungsmenge eintritt und dass die Pumpe bei 0,371 Meter Kolbengeschwindigkeit das Maximum des Wirkungsgrades (0,943) ergibt.

Die Versuche in Bezug auf die Steighöhen ergeben folgende Resultate: Die Saughöhe war dieselbe wie vorher. Die Druckhöhe bis zur Mündung betrug 1,2 Meter. Es wurde direct aus dem Standrohre gespritzt. Alle Mundstücke hatten eine Seitenconvergenz von 4° 20' bei 160 Millim. Düsenlänge.

0,056 Meter, das Volumen des Druckwindkessels = 0,02246 Cubikmeter, das des Saugwindkessels = 0,00572 Cubikmeter, die Gesamtbreite der Spritze = 1,062 Meter, die Gesamtlänge bei eingeschobenen Schwengeln = 2,973 Meter, die Gesamtlänge bei ausgezogenem Schwengel = 4,72 Meter, die Gesamthöhe = 1,4159 Meter.
--

Bei den Versuchen in Betreff der Lieferung betrug die Saughöhe = 2,75 Meter, die Druckhöhe = 1,6 Meter, die Mannschaft 4 Mann, die Zahl der Kolbenhübe per Minute = 80, die Kolbengeschwindigkeit = 0,314 Meter, der Ueberdruck im Druckwindkessel = 1/2 Meter und die theoretische Lieferung per Minute = 286 Liter, die effective Lieferung ergab sich zu 258,8 Liter, also der Wirkungsgrad zu 0,905.

Bei den Versuchen über die Steighöhen wurde die grösstmögliche Geschwindigkeit angewendet, die 12 Mann leisten konnten. Es betrug dabei der Mundstückdurchmesser in Millimetern 13 16 18

Die Zahl der Kolbenhübe per Minute	80	96	100
--	----	----	-----

Die Kolbengeschwindigkeit per			
Secunde in Metern	0,314	0,3776	0,393
Der Ueberdruck im Druckwind-			
kessel in Atmosphären	5,2	4	3,5
Die Strahlhöhe in Metern	28,24	28	21,483
		(D. Ind. Ztg.)	

Instrument zum Messen konvexer und konkaver Kreiskrümmungen.

Von Landsberg und Parisius.

Mitgetheilt von E. Hoyer.

Taf. 11. Fig. 8—11.

Aus der bekannten mechanischen Werkstatt von Landsberg und Parisius in Hannover ist ein neues Werkzeug hervorgegangen, welches statt der kombinierten Dick- und Hochzirkel sehr vortheilhaft anzuwenden ist. Namentlich wird es in den Fällen, wo es sich um Messung grosser Kreise handelt, den Vorzug verdienen, weil die dazu erforderlichen Zirkel von so bedeutender Länge sein müssen, dass ihre Handhabung sehr unbequem wird, und die, mit einer Theilscheibe versehenen, ungenauere Angaben machen.

Das Princip, nach welchem vorliegendes Werkzeug konstruirt ist, wurde schon frühern Tastern zu gleichem Zwecke zu Grunde gelegt; nur ist die ganze Anordnung neu und so beschaffen, dass man mit grosser Genauigkeit Rundungen von 124 Millimeter bis 20 Meter Durchmesser messen kann. Es ist die Anwendung des bekannten geometrischen Lehrsatzes, dass durch drei Punkte nur ein Kreis gelegt werden kann, und umgekehrt, dass durch drei Punkte im Kreise dieser selbst bestimmt ist.

Fig. 8 zeigt das in Rede stehende Instrument in einer Seitenansicht, Fig. 9 in einer zweiten Seitenansicht und Durchschnitt der Trommel *T*, Fig. 10 im Grundriss, in 1/2 wahrer Grösse, und Fig. 11 den Durchschnitt des obern Theiles in wahrer Grösse.

An den Innenflächen der beiden Füsse *b b* des Messingstückes *a* sind zwei Stahlplatten *c c* durch Schrauben befestigt und bilden mit ihren zwei ziemlich scharfen Kanten bei *m* und *n* zwei von den erforderlichen drei Punkten, so dass diese zwei Punkte ein für allemal bestimmt in unveränderlicher, bekannter Entfernung von einander sich befinden. Das Messingstück *a* hat in der Mitte eine Verdickung *d*, welche eine cylinderische Hülse bildet und mit einem Muttergewinde versehen ist. Das Muttergewinde nimmt eine Schraube *S* auf und diese bildet mit der unteren stumpfen Spitze *o* den dritten Punkt auf der zu suchenden Kreislinie. Dieser Punkt wird durch Drehung der Schraube, rechtwinklig zu der geraden Linie *m n* verschoben, und kann somit dieser beliebig genähert oder entrückt werden. Die Kenntniss der Entfernung *o p* und der Länge *m n* genügt zur Berechnung des den drei Punkten *m o n* zugehörigen Kreisdurchmessers. Das Messen der Entfernung *o p* bei jeder Bestimmung würde ungenau und zeitraubend sein, wesshalb auf ein Mittel Bedacht genommen ist, wodurch diese besonderen Abmessungen überflüssig werden. Dieses Mittel liegt in der

Anwendung der Schraube als Mikrometerschraube. Bei einer Umdrehung der Schraube wird die Spitze um die Grösse der Ganghöhe verschoben, ist die Drehung rechts, *p* genähert, ist sie links, von *p* entfernt. Es wird daher die Pfeilhöhe *o p* stets ein Theil oder ein Vielfaches der Schrauben-Ganghöhe und somit ein Produkt derjenigen Zahlen sein, welche die Ganghöhe in bestimmten Masseinheiten und die Drehungen angeben. Dieses Produkt, dessen eine Factor (für die Ganghöhe) konstant ist, entspricht aber auch einem einzigen Kreise und giebt daher das Mittel zu dessen Berechnung.

Ist nämlich allgemein *M* der Mittelpunkt und *r = Mn* der Radius des den drei Punkten *m o n* angehörenden Kreises (Fig. 8), so schneidet *o M* die Sehne *m n* in Punkte *p* und theilt sie in zwei gleiche Theile *mp = pn*. Die beiden Radien *o M* und *n M* schliessen Centriwinkel *o M n = α* ein und deshalb wird der von *o n* und *p n* eingeschlossene Peripheriewinkel gleich $\frac{\alpha}{2}$ sein. Bezeichnet man nun *o p* mit *y* und *p n* mit *x*, so ist

$$\frac{x}{y} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

also der Winkel α durch *x* und *y* bekannt, folglich auch *r*:

$$r = \frac{x}{\sin \alpha}$$

Bei vorliegendem Instrumente ist die Fussspitz-Entfernung *m n* genau gleich 100 Millimetern also *x = 50* Millimeter und 0,644 Schraubenumgang entspricht 1 Millimeter Pfeilhöhe. Wird nun beispielsweise angenommen: *y = 1,34405* Schraubenumgänge, so ist in Millimetern

$$y = \frac{1,34405}{0,644} = 2,08705$$

$$\text{also } \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2,08705}{50} = 0,041741$$

$$\text{folglich } \frac{\alpha}{2} = 2^{\circ} 23',4$$

$$\text{und } \alpha = 4^{\circ} 46',8$$

$$\text{davon } \sin \alpha = 0,08333,$$

$$\text{mithin } r = \frac{50}{0,08333} = 600 \text{ Millimeter.}$$

Man sieht hierbei sofort ein, dass man ohne besondere Hilfsmittel nicht im Stande sein wird, die nöthigen Theile der Schraubenumgänge, in unserm Beispiele 1,34405 abzulesen, was doch geschehen muss, wenn der Genauigkeit nicht Abbruch gethan werden soll. Diese Hilfsmittel sind denn auch auf eine höchst einfache sinnreiche Weise herbeigeschafft. Fest mit der Schraube verbunden befindet sich an der verlängerten Spindel eine, der Leichtigkeit wegen, hohle Trommel *T*, die sich mit derselben natürlich sowohl dreht als auf- und absteigt. An das Messingstück *a* ist ferner ein glatter Stift *t* angeschraubt, welcher mit der Schraube parallel steht und oben einen kleinen Rahmen *r* trägt, in welchem Drähte, sich kreuzend, eingezogen sind. Der kleine Rahmen *r* steht so nahe vor der Trommel, dass der Kreuzungspunkt der eingezogenen Drähte (die Marke) bei bestimmten Stellungen der Trommel auch etwa darauf angebrachte Punkte auf gleiche Weise sichtbar bedeckt. Wird nun die Trommel *T* mit Schrauben-

linien überzogen, welche genau dieselbe Ganghöhe wie die der Schraube *S* besitzen, so wird ein Umgang der Schraube ein Vorbeiziehen eines Umganges der Linie auf der Trommel vor dem Kreuzungspunkte im Rahmen zur Folge haben und den Trommeldurchmesser bedeutend grösser als den Schraubendurchmesser vorausgesetzt, diesem gemäss, der Umgang der Schraube vergrössert wiedergegeben, wodurch man in den Stand gesetzt ist, Theile des Umgangs genau zu bestimmen.

Wie weit man mit der Eintheilung der Linie auf der Trommel geht, hängt ab von der geforderten Genauigkeit und natürlich auch von der Grösse der Trommel. Hätte die Trommel z. B. einen Umfang von 125 Millimetern, so würde man bequem, wenn die Linie darauf in Millimetern eingetheilt wäre, den 250. Theil eines Umganges also dem entsprechend, den 250. Theil der Schraubenganghöhe bestimmen können, also Unterschiede in der Pfeilhöhe von

$$\frac{1}{0,664} \cdot \frac{1}{250} = \frac{1}{166} \text{ Millimeter.}$$

Diese Genauigkeit ist jedoch nicht erforderlich, da das Instrument für den praktischen Gebrauch bestimmt, und bei vorliegendem Exemplare die Theilung so weit nicht getrieben; dahingegen ist dabei noch ein Schritt weiter gethan und, statt der Theilpunkte auf der Trommel, direkt den diesen angehörenden Kreisdurchmessern in Metermass aufgeschrieben.

Berechnet man nach den verschiedenen Pfeilhöhen die zugehörenden Kreisdurchmesser, so findet man aus bekannten Gründen, dass sehr kleine Differenzen der ersteren schon bedeutende Unterschiede der letzteren erzeugen, und dass gleichen Differenzen der bei kleinen Pfeilhöhen viel grössere Unterschiede der Kreisdurchmesser angehören als bei grösseren Pfeilhöhen, so dass z. B. zu einem Kreisdurchmesser von 15 Metern, eine Pfeilhöhe von 0,695 Millimetern und zu einem solchen von 10 Metern eine Pfeilhöhe von 1,019 Millimetern gehört. Der Pfeilhöhendifferenz 1,019 — 0,695 = 0,354 Millimetern entspricht eine Durchmesser-differenz von 15 — 10 = 5 Metern. Man sieht hieraus, dass man Theile von Millimetern ablesen muss, was ja auch mit dem vorliegenden Instrumente, wie oben erklärt, leicht geht, man sieht aber auch, von welchem grossen Einfluss ein geringes Weiterdrehen oder Zurückbleiben der Schraube ist, und dass beides möglichst verhindert werden muss. Das Zurückbleiben ist durch ein genaues Zusammenpassen der Schraube mit der Mutter und eine grosse Berührungsfläche unmöglich gemacht; während zur Verhütung des Weiterdrehens eine besondere, höchst sinnreiche, schon früher von denselben Konstrukteuren bei Messwerkzeugen angewandte Vorrichtung gebraucht ist.

Fig. 11 stellt diese in wahrer Grösse dar. Die Schraube *S* bekommt nach oben hin eine Verlängerung *x* und *y*, wovon das Stück *y* etwas dünner als das Stück *x* abgedreht ist. Diese zwei Kerne sind mit Hülsen von Stahl umgeben, die cylindrisch bis auf einen Boden ausgebohrt sind, welcher nur eine Oeffnung zum Durchstecken der Kerne *x* resp. *y* enthält. Die Hülse, welche *x* umgibt, ist mit *V*, die welche *y* umgibt, mit *U* bezeichnet. In

beiden liegt, den entsprechenden Kern umschliessend, eine Spiralfeder von Messingdraht, welche so gespannt ist, dass sie auf den Boden der Hülsen *V* und *U* drücken und demnach, weil sich diese mit den Böden berühren, mit einer Kraft zusammenpressen, welche abhängt von der Spannkraft der Spiralfedern. Letztere finden ihren festen Widerstand an Hervorragungen auf den Kernen, wozu, um die ganze Zusammensetzung zu ermöglichen, *y* mit der abzuschraubenden Scheibe *s* versehen ist. Die beiden Hülsen *V* und *U* greifen nun, wie aus Fig. 1 und 2 zu sehen ist, durch eine sägeartige Verzahnung *t* in einander. Hierdurch wird erreicht, dass bei der Drehung der oberen Hülse die untere mitgenommen wird, wenn die Reibung zwischen den eingreifenden Zähnen gross genug ist, d. h. wenn sie wenigstens so gross ist als die Reibung der Schraube *S* in ihrer Mutter, vorausgesetzt eine feste Verbindung der Hülse *V* mit der Schraube *S*. Die Reibung der Schraube in ihrer Mutter wird aber bekanntlich sofort vermehrt, wenn auf die Spitze *o* ein Druck stattfindet. Ist dieser auch noch so gering, es wird die Reibung zwischen den Zahnflächen, die durch den Druck der Spiralfedern hervorgebracht wird, nicht im Stande sein, die durch denselben erzeugte Reibung zu überwinden. Die Hülse *U* muss also in demselben Augenblicke, wo die Spitze *o* auf den zu messenden Gegenstand tritt, sich vermöge der schrägen Zahnflächen heben, über die Hülse *V* weggleiten und die Schraube *S* still stehen lassen. Dieser Moment wird angezeigt durch ein schnarrendes Geräusch, welches herrührt von dem Uebereinanderweggleiten der beiden gezahnten Flächen. Bei einiger Vorsicht kann man den Augenblick, in welchem die Spitze austritt, so genau mit dem zusammenfallen lassen, in welchem die Verzahnung ausrückt, dass von der Spitze *o* auch in den weichsten Metallen, z. B. Blei, eine durch die Loupe erkennbare Spur nicht zurückgelassen wird. Die Vorsicht besteht namentlich darin, dass man die Hülse *U* mit den Fingern, zum Zweck der Drehung, so fasst, dass weder ein Heben noch ein Niederdrücken entsteht, weil ersteres eine Verminderung, letzteres eine Vermehrung der Reibung zwischen den Zahnflächen herbeiführen würde. — Zur Mitnahme der Schraube *S* von der Hülse *V* dient ein kleiner Stift *u*, welcher an dem Kern *x* sitzt und in einen Längenschlitz des Hülsenbodens eingreift.

Was nun endlich das Auftragen der Zahlen auf die Trommel *T* anbetrifft, so würde es sehr zeitraubend sein, wenn man diese nach der gezogenen Schraubenlinie eingraviren wollte. Man ist daher auf folgende Weise zu Werke gegangen. Es ist ein Stück Papier zugeschnitten, welches genau so breit als die Höhe, so lang als der Umfang der Trommel und natürlich rechteckig ist, sonach die Zylinderoberfläche darstellt, welche die Schraubenlinie aufnehmen soll. Die Schraubenlinie kann auf diesem Papier einfach in geraden parallelen, unter gewissem Winkel gegen die Kante des Papiers geneigten, Linien dargestellt werden. Längs diesen Linien sind die Zahlen nach einer vorher berechneten Tabelle an entsprechend abgemessenen Stellen eingeschrieben, und dann das Papier behutsam auf die Trommel aufgeleimt und durch einen

Firnissüberzug geschützt. Wenn bei dieser Operation nur Sorge getragen wird, dass der Kreuzungspunkt einem Punkte auf dem Papier gegenüber zu stehen kommt, der genau der augenblicklichen Stellung der Schraube, d. h. der Pfeilhöhe, entspricht, so sind damit die Lagen aller andern Punkte zugleich richtig. Ist die Pfeilhöhe Null, so liegen die drei Punkte mno in grader Linie, und der Punkt, welcher hierbei dem Kreuzpunkte gegenüber liegt, bildet den Anfangspunkt der Schraubenlinie. Richtet man es so ein, dass dieser Punkt genau Mittelpunkt des durch das Papier dargestellten Rechteckes ist, so werden die Zahlen, welche nach oben hin der Schraubenlinie entlang eingeschrieben sind, für konvex gekrümmte Flächen gelten. Die genau entgegengesetzt nach unten hin längs der Schraubenlinie eingeschriebenen Zahlen gelten für die Messung konkav gekrümmter Flächen, so dass dadurch das vorliegende Instrument sich für beide Fälle gleich gut eignet.

(M. d. G.-V. Hannover.)

Die Zeichen-Instrumente „Radial“ und „Radiarc“

von Architekt Prof. L. Bohnstedt.

Taf. 11. Fig. 12—14.

Das Radial bezweckt, das Zeichnen solcher gerader Linien zu erleichtern, welche nach einem gemeinschaftlichen Schnittpunkt gerichtet sind, und zwar auch dann, wenn dieser Schnittpunkt ausserhalb des Reissbretes liegt, ein Fall, der namentlich beim Ausführen perspectivischer Darstellungen mit fern liegenden Verschwindungspunkten nur zu oft vorkommt. Das neue Instrument soll bei dergleichen Arbeiten das mühsame und zeitraubende Ausmessen mit dem Proportionalzirkel und das von Prof. Streckfuss angegebene sehr sinnreiche Auskunftsmittel des bogenförmigen Pappdeckelausschnitts, der für jeden neuen Verschwindungspunkt neu herzustellen ist, ersparen, insofern das neue Instrument für jeden beliebigen Verschwindungspunkt innerhalb gewisser Grenzen verwendbar ist.

Das Instrument beruht auf folgenden Sätzen: In der bezüglichen Figur 12 sei $ab=cd$, $ma=mc=an-cn$ und $mo=no$. Die Linie ac , bis o verlängert, halbirt das Viereck $amon$. Werden ferner die Linien mo und bd so weit verlängert, bis sie sich in p schneiden, so entstehen zwei ähnliche Dreiecke amo und bmp , in denen die Linien ao und bp parallel sind. Vermöge der Aehnlichkeit ist $\frac{mo}{mp} = \frac{ma}{mb}$. Ist das Verhältniss $\frac{ma}{mb}$ gegeben und auf der

Linie AB die Entfernung des Punktes m von dem Punkte p , in welchem die oberhalb AB zu ziehenden geraden Linien sich schneiden sollen, bekannt, so ist umgekehrt die Lage des Punktes o aus $mo = \frac{ma}{mb} \cdot mp$ zu finden. Um den auf AB liegenden Punkt o kann sich n in einem Kreisbogen vom Halbmesser $mo=no$ drehen. Je weiter n von m fortgerückt wird, um so mehr werden einerseits die Punkte a und c und andererseits die Punkte b und d einander genähert. Sämmtliche gerade Linien aber, welche

Verlängerungen der geraden Linien $bd, b'd'$ u. s. w. sind, schneiden die Linie AB in p .

Die auf diesen Sätzen beruhende Einrichtung des Radials ist folgende: Die vier Metallschienen ab, cd, an und nc (Fig. 13) sind in den Punkten a, m, c und n drehbar mit einander verbunden. Die Drehaxe m ist auf der Schiene mB fest eingestellt, und ebenso lässt sich auf dieser Schiene die Axe o in dem Masse einstellen, dass die Leitstange no , welche in n mit an und cn verbunden ist und bei o durch eine Stellvorrichtung geht, länger oder kürzer wird. Ferner sind die Enden b und d durch eine Stange in der Weise mit einander verbunden, dass entweder b oder d auf der Stange beweglich bleibt. Diese Stange endlich ist mit einer Schiene in Verbindung gesetzt, unter welcher vermitteltst Heftzwecken ein Lineal aa befestigt werden kann.

Wird die Schiene mB auf der Zeichnung festgehalten und die durch b und d gehende Stange dem Punkte m genähert oder von demselben entfernt, so wird das Lineal auf der Zeichnung fortbewegt und nimmt dabei stets eine solche Richtung an, dass an ihm hin die gewünschten, in einem und demselben Punkte sich schneidenden Linien mit Sicherheit gezogen werden können.

Auf der ersten Linie, welche auf dem Papier als Ausgangslinie gezeichnet wird, muss ein Punkt m' (am sichersten vertical über m) angemerkt und dann auch auf dem Lineale bezeichnet werden, damit man das Instrument nach einer Unterbrechung der Arbeit sogleich wieder richtig an die Ausgangslinie stellen kann. Beim Beginn des Zeichnens müssen m und n über einander zu liegen kommen und auf dem Lineale der Ausgangspunkt lothrecht über m an derjenigen Kante des Lineals angegeben werden, entlang welcher die Linien gezogen werden sollen. Die Breite des Lineals ist insofern zu berücksichtigen, als die Entfernung $mm'=oo'$ der zu benutzenden Kante desselben von den Punkten m und o auch die Entfernung des Punktes p' von p in verticaler Richtung ergibt. Die Bewegung des Instrumentes geschieht dadurch, dass man die Axen m und n aus einander schiebt.

Der Radiarc ist für das Zeichnen und Darstellen solcher Kreisbogenstücke und dazu gehöriger Radien bestimmt, deren Mittelpunkte sich ausserhalb des Zeichenbretes befinden, und eignet sich daher vorzugsweise für das Entwerfen von Maschinenteilen.

In Fig. 14 sei $ab=cd$, $ak=kc=ae=ce$, $kd=kb=df=bf$, $km=en$, $kg=fh$ und $gi=hi$. Werden die Linien mk und bd so weit verlängert, bis sie sich in n schneiden, so wird die Linie fn parallel der Linie em und $nf=nk$, so dass n als der Mittelpunkt eines Kreisbogens fk zu betrachten ist. Das Instrument besteht nun aus den Metallschienen $ab, cd, ae, ec, df, fb, fh, hi$ und ig , welche in allen Punkten a, b, c, d, e, f, h, i und k drehbar mit einander verbunden sind, aus einer Schiene gm , auf welcher die Punkte g, k und m sich entsprechend einstellen lassen, aus einer Stange bd , auf welcher der eine der Punkte b oder d eingestellt wird, während der andere, sowie der Punkt i sich auf ihr fortbewegen lassen, und aus einer mit k und f fest verbun-

denen Schiene, unterhalb welcher ein Lineal mittels Heftzwecken befestigt werden kann.

Wird die Schiene gm auf dem Reissbret festgehalten und die Schiene hf mit dem an ihr befindlichen Lineal dem Punkte k genähert oder von demselben entfernt, so nimmt das Lineal bei seiner Fortbewegung stets eine solche Lage an, dass die längs einer Kante desselben auf dem Brete gezogenen Linien nach einem gemeinschaftlichen Schnittpunkt gerichtet sind, und es beschreibt daher eine an das Lineal fest angehaltene Reissfeder bei der Bewegung desselben einen Kreisbogen, dessen Mittelpunkt mit jenem Schnittpunkt zusammenfällt. In der Zeichnung ist angenommen, dass $\frac{ak}{bk} = \frac{1}{3}$ sei; soll daher ein Kreisbogen von 6 Fuss Halbmesser geschlagen werden, so ist m so auf mg einzustellen, dass $em = \frac{1}{3} \cdot 6 = 2$ Fuss wird. Zu diesem Kreisbogen kann man dann noch grössere concentrische Bögen ziehen, wenn das Lineal über f hinaus etwa bis p verlängert ist; z. B. $fo = 2$ Fuss, so ergibt sich durch Anhalten der Feder bei o ein Bogen von $6+2 = 8$ Fuss Radius.

Beide Instrumente sind durch Hrn. H. Ausfeld in Gotha, Schwabhäuser Gasse, Nr. 8, zu beziehen.

P. C. B.

Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation.

Von Dr. Ernst Hartig in Dresden.

Die nachstehende Zusammenstellung der interessanten Versuche über den Kraftbedarf der bei der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation angewendeten Arbeitsmaschinen sind dem 1. Hefte der „Mittheilungen der k. sächs. polytechn. Schule zu Dresden“ entnommen und bilden eine Fortsetzung der in den Jahren 1856 und 1857 von Prof. Böttcher in Chemnitz an Baumwollspinnmaschinen ausgeführten Kraftmessungen, deren Ergebnisse im Auszuge im III. Bande, S. 105 dieser Zeitschrift mitgetheilt worden sind. Es wurde zu den Versuchen ein von Hrn. Hartig wesentlich verbessertes Einschaltdynamometer benutzt*) und es darf somit die vorliegende Untersuchung als eine erste Probe dieses Instrumentes bezeichnet werden. Wenn es gelungen ist, innerhalb eines Monats (September 1863) über 50 Versuchsreihen an ebenso vielen in 4 verschiedenen Fabriken zu Grosshain in Sachsen aufgestellten Maschinen zu vollenden und gegen 300 einzelne Diagramme zu erheben, so wird schon hieraus hervorgehen, dass die Einschaltung und Ingangsetzung dieses Apparates minder aufhältlich ist, als bei den früher angewendeten Dynamometern.

Die Versuche wurden in folgender Art ausgeführt: Nach genauer Einstellung des Dynamometers zwischen Betriebswelle und Arbeitsmaschinen wurden die beiden erforderlichen Treibriemen aufgelegt und so scharf angepannt, dass auch beim grössten von der Arbeitsmaschine

zu bewältigenden Widerstand kein merkliches Rutschen der Riemen eintrat, wovon man sich durch einen Vorversuch überzeugte. Um nun zunächst die Betriebskraft zu erfahren, welche für das Dynamometer selbst einschliesslich der Losscheibe der Arbeitsmaschine erforderlich ist, wurde der vom Apparat aus treibende Riemen auf diese Losscheibe gelegt und nach erfolgter Einrückung des von der Betriebswelle kommenden Riemens auf die Postscheibe des Apparates ein kurzes Diagramm aufgezeichnet, welches, um die Rechnungsarbeiten zu vereinfachen, zur Feststellung der Nulllinie für die folgenden dem Leergang und Arbeitsgang der Arbeitsmaschine entsprechenden Kraftcurven selbst benutzt, daher in der Regel nach jedem einzelnen Versuch, jedenfalls aber am Schlusse aller Versuche aufs Neue erhoben wurde. Die Dauer jedes einzelnen Versuchs für den Leergang oder Arbeitsgang der Maschine selbst betrug in der Regel eine Minute; jedenfalls wurden die Umdrehungszahlen der Dynamometerwellen während so langer Zeit gezählt, wogegen bei der Mehrzahl der Versuche die Aufzeichnung der Diagramms nur während einer halben Minute bewirkt wurde. So weit es möglich war und von Interesse schien, wurden die Lieferungs- und sonstigen Arbeitsverhältnisse der untersuchten Maschinen bei den einzelnen Versuchen abgeändert. Von jeder geprüften Maschine wurde eine Skizze genommen und man notirte ausserdem mit thunlicher Vollständigkeit alle diejenigen Dimensionen und Details, von denen irgend ein Einfluss auf die Betriebskraft zu erwarten war; man ging hierin noch etwas weiter und fügte auch diejenigen Dimensionen bei, die über den Raumbedarf der verschiedenen Maschinen, die Lage der Betriebsscheiben an denselben Auskunft geben und die bei solcher Gelegenheit mit geringer Mühe zu erlangen waren. Diese Erweiterung des gesammelten Materials durfte aus dem Grunde für rathsam gehalten werden, weil die Ergebnisse solcher Kraftmessungen selbst wohl vorzugsweise bei der Neuanlage von Fabriken und Erweiterung schon bestehender ihre praktische Verwendung finden dürften, in welchen Fällen die Kenntniss des Raumbedarfs zugleich erwünscht ist. Die gesammten auf eine Maschine und die daran ausgeführte Versuchsreihe bezüglichen Daten wurden zu einem Protokoll vereinigt, diesem die erhobenen Diagramme und die Skizze der Maschine beigefügt und es bildete das so gewonnene umfangliche Material die Quelle für die vorliegenden Mittheilungen.

Es zerfallen dieselben in zwei Abtheilungen: die erste enthält alle diejenigen Ergebnisse, welche sich in Tabellenform überhaupt bringen lassen und auf deren Gewinnung es vorzugsweise abgesehen war; in der zweiten sind die Versuchsreihen selbst ausführlich beschrieben. Wir müssen uns hier darauf beschränken, die erste in Tabellenform gehaltene Abtheilung mitzutheilen, verweisen aber bei dieser Gelegenheit auf die reichhaltige Quelle, aus welcher wir dieselben geschöpft.

*) Man sehe Band VI. S. 31 dieser Zeitschrift.

Polyt. Zeitschrift. Bd. IX.

Zusammenstellung der Ergebnisse der in Grossenhain angestellten Kraftmessungsversuche.

Fortlaufende Nro.	Name der Maschine u. Nummer des Versuchs.	Name des Erbauers und des Besitzers.	Normale Geschwindigkeit Umdrehg. pro Min.	Arbeitsbreite.	Uebrig Dimensionen und Geschwindigkeiten.	Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde.	Wirkliche Liefermenge in einer Stunde.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigkeit in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$	Durchschn. Betr. kraft mit Rücksicht auf die Stillstände.	Bemerkungen.
								Bei Leer-gang.	Bei Ar-beits-gang.	Bei letzter. mehr als bei erster.			
a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.	
1.	Wollspühlmaschine mit zwei Waschflügeln. (33.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Eckhardt.	Waschflügel 35	0 ^m 654	Jeder Flügel hat 4 Rechen à 4 Zinken. Axenlänge der Flügel 654 ^{mm} Durchmesser ders. 920 ^{mm} Zapfendicke der Flügelaxe 40 ^{mm} Tiefe des Eintauchens d. Flügel 285 ^{mm} D=480 ^{mm} b=50 ^{mm} δ=4.	0,75	60 Kilogr. Gewicht einer Beschickung 20 Kilogr.	—	0,223	—	—	0,167	Die Steigerung der Betriebskraft durch Einschütten der Wolle in das Wasser war nicht deutlich bemerkbar, also $\frac{k}{i}$ nahe=0
2.	Centrifugalpumpe mit seitlich bedeckten Schaufeln (46.)	Von A. Zschille in Grossenhain, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Flügelrad 300	—	Durchmesser des Flügelrads 400 ^{mm} Durchmesser der Saugöffnung 142 ^{mm} Breite des Austrittspaltes 12 ^{mm} Zapfendicke 24 und 30 ^{mm} Zahl der Schaufeln 6. D=180 ^{mm} b=90 ^{mm} δ=4.	0,75	31.39 \square \square \square m Wasser 1.025 ^m hoch. Saughöhe 0.415 ^m Druckhöhe 0.610 ^m	0,65	0,77	0,12	0,16	0,58	Die Pumpe liefert das Wasser für zwei Waschmaschinen. Die Nebenarbeit (h) ist nicht beobachtet, sondern berechnet aus Wasserquantum und Hubböhe.
3.	Centrifuge für Wolle & Tuch. (32.)	Von Jahn & Ahrendt in Dessau, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Kessel 1300 Betriebswelle 283	—	Durchmesser des Kessels 835 ^{mm} Höhe desselb. 420 ^{mm} Zapfendicke oben 40, unten 57 ^{mm} Zapfendicke an der Betriebswelle 38 ^{mm} Die Maschine vermindert d. Wassergehalt einer nassen Wolle um 30% D=180 ^{mm} b=90 ^{mm} δ=4.	0,66	120 Kilogr. Wolle oder 4 St. Tuch. Gewicht einer Beschickung 30 Kil. Wolle oder 1 St. Tuch von 30—40 Kil. (nass).	0,93	1,32	0,39	0,29	0,87	Unvollkommene Bewegungsübertragung von der Betriebsaxe auf die Kesselspindel.
4.	Centrifuge für Tuch &c. (6.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Zschille.	Kessel 900 Betriebswelle 263	—	Durchmesser des Kessels 710 ^{mm} Höhe dess. 500 ^{mm} Zapfendicke unten 40, oben 55 ^{mm} D=190 ^{mm} b=60 ^{mm} δ=4.	0,66	8 Stück Tuch, à 15 Kilog. Trockengew. Jede Beschickung besteht aus zwei Stück.	0,56	1,09	0,53	0,49	0,72	Bewegungsübertragung durch conische Friktionsscheiben.
5.	Klettenwolf. (31.)	Von Houton & Teston in Verviers, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Zahn-trommel 350 Vorgelegswelle 198	0,88 ^m	Durch-Umdrehm. messer. ung p.M. Einführwalzen 65 ^{mm} 11,8 Zahn-tromm. 476 - 350 Stachelw. 476 - 118 Klettenw. 320 - 327 Bürstw. 200 - 118 Messerw. 160-200-944-696 Volant 212 - 508 Sieb-tromm. 540 - 94,4 Ventilator 476 - 664 D=460 ^{mm} b=70 ^{mm} δ=4 (Vorg.)	0,80	10 Kilogr. Von dem aufgelegten Vliess wiegt 1 \square m 0,111 Kil.	1,75	2,19	0,44	0,20	1,75	Die Maschine ist vor dem Versuch ca. ein halbes Jahr ausser Betrieb gewesen, daher etwas dérangirt.

a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.	
6.	Klettenwolf. (41.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Eckhardt.	Zahn-trommel 400 Vorgelegswelle 183	0,83 ^m	Durch-Umdreh-messer. ung p.M. Einführ-walzen 45 ^{mm} 15,1 Zahn-trommel 800 - 400 Stachelw. 390 - 9,4 Klettenw. 360 - 142 Bürstw. 170 - 73 u. 8 Messerw. 180 - 714 Volant 320 - 824 D=270 ^{mm} b=100 ^{mm} δ=5.	0,85	11 Kilog. Von dem vorgelegten Vliess wiegt 1 □ ^m 0,130 Kil.	1,39	1,60	0,21	0,13	1,36	
7.	Klettenwolf. (26.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Fedor Zschille & Co.	Zahn-trommel 500 Vorgelegswelle 196	0,58 ^m	Durch-Umdreh-messer. ung p.M. Einführ-walzen 40 ^{mm} 24,2 Zahn-trommel 815 - 500 Stachelw. 285 - 16,8 Klettenw. 150 - 200 Bürstw. 160 - 124 u. 16,8 Messerw. 160 - 246 Volant 350 - 1125 D=275 ^{mm} b=68 ^{mm} δ=5.	0,85	17 Kilogr. Von dem vorgelegten Vliess wiegt 1 □ ^m 0,188 Kil.	1,27	1,51	0,24	0,19	1,28	Die Maschine bewirkt eine sehr vollständige Reinigung u. Auflockerung der Wolle.
8.	Flügelwolf. (10.)	Von Pietzsch i. Bischofs-werda, aufgestellt bei Gebr. Zschille.	Flügel 300	0,42	Länge der Flügel-trommel 1,62 ^m Durchmesser ders. 1,04 ^m Zahl der Flügel 4 Durchmesser der Ein-führwalzen 50 ^{mm} Umdrehg. ders. pr. Min. 14,3. D=200 b=70 δ=4	0,85	28 Kilogr. während der Versuche 12K. nach d. jährl. Durchschn. 1 □ ^m Vliess 0,570 Kil.	0,47	0,66	0,19	0,29	0,56	
9.	Oelwolf, mit starken Zähnen. (11.)	In Grossenhain gebaut und aufgestellt bei Gebr. Zschille.	Trommel 325	0,625	Länge d. Tromm. 595 ^{mm} Durchmess. ders. 830 - Durchmesser der Ein-führwalze 75 ^{mm} Umdrehungszahl ders. pro Min. 11,9. D=220 b=65 δ=4	0,80	12K. im gross. Durchschn., das Doppelte während der Versuche.	0,18	0,51	0,33	0,65	0,405	
10.	Oelwolf, mit schwach. Zähnen. (12.)	Von Rich. Hartmann in Chemnitz, aufgestellt bei Gebr. Zschille.	Trommel 350	0,600	Länge d. Tromm. 567 ^{mm} Durchmess. ders. 855 - Durchmesser der Ein-führwalze 75 ^{mm} Umdrehungszahl ders. pro Min. 14,8 D=195 b=80 δ=4	0,80	12K. im gross. Durchschn., das Doppelte während der Versuche.	0,21	0,53	0,32	0,60	0,425	
11.	Oelwolf. (42.)	Von Th. Wiede in Chemnitz, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Trommel 350 Vorgelegswelle 158	0,935	Länge d. Tromm. 990 ^{mm} Durchmess. ders. 820 - Durchmesser der Ein-führwalze 80 ^{mm} Umdrehungszahl ders. pro Min. 7,35. D=235 b=80 δ=4	0,80	35 K. trockne Wolle, 44 Kil. geölte Wolle; Dicke des aufgelegten Vliesses: 1 □ ^m wiegt bez. 0,422 K. u. 0,528 Kil.	0,34	0,56 0,70	0,22 0,36	0,39 0,51	0,45 0,56	Bei trockn. W. Bei geölter Wolle u. stärk. Lieferungs-menge.
12.	Oelwolf. (27.)	Von A. Zschille in Grossenhain, aufgestellt bei Fedor Zschille & Co.	Trommel 600 Vorgelegswelle 225	0,83	Länge der Trommel 950 ^{mm} Durchmesser derselben 820 ^{mm} Durchmesser der Ein-führwalze 70 ^{mm} Umdrehungszahl ders. pro Min. 24,8 D=265 b=90 δ=5.	0,80	Während der Versuche 79 Kil. bei trockner Wolle, 142 Kil. bei geölter Wolle; Dicke der Aufl.: 1 □ ^m wiegt bez. 0,37 u. 0,65 Kil.	0,95	2,19 1,86	1,24 0,91	0,57 0,49	1,75 1,49	Bei trockner Wolle. Bei geölter Wolle.

	a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.
13.	Whipper für Abgänge (30.)	Von Vetter in Werdau, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Erste Schlagwelle 220. Zweite Schlagwelle 240	0,46	Abstand der beiden Schlagwellen 345 ^{mm} Länge der Schlagstäbe 300 ^{mm} Durchmesser der Einführwalzen 60 ^{mm} Umdrehungszahl ders. pro Min. 61 D=150 b=60 δ=4	0,60	24 Kil. Gew. einer Beschickung 2 Kil., deren Bearbeitung 2-3 Min. erfordert.	0,17	0,48	0,31	0,65	0,29	
14.	Reisskrepel mit Klettenwalze. (24.)	Von Rich. Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Tambour 110	0,90	Durch-Umdrehmesser, ung p.M. Entrée- od. Speisewalz. 60 ^{mm} 1,31 Tambour 945 - 110 Arbeiter 180 - 10,7 Wender 100 - 372 Peigneur 550 - 5,35 Vliesstr. 955 - 2,67 D=325 b=65 δ=4	0,90	5,59 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,47 K.	0,37	0,62	0,25	0,40	0,58	
15.	Pelzkrepel. (23.)	Von Rich. Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Tambour 110	0,90	Durch-Umdrehmesser, ung p.M. Speisew. 50 ^{mm} 1,06 Tambour 945 - 110 Arbeiter 180 - 7,64 Wender 100 - 375 Peigneur 550 - 3,82 Vliesstrommel 955 - 2,25 D=325 b=60 δ=4	0,90	4,00 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,50 Kil. Während des Versuchs die Hälfte.	0,34	0,45	0,11	0,24	0,405	
16.	Vorspinnkrepel. (25.)	Von Rich. Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Tambour 100	0,95	Durch-Umdrehmesser, ung p.M. Speisew. 50 ^{mm} 1,45 Tambour 960 - 100 Arbeiter 190 - 9,38 Wender 100 - 316 Peigneur 540 - 3,92 Würgelw. 300 - 29,6 Wickelw. 140 - 15,6 D=325 b=60 δ=4	0,90	5,17 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,44 K.	0,38	0,655	0,275	0,22	0,59	
17.	Reisskrepel mit Klettenwalze. (35.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 120	1,075	Durch-Umdrehmesser, ung p.M. Speisewalze 90 ^{mm} 1,05 Klettenw. 170 - 182 Tambour 985 - 120 Arbeiter 185 - 9,25 Wender 108 - 644 Volant 275 - 253 Peigneur 500 - 5,00 Vliesstrommel 800 - 3,04 D=310 b=65 δ=4	0,90	6,90 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,40 Kil.	0,30	0,655	0,355	0,54	0,59	Die Krepel ist kurz vor dem Versuch ausgeputzt worden.
18.	Pelzkrepel (36.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 120	1,08	Durch-Umdrehmesser, ung p.M. Speisewalzen 55 ^{mm} 0,822 Tambour 985 - 120 Arbeiter 190 - 5,92 Wender 110 - 644 Volant 275 - 545 Peigneur 500 - 5,00 Vliesstr. 840 - 1,71 D=310 b=70 δ=4	0,90	5,08 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,61 Kil.	0,215	0,48	0,265	0,55	0,43	Vor dem Versuch ausgeputzt, wie die Reisskrepel.
19.	Vorspinnkrepel. (37.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 100	1,08	Durch-Umdrehmesser, ung p.M. Speisewalzen 55 ^{mm} 0,583 Tambour 985 - 100 Arbeiter 180 - 7,81 Wender 110 - 527 Volant 275 - 446 Peign. (2) 300 - 4,28 Würgelw. 65 - 18,1 Wickelw. 130 - 10,6 D=350 b=80 δ=4	0,90	5,80 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 1,00 Kil. Während des Versuchs die Hälfte.	0,32	0,51	0,19	0,37	0,46	Vor dem Versuch ausgeputzt, wie die Reisskrepel.

a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.
20. Reisskrepel mit Kletten- u. Messerwalze (38.)	Von Götze & Co. in Chemnitz bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 110	1,05	Durch-Umdrehm. messer. ung. p.M. 47 ^{mm} 0,964 Stachelw. 185 - 55,5 Klettenw. 103 - 681 Messerw. 970 - 110 Arbeiter 185 - 7,23 Wender 112 - 358 Volant 260 - 522 Peigneur 530 - 4,82 Vliesstr. 858 - 2,34 D=320 b=65 δ=4.	0,90	7,46 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,914 K.	0,34	0,46	0,16	0,27	0,42	
21. Pelzkrepel (39.)	Von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 110	1,05	Durch-Umdrehm. messer. ung. p.M. 43 ^{mm} 0,863 Speise- walzen 970 - 110 Tambour 185 - 5,18 Arbeiter 112 - 393 Wender 260 - 541 Volant 530 - 5,04 Peigneur 855 - 2,45 D=320 b=65 δ=4.	0,90	6,03 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 0,914 Kil.	0,26	0,37	0,11	0,30	0,33	
22. Vorspinnkrepel. (40.)	Von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 100	1,06	Durch-Umdrehm. messer. ung. p.M. 54 ^{mm} 0,482 Speise- walzen 980 - 100 Tambour 180 - 6,39 Arbeiter 110 - 358 Wender 270 - 562 Volant Peign. (1) 510 - 5,18 Würfelw. 55 - 27,4 Wickelw. 140 - 15,0 D=310 b=70 δ=4.	0,90	8,46 Kil. Dicke der Auflage: 1 ^m wiegt 1,828 Kil.	0,29	0,42	0,13	0,30	0,37	
23. Fein- spinnma- schine mit 240 Spin- deln. (43.)	Von Schellen- berg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Spindeln 2500	Spin- del- thei- lung 47 ^{mm}	Wagenschub 1,90 ^m . Dauer eines Wagen- spiels 28,7 Sek. Spindel- dicke unten 8, oben 5 ^{mm} , Streckung des Vorgarns 2,71.	0,89	11 ¹ / ₉ Strähn à 773 Ellen sächs. Garn nr. 24 (24 Str. auf 1 ℔).	—	0,64	—	—	0,57	
24. Zwirnma- schine von 120 Spin- deln. (44.)	Von Theodor Wiede in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Spindeln u. Flügel 1100 Betriebs- welle 220	Spin- del- thei- lung 82 ^{mm}	Durchmesser d. leeren Spulen 16 ^{mm} , der vollen 45 ^{mm} , lichte Höhe 80 ^{mm} . Durchmesser der Unter- cylinder 35 ^{mm} , Umdreh- ung ders. pr. Min. 21,4. D=240 b=70 δ=4.	0,85	14382 Met. Zwirn, meist zweifädig.	0,61	0,70	0,09	0,13	0,596	
25. Ketten- Leim- und Scheer- maschine. (18.)	Von A. Zschille in Grossen- hain bei Gebr. Zschille.	Leim- walze 17	0,77	Durchmesser der Leim- walze 155 ^{mm} Durchmesser d. Scheer- krane 1,05 ^m Länge derselben 2,79 ^m D=698 b=40 δ=4.	0,70	Es werden 450 Kettenfäden gleichzeitig geleimt, mit einer Geschw. von 138 ^{mm} per Sek.	—	0,071	—	—	0,05	
26. Mecha- nischer Tuchweb- stuhl - Schön- herr's Pa- tent. (13, 14, 17.)	Von R. Hartmann in Chem- nitz bei Gebr. Zschille.	Schuss- zahl 40 Trieb- welle 120	Blatt- breite 2,40	2400 Kettenfäden; Ge- wicht des Schützens 2,5 ℔. Breite des Tuchs 2,18 ^m ; freiliegende Kette 870 ^{mm} , 2 Schäfte; Leinwandbindung durch 2 Schäfte: 52 Schuss pro Zoll. D=500 b=70 δ=3.	0,70	1,35 Ellen s. rohes Tuch.	—	0,115	—	—	0,08	

	a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.
27.	Mechanischer Tuchwebstuhl nach amerikan. Modell (16.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Zschille.	Schusszahl 45 Triebwelle 135	Blattbreite 2,10 - 2,34	3000 Kettenfäden; Gewicht d. Schützens 1,73 \mathcal{Z} . Breite des Tuchs 2,03 bis 2,16 ^m ; freilieg. Kette 800 ^{mm} ; Leinwandbindung durch 2 Schäfte; 62 Schuss pro Zoll. D=285 b=60 δ =3.	0,70	1,27 Ellen s. rohes Tuch.	—	0,098	—	—	0,07	Die zugehörige Transmissionswelle erfordert pro Stuhl eine Betriebskraft von 0,04 Pferdestärken.
28.	Mechanischer Tuchwebstuhl, veränderte amerikan. Konstruktion (15.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Zschille.	Schusszahl 45 Triebwelle 123	Blattbreite 2,25	2500—3600 Kettenfäden; Gewicht des Schützens 2,53 \mathcal{Z} ; Breite des Tuchs 2,10 ^m ; freiliegende Kette 880 ^{mm} ; Leinwandbindung durch 2 Schäfte; 54—70 Schuss pro Zoll. D=255 b=60 δ =3.	0,70	1,125 bis 1,46 s. Ellen rohes Tuch.	—	0,126	—	—	0,09	Die Betriebswelle erfordert pro Stuhl einen Arbeitsaufwand von 0,04 Pferdestärken.
29.	Tuchwaschmaschine (4.)	Bei Gebr. Zschille.	Waschwalzen 40	1,03	Durchmesser der Walzen 530 ^{mm} D=710 b=110 δ =5.	0,93	2 Stück Tuchlauf mit 1,11 ^m Geschwindigkeit nebeneinander.	0,11	0,49	0,38	0,78	0,46	
30.	Tuchwaschmaschine (5.)	Bei Gebr. Zschille.	Waschwalzen 20	1,02	Durchmesser der Walzen 680 ^{mm} D=860 b=90. δ =5.	0,93	2 Stck. Tuch mit einer Geschwindigkeit von 0,712 ^m pr. Sek. neb. einander laufend.	0,15	0,50	0,35	0,70	0,46	
31.	Einfache Walzenwalke für Stoffe (34.)	Von Orlamünder in Luckenwalde, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 100	0,11	Durchmesser des Tambours, wie des Roulets 434 ^{mm} ; Belastung der Walzen 150 ^k ; der Stopfklappe 30 ^k D=470. b=110. δ =5.	0,80	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 2,27 ^m pr. Sek. durch die Maschine.	0,19	2,54	2,35	0,93	2,03	
32.	Einfache Walzenwalke für Tuch, Syst. Lacroix (3.)	Von R. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.	Tambour 45 Triebwelle 90	0,094	Durchmesser des Tambours 690 ^{mm} Durchmesser der Roulets 345 ^{mm} Belastung der Roulets 100, 180 und 180 ^k ; der Stopfklappen 24 ^k D=550. b=110. δ =5.	0,86	Das Tuch läuft mit 0,54 ^m Geschwindigkeit pr. Sek. durch die Maschine.	0,17	1,59	1,42	0,89	1,37	
33.	Einfache Walzenwalke, Syst. Pressprich-Wiede (29.)	Von Th. Wiede in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Erstes Horizontal-Walzenpaar 110 Triebscheibe 171	0,23	Durchmesser der horizontalen Walzen 230 ^{mm} der vertikalen 215 - der Stopfwalzen 190 - Umdrehungszahl der aufeinanderfolgenden Walzen: 110 99 92 79 74 7,4 (Stopfw.) D=280. b=105. δ =10.	0,90	Geschwindigkeit des Tuchs 1,11 ^m pr. Sek.	0,74	2,74	2,00	0,73	2,47	
34.	Doppelte Walzenwalke und Waschmaschine für Stoffe (45.)	Von Orlamünder in Luckenwalde bei Gebr. Eckhardt.	Walzen 100	0,25	Durchmesser der Walzen 450 ^{mm} Belastung ders. 170 ^k Belastung der Stopfklappe 20 ^k D=500. b=100. δ =10.	0,90	2 Stück Tuch neb. einander laufen mit 2,35 ^m Geschwindigkeit pr. Sek.	0,30	3,40	3,10	0,91	3,07	

	a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.
35.	Doppelte Walzenwalke, Syst. Lacroix für Tuch. (2.)	Von Rich. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.	Tambour 45 Trieb-scheibe 90	0,13	Durchmesser des Tambours 690 ^{mm} Durchmesser der Roulets 345 ^{mm} Belastung der Roulets 150, 200 und 250 ^k Belastung des Stopfapparats 80 ^k D=550. b=110. δ=10.	0,77	2 Stück Tuch neben einand. laufen mit 1,65 ^m Geschwindigkeit pr. Sek.	0,16	3,26	3,10	0,95	2,51	
36.	Einfache Kurbelwalke mit 2 Häm mern, Syst. Dobbs. (28.)	Aus Aachen, bei Fedor Zschille & Co.	Hubzahl der Hämmer 125	0,53	Länge der Schwingen 2 ^m Hub der Hämmer 150 ^m Breite derselben 260 ^{mm} D=620. b=105. δ=5.	0,90	1 Stück Winterstoff wird in 3½ Stunden leicht ge-walkt.	0,53	1,64	1,11	0,68	1,48	
37.	Doppelte Kurbelwalke mit 2 Häm mern. (1.)	Von Spranger & Schimmel in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.	Hubzahl der Hämmer 115	0,60	Länge der Schwingen 1,1 ^m Hub der Hämmer 300 ^{mm} Breite derselben 280 ^{mm} D=560. b=100. δ=5.	0,77	2 Stück Tuch werden gleichzeitig bearbeitet, je eine Stunde vorgewalkt und eine Stunde nach-gewalkt.	0,43	1,99	1,56	0,78	1,53	
38.	Einfache Rauhm aschine, bei Gebr. Breit-halter. (7.)	Von Mohl in Berlin, bei Gebr. Zschille.	Trommel 90	1,58	Durchmesser der Rauhtrommel 770 ^{mm} Zahl der Kardenstäbe 18 Relative Geschwindigk. des Tuchs gegen die Karden 3,78 ^m D=550. b=105. δ=5.	0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,155 ^m pr. Sek.	0,19	0,73	0,54	0,74	0,67	Bei scharfen Karden.
39.	Doppelte Rauhm aschine, Syst. Gessner. (51.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Zschille.	Trommeln 100	1,33	Durchmesser der Rauhtrommeln 880 ^{mm} ; jede Trommel hat 18 Kardenstäbe; relative Geschwindigkeit des Tuchs gegen die Karden 4,67 ^m pr. Sek. D=465. b=80. δ=5.	0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,059 ^m pr. Sek.	0,20	1,38	1,18	0,86	1,27	Bei stumpfen Karden und schwachem Anstrich.
								0,20	4,03	3,83	0,95	3,71	Bei ziemlich scharfen Karden u starkem Anstrich.
40.	Doppelte Rauhm aschine mit Walzenpostirapparat. (9.)	Von Gessner in Aue, Postirapparat von A. Zschille i. Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Rauhtrommeln 100 Postirwalzen 48	0,60	Durchmesser der Trommeln 700 ^{mm} ; jede Trommel hat 17 Kardenstäbe; Durchmesser d. Postirwalzen 335 ^{mm} ; relative Geschwindigk. des Tuchs gegen die Karden 3,74 ^m pr. Sek. D=490. b=140. δ=5.	0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,077 ^m pr. Sek.	0,11	2,03	1,92	0,94	1,865	ohne Postirmit } appar.
								0,13	2,05	1,92	0,94	1,885	Trommeln zieml. scharfe Karden, mittl. Anstr.; Postirwalz. scharfe Karden, schw. Anstrich.
41.	Doppelte Rauhm aschine mit Excenterpostirapparat (8.)	Von Gessner in Aue, Postirapparat von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Rauhtrommeln 100 Postirplatten 135,5 Spiele	1,75 ^m	Durchmesser der Trommeln 630 ^{mm} ; jede Trommel hat 15 Stäbe; Länge der Postirplatten 855 ^{mm} ; Höhe 200 ^{mm} ; relative Geschwindigk. zwisch. Tuch u. Rauhtrommeln 3,39 ^m pr. Sek. D=400. b=140. δ=5.	0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,093 ^m pr. Sek.	0,17	2,45	2,28	0,93	2,25	ohne Postirmit } appar.
								0,47	3,35	2,88	0,86	3,08	Trommeln halbscharfe Karden, mittl. Anstr.; Postirplatten ganz scharfe Karden, starker Anstrich.

a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	i.	k.	l.	m.	n.	
42.	Langscheermaschine. (20.)	Von Thomas in Berlin, bei Gebr. Zschille.	Scheercylinder 650 Trieb-scheibe 105	1,57	Durchmesser d. Scheercylinders 100 ^{mm} ; 12 Messer, jedes von 2 Windungen; relative Geschwindigkeit zwischen Tuch u. Scheercylinder 3 360 ^m per Sek. D=340. b=73. δ=4.	0,85	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 40 ^{mm} pr. Sek.	0,52	0,606	0,086	0,14	0,515	
43.	Transversalscheermaschine. (20.)	Von Mohl in Berlin bei Gebr. Zschille.	Scheercylinder 1000 Trieb-scheibe 105	1,15	Durchmesser d. Scheercylinders 70 ^{mm} ; 4 Mess., von je 2 1/2 Gang; Geschwindigk. der fortschreitenden Bewegung des Scheercylinders 46,7 ^{mm} pr. Sek.; Breite d. Tuchs 1,38 ^m D=330. b=53. δ=3.	0,50	Ein Schnitt erfordert 29,5 Sek., also circa 60 Schnitt pr. Stunde.	0,16	0,25	0,09	0,36	0,125	Auf dieser Maschine empfängt d. Tuch die ersten Schnitte.
44.	Transversalscheermaschine (22.)	Von Thomas in Berlin, bei Gebr. Zschille.	Scheercylinder 1000 Trieb-scheibe 103	1,16	Durchmesser d. Scheercylinders 66 ^{mm} ; 6 Mess. von je 3 Gängen; Geschwindigkeit der fortschreitenden Bewegung des Scheercylinders 18 ^{mm} pr. Sek.; Breite des Tuchs 1,4 ^m D=305. b=56. δ=3.	0,60	Ein Schnitt dauert 78 Sek., also circa 27 Schnitte pr. Stunde.	0,35	0,38	0,03	0,08	0,23	Auf dieser Maschine empfängt d. Tuch die letzten Schnitte.
45.	Dampfbürstmaschine mit 2 Bürstwalzen (19.)	Von Neumann & Esser in Aachen, bei Gebr. Zschille.	Bürstwalze 250 Trieb-scheibe 85	1,70	Durchmesser der Bürstwalzen 350 ^{mm} ; relative Geschwindigk. zwisch. Tuch und Bürstwalzen 4,72 ^m pr. Sek.	0,75	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 135 ^{mm} pr. Sek.	0,37	1,03	0,66	0,64	0,77	

Tuchwalke.

Von Schneider, Legraud, Martinet et Comp. in Sédau.

Taf. 11. Fig. 15 und 16.

Die vorliegende Tuchwalke hat Aehnlichkeit mit der bekannten und vielfach verbreiteten Walke von Desplas*), enthält aber dieser gegenüber wesentliche Verbesserungen. Zunächst ist dieselbe mit 2 Gängen versehen, welche gleichzeitig oder einzeln zwei Tuchstücke bearbeiten können, welche ungleich gewalkt werden sollen. Ferner kann das eine fertig gewalkte Stück weggenommen und durch ein neues ersetzt werden, ohne dass dadurch eine Störung in der Bearbeitung des andern Stückes veranlasst wird.

Die Deckel der Walkkanäle werden durch Schraubenfedern niedergedrückt, deren Spannkraft nach der Beschaffenheit der zu walkenden Stoffe sich reguliren lässt. Andere ähnliche Federn ziehen an den Hebeln, welche den Druck auf die beweglichen Zapfenlager der obern Walzen ausüben. Zwei auf der Vorderseite der Maschine

angebrachte cannelirte Walzen dienen zum Oeffnen der im Tuche entstandenen Falten.

Die Fig. 15 zeigt einen Längenschnitt dieser Maschine und Fig 16 einen nach Linie 1—2 geführten Querschnitt derselben.

Die beim Walken thätigen Organe sind die beiden Walzenpaare AA' und BB' mit gemeinschaftlichen Achsen. Die untern Walzen BB' werden direkt durch einen von einer Transmissionswelle herkommenden Riemen getrieben und ihre Achse trägt zu diesem Zwecke eine feste und eine lose Riemenscheibe P und P'; durch die beiden mit langen Zähnen versehenen Stirnräder C und D geht die Bewegung auf die obern Walzen A und A' über.

Vor und hinter diesen Walzen sind die Kanäle E und F angebracht, durch welche der zu walkende Stoff geführt wird. Jeder dieser Kanäle F ist durch eine Art Klappe f geschlossen, welche mittelst der Feder r niedergedrückt wird. Das eine Ende dieser Feder läuft in eine Schraube aus, durch welche ihre Spannung sich reguliren lässt. Die Federn r bewirken einen Druck auf die Zapfenlager der obern Walzen und somit eine Pressung der letztern auf das zwischen diesen und den untern Walzen durchlaufende Tuch.

*) Kronauer's Maschinenzeichnungen Band II. Taf. 36.

Jedes der zu walkenden Stücke läuft durch ein Auge *G* und hierauf zwischen den cannelirten Cylindern *H* und *I* hindurch, wodurch die im Zeuge entstandenen Falten wieder geglättet werden. Die Enden dieser Cylinder sind in den an den Seitenwänden des Kasten angebrachten Coulissen \ddagger gelagert und der Einwirkung der Federn *R* ausgesetzt.

Uebergangskurven.

Taf. 11. Fig. 17.

Für die vom Unterzeichneten geleitete Tracirung der Brennerbahn (Innsbruck–Bozen) war anfänglich ein Minimalkrümmungshalbmesser von 1000 öst. Fuss (316,1 Meter) vorgeschrieben.

In der Folge wurde derselbe auf 900 öster. Fuss (284,48 Meter) reduziert, sowohl aus Gründen der Oekonomie als mit Rücksicht auf das Kurvensystem des nördlichen Stammes der Brennerbahn, der bereits im Betriebe bestehenden Nordtirolerlinie (Kufstein–Innsbruck), in welchem bereits Kurven mit 900 öst. Fuss Halbmesser vorkommen.

Bei so scharfen Kurven, die überdiess nach den schwierigen Terrainverhältnissen vielfach angewendet werden mussten, schien es gerechtfertigt, das vom Herrn Oberinspektor W. Pressel bei der Hauensteinlinie der schweizerischen Centralbahn schon angewendete Prinzip der Uebergangskurven durchzuführen, d. h. schärfere Kurven nicht direkt tangiren zu lassen, sondern durch irgend ein parabolisch geformtes Kurvensegment in die Gerade überzuführen.

Durch solche Uebergangskurven wird wie leicht erklärlich und wie auch die Praxis beim Hauenstein gezeigt hat, den empfindlichen Stößen, welche die Locomotiven beim direkten Einfahren aus geraden Linien in scharfen Krümmungen erleiden, wesentlich vorgebeugt.

Es schien jedoch dem Gefertigten angemessen, die Uebergangskurven in anderer als der vom Herrn Oberinspektor Pressel angewendeten und in der Stuttgarter Eisenbahnzeitung seiner Zeit beschriebenen Form, zu konstruiren.

Diese Uebergangskurven wurden nämlich durch progressive Abnahme der zweiten Differentialquotienten der auf die Tangente berechneten Kreisordinaten dargestellt.

Berechnung, Aussteckung und Erhaltung solcher allerdings sehr flüssiger Linien sind etwas schwierig; sie waren jedoch bei der verhältnissmässig kurzen Hauensteinlinie leicht zu überwachen, was bei der ca. 124 Kilometer langen Brennerlinie nicht thunlich gewesen wäre.

Andererseits wird der Werth dieser Kurve in der Ausföhrung etwas herabgemindert, weil sie kurze Elemente von stets wechselnden Krümmungshalbmessern erhält, die in den Schienenlängen sich doch nicht genau darstellen lassen.

Der Unterzeichnete konstruirte daher für die Brennerbahn einfache Uebergangskurven, aus wenigen Kreissegmenten bestimmter Radien, und zwar von der Ansicht ausgehend, dass der gewünschte Zweck selbst bei grossen Differenzen der einzelnen Radien erreicht werde — aus

Polyt. Zeitschrift. Bd. IX.

Kreissegmenten von in der Reihenfolge sich stets verdoppelnden Radien, so dass, z. B. bei einer Hauptkurve von 900 Fuss Radius, die Uebergangskurve aus Segmenten von 1800'—3600—7200 Fuss Radius oder selbst nur 1800' und 3600 Fuss Rad. zusammengesetzt ist.

Die Berechnung und Aussteckung dieser Uebergangskurven ist unter Zugrundelegung des Tangential-Coordinatensystems ungemein einfach.

Selbstverständlich bedingen die Uebergangskurven eine Verschiebung oder Schwenkung jener Tangenten, welche ohne Uebergangskurven die Hauptkurve berühren würden — oder wenn diese Tangenten als fix angenommen werden, was in der Regel geschieht — eine Verschiebung der Hauptkurve von den Tangenten gegen das Centrum — Verschiebungen, welche doch nie so bedeutend sind, dass sie selbst bei den schwierigsten Terrainverhältnissen nicht zulässig wären.

Auf der Kurve *ack* (Fig. 17) vom Radius *r*, welche ohne Uebergangskurve die Tangente *t* in *a* berühren würde, nehmen wir den Punkt *c*, dessen Coordinaten *ab = x* und *bc = y*, als Anfangspunkt der Uebergangskurve und schlagen mit dem Radius *cp = 2r*, errichtet auf Radius *cm*, den Bogen *dc*, welcher im Punkt *c* mit dem Bogen *ack* eine vollkommene Beröhrung hat, und die zu *t* parallele Tangente *t'* in *d* beröhrt, so sind auf letztere Tangente *t'* bezogen die Coordinaten des Punktes *c*

$$di = 2ab = 2x$$

$$ic = 2bc = 2y$$

und Bogen *dec = 2 × Bogen ac*

so lange mit mathematischer Genauigkeit anzusetzen, als das Kurvenstück *ac* im Verhältniss zum Radius *r* nicht zu gross genommen wird, was für den vorliegenden Zweck nie der Fall zu sein braucht.

Halbiren wir das Segment *dc*, so kann

$$de = ec = ac$$

und Punkt *e* in der Projektion von *a* angenommen werden, und es sind die Coordinaten des Punktes *e* auf Tangente *t'* und Punkt *d* bezogen.

$$dh = \frac{1}{2}di = x$$

$$he = 2he = \frac{1}{4}ic = \frac{1}{2}y.$$

Nimmt man den Punkt *e* wieder als Ausgangspunkt eines weitern Gliedes der Uebergangskurve, welches mit Rad. *4r* errichtet eine zu *t* und *t'* parallele Tangente *t''* in Punkt *g* beröhrt, so sind auf *t''* und den Anfangspunkt *g* bezogen: die Coordinaten des Punktes *e*

$$gf = 2dh = 2x$$

$$fc = 2he = y$$

die des Punktes *c* aber

$$gl = 3x$$

$$lc = 2\frac{1}{2}y.$$

Der Abstand zwischen Tangente *t* und *t''* endlich ist:

$$lb = 1\frac{1}{2}y.$$

In gleicher Weise könnte ein drittes Element der Uebergangskurve angefügt werden; für die Brennertrace ging man jedoch nie über 2 Elemente hinaus, nachdem beim Minimalradius von 900 Fuss das letzte in die Gerade übergehende Segment *ge* dann schon einen Halbmesser von 3600 Fuss hatte, womit man sich begnügte.

Die Bogenlänge ac , wurde nun für die Brennertrace mit 40' — nahezu gleich 2 Schienenlängen (zu 21') — angenommen.

Für eine solche sind nach den Tabellen von Kröhnke

$$x = 39.98$$

$$y = 0.89$$

es werden daher: der Abstand der beiden Tangenten t und t''

$$lb = 1\frac{1}{2}y = 1.33$$

die Ordinaten des Punktes e auf t''

$$gf = 2x = 79.96$$

$$fe = y = 0.89$$

und die des Punktes c auf t''

$$gl = 3x = 119.94$$

$$lc = 2\frac{1}{2}y = 2.22$$

das Segment ge von Radius 3600' ist 80 Fuss lang, das Segment ec von Radius 1800' ist 40 Fuss lang, in c beginnt der Bogen mit 900' Radius.

Der einfahrende Zug durchfährt also erst 80 Fuss Kurvenlänge von 3600', dann 40 Fuss von 1800' Rad., zusammen 120 Fuss Uebergangskurve.

Bei der Aussteckung muss nun stets die Tangente t'' als fix angenommen, von ihr aus gearbeitet und der Hauptbogen verschoben werden.

Will man das ohne eine weitere als die obige einfache Rechnung thun, so werden die Tangenten t bei einer aus 2 Elementen bestehenden Uebergangskurve um $1\frac{1}{2}y$ von $w t''$ parallel abstehend als Hilfslinien wirklich ausgesteckt — vom Winkelpunkt o aus — und alle Messungen auf der Tangente ot direkt vorgenommen oder es wird der Punkt o fixirt und auf die Tangente $w t''$ projizirt (was die Aussteckung von nur kurzen Stücken der Tangenten ot erfordert) und vom Punkt n (resp. n') aus auf der Tangente t'' gerade wie auf t gearbeitet: indem nur den auf die Tangente ot berechneten Ordinaten der Hauptkurve von c gegen k die konstante Grösse $lb = 1\frac{1}{2}y$ zugerechnet wird.

Will man aber alle diese Hilfsaussteckungen vermeiden, so berechne man aus dem bekannten Winkel an w und der bekannten Grösse on die Länge nw und trage unter Zurechnung von nw alle Tangential- und Abscissenpunkte von w aus auf der Tangente t'' auf.

Will man eine Uebergangskurve mit nur einem Elemente, so ist die ganze Berechnung und Arbeit selbstverständlich noch einfacher.

Keiner der beiden Fälle bedarf wohl weiterer Auseinandersetzungen.

Dieses mit wenig Mühe und Kosten durchzuführende System der Uebergangskurven setzt nur die hinsichtlich ihrer Zweckmässigkeit keiner weitern Motivierung bedürftige Tracirungsbedingung voraus, dass zwischen Kontrakturen genügend lange gerade Linien eingeschaltet werden.

Für die Brennerlinie wurde das Maximalmass dieser Zwischengeraden zu 280 öst. Fuss bestimmt: was insofern nicht logisch, als dieses Mass vom Krümmungsverhältniss der Kurven abhängen sollte. Zweckmässiger werden daher nur die Längen der Geraden fixirt, welche mit jeder einzelnen Kurve in ihrer Funktion als Kontrakturve verbunden werden sollen.

Die Länge der ganzen Zwischengeraden wird sich dann aus der Addition der beiden für die einzelnen Kurven fixirten Geraden ergeben. Es seien z. B. diese (g) angenommen

$$\text{für Radius} = 3000' \text{ mit } g = 30'$$

$$\text{» » } = 1000' \text{ » } g = 150'.$$

Sind die Radien zweier Kontrakturen 1000' und 3000' gross, so würde dann die Zwischengerade $150' + 30' = 180'$ — sind beide Radien 3000' gross, $2 \times 30 = 60'$ — sind beide Radien 1000' gross, $2 \times 150 = 300'$ anzunehmen sein.

Die Zwischengerade von 280' wurde jedoch bei der Brennerlinie nicht auf die Anfangspunkte g der Uebergangskurven, sondern auf die Punkte a bezogen — so dass von der Geraden das zweite Uebergangskurvenelement, dessen Krümmungshalbmesser ohnediess immer sehr gross wird, abzuziehen ist.

Uebergangskurven erhielten bei der Brennerlinie die Kurven von 900 bis 2000', und zwar: die Kurven von 900 bis 1200' solche mit zwei, die von 1200' bis 2000' solche mit einem Element.

Innsbruck im Juni 1864.

A. Thommen,

Bau-Inspektor der Brennerbahn.

Chemisch-technische Mittheilungen.

Mittheilungen aus dem Chemisch-technischen Laboratorium des Schweiz. Polytechnikums.

63*). Zur Genesis der Seide. — Aeltere und neuere Untersuchungen der Seidefaser ergaben, dass dieselbe aus

*) Fortlaufende Nummer der seit 1857 in dieser Zeitschrift veröffentlichten, im chem.-techn. Laborat. ausgeführten Arbeiten.

mehreren organischen Substanzen gemischt sei, die sich gegen Lösungsmittel verschieden verhalten.

Mulder, der nach Roard die erste vollständigere Untersuchung über die Seidenfaser anstellte, fand z. B. 28—29 % in Wasser lösliche Stoffe darin, und ungefähr 16,5 % in starker Essigsäure lösliche Substanzen. Er hält den in Essigsäure löslichen Theil für Albumin, den in Wasser