Zeitschrift: Schweizerische Polytechnische Zeitschrift

Band: 11 (1866)

Heft: 3

Rubrik: Mechanisch-technische Mittheilungen

Nutzungsbedingungen

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

Conditions d'utilisation

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

Terms of use

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

Download PDF: 16.01.2026

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

Mechanisch-technische Mittheilungen.

Eisenbahnschienen und rollende Reibung.

Vom Maschinenmeister G. Krauss in Zürich.

Taf. 5. Fig. 1—5.

Die Zunahme des Verkehrs auf den meisten Eisenbahnen hat die Anforderungen, die man an deren Beförderungsmittel stellt, in hohem Grade gesteigert. Während beim Entstehen der Eisenbahnen die Ladungsgewichte der Wagen nur zu 40 Ctr. per Achse angenommen wurden, hat sich dieses Verhältniss nach und nach bis auf 100 Ctr. und noch mehr, und in gleichem Grade auch das Eigengewicht der Wagen und der Locomotiven gesteigert. Im Zusammenhange stand auch die Abkürzung der Fahrzeit. Diese gesteigerten Anforderungen konnten aber auch nicht ohne Rückwirkung auf die Betriebseinrichtungen bleiben, und man war gezwungen im Bau der Fahrzeuge und der Construction des Oberbaues entsprechende Verbesserungen einzuführen, um die unverhältnissmässig gesteigerte Abnützung des Materials auf die niedersten Grenzen zurückzuführen. Bei den Fahrzeugen waren es vor allem die Räder die zunächst berücksichtigt werden mussten. Durch Verwendung von Puddelstahl und noch mehr durch Gussstahl und Hartguss hat man die Dauer derselben in sehr wirksamer Weise erhöht, und damit unzweifelhaft den grössten, ökonomischen Effekt erzielt.

Die Verbesserung des Oberbaues hat aber damit nicht gleichen Schritt gehalten. Viele Jahre ist darin auch nicht die merklichste Besserung eingetreten, und man hat bis jetzt noch kein Oberbausystem gefunden, das den grossen Unterhaltungs- und Erneuerungskosten wirksame Abhülfe verspricht. Die bedeutende Vermehrung des Gewichts der Locomotiven und Wagen hat zwar zunächst eine wesentliche Verstärkung des Schienenprofils hervorgerufen, damit allerdings eine grössere Stabilität des Oberbaues erreicht, aber die Abnützung nicht vermindert. Endlich hat man aber doch erkannt, dass auch hier nur durch Verwendung bessern, widerstandsfähigern Materials wirksam abgeholfen werden könne und wurden da und dort Versuche mit Anschaffung von Puddel- und Gussstahlschienen gemacht. Durch Verwendung bessern Materials strebt man also in neuerer Zeit eine grössere Dauer der Schienen an; damit allein wird man aber noch nicht den möglichst grössten ökonomischen Effekt erreichen, nur durch eine den Verhältnissen entsprechende richtige Form der Schiene wird man den beabsichtigten Zweck wirksam unterstützen.

Es kann den Bautechnikern zwar nicht der Vorwurf gemacht werden, dass sie in dieser Beziehung nicht den Zweck zu erreichen suchten, die vielen existirenden Profile geben ja den Beweis hiervon; aber die Bestrebungen waren in dieser Beziehung mit ganz wenigen Ausnahmen stets sehr einseitig, und nur auf die Stabilität gerichtet, eine für die Dauer gegen Abnützung entsprechende Form wurde nur selten angestrebt, und in Deutschland hat nur der bekannte Hüttentechniker Daehlen dieses Prinzip verfolgt, ohne aber von Seite der Betriebsdirectionen die nöthige Unterstützung zu finden. Die Ursache hiervon mag wohl grösstentheils darin ihren Grund haben, dass man dem Vorgang, der beim Rollen eines belasteten Rades über eine Schiene stattfindet, nicht die gebührende Rechnung trägt, sowie den physikalischen und mechanischen Wirkungen zu wenig Aufmerksamkeit widmet. In Nachfolgendem soll desshalb versucht werden, diese Einflüsse darzulegen und der Beweis geleistet werden, dass bei entsprechender Wahl der Schienenform und Verwendung guten widerstandartigen Materials, vor allem aber des Gussstahls, nicht blos der grösste ökonomische Effekt in Beziehung der Dauer und Unterhaltung des Oberbaumaterials erreicht wird, sondern dass damit auch die Widerstände der Bewegung eines Fahrzeuges in sehr bedeutendem Grade reducirt, also auch bezüglich der Zugkraft, die grössten Vortheile erreicht werden.

Betrachtet man ein auf einer Schiene stehendes belastetes Rad, so finden folgende Einflüsse und Wirkungen statt. Da sowohl die Lauffläche der Schiene, wie die des Rades, spärisch und zwar nach rechtwinklig sich kreuzenden Achsen gekrümmt sind, so müsste, wenn sowohl das Material der Schiene wie das des Rades vollkommen widerstandsfähig und starr wäre, die Berührung nur an einem Punkte stattfinden; da aber das Material elastisch und nur bis zu einem gewissen Grade widerstandsfähig ist, so müssen sich die sphärischen Flächen nach bestimmten physikalischen Gesetzen abplatten. Der Grad dieser Abplattung wird einerseits der Widerstandsfähigkeit und

Elasticität des Materials entsprechend sein, anderseits von der Grösse der Belastung abhängen. Ist die Belastung nur so gross, dass die Elasticitätsgrenze des Materials nicht überschritten wird, so wird dasselbe nach der Entlastung seinen frühern Zustand wieder annehmen und keine Aenderung erlitten haben. Bei der geringen Berührungsfläche und dem verhältnissmässig grossen Druck wird aber schon bei geringer Belastung die Verbindung eines Theils der Moleküle zerstört und somit Rad und Schiene abgenützt werden. Der aufmerksame Beobachter erkennt diese zerstörende Wirkung an der grossen Menge Metallflimmerchen, die den Laufflächen der Schienen und Räder anhängen. Bei gleicher Widerstandsfähigkeit der beiden sich berührenden Materialien wird die Abnützung eine gleiche, bei ungleicher für das schwächere Material eine unverhältnissmässig grössere sein, nicht weil die Abplattung eine grössere ist, sondern weil sich der härtere Körper weniger abplattet und tiefer in das weichere Material eindringt. Bei gleichem Material wird z. B. eine Abplattung, wie in Fig. 1 dargestellt, stattfinden und wird die Höhe des abgeflachten Bogens für die Schiene ebenso gross wie für das Rad sein. Ist aber die Schiene von entschieden grösserer Widerstandsfähigkeit, so wird die Abplattung fast allein auf das Rad, und umgekehrt auf die Schiene kommen, und die Tiefe des Eindrucks nahezu doppelt so gross sein, siehe Fig. 2 und 3.

Die Summen des abgenützten Materials wird im ersten Falle kleiner, in den beiden andern Fällen etwas grösser sein, sie wird im erten Falle zu gleichen Theilen auf Schiene und Rad, im zweiten Falle fast allein auf die Schiene, im dritten Falle fast allein auf das Rad treffen. Die in neuerer Zeit gefundene rapide Abnützung der Schienen wird also in Anbetracht der wesentlichen Verbesserung des Radmaterials nicht allein eine Folge grösserer Belastungen, sondern zum grossen Theile dem eben erwähnten Zustande zuzuschreiben sein. Die Ersparniss an Material, welche man somit an den Bandagen in Folge Verwendung besserer Qualität macht, wäre somit, die sonstigen ökonomischen Vortheile ausgenommen, nur ganz illusorisch, weil sie anderseits eine grössere Abnützung der Schiene bedingt. Schon hieraus müsste man also die Lehre schöpfen, dass man um die Ersparniss am Radmaterial in Folge Verbesserung desselben nutzbar zu machen, auch besseres Material für die Schienen nehmen muss.

Dieser Umstand dürfte übrigens keineswegs als ein Grund angesehen werden, von der Verwendung von Gussstahlbandagen wieder abzukommen, die sonstigen ökonomischen Vortheile sind so ausserordentlich gross, dass sie die Mehrkosten für Beschaffung dieses Materials weit überwiegen. Bedenke man nur das Eine, dass, während jetzt die Locomotiven 2 und mehr Jahre im ununterbrochenen Dienst sein können, wenn sie Gussstahlbandagen haben, sie früher häufig schon alle halbe Jahre zum Abdrehen der Räder in die Werkstätte gegeben werden mussten. Alle Werkstätten wären viel zu klein, wenn die Gussstahlbandagen nicht wären, und der Locomotivbestand müsste um mindestens 15% erhöht werden.

Man wird nun und nimmermehr die grossen Vortheile, die der Gussstahl bei Verwendung für die Räder bietet, fahren lassen, gegen einen minder grossen Nachtheil, aber die Consequenz des Fortschrittes wird unaufhaltsam dahin führen, diesen Nachtheil durch gleichzeitige Verwendung von Gussstahl für Schienen zu beseitigen. Aber es wird damit nicht blos eine grössere Dauer der Schienen erzielt, ein weit grösserer bis jetzt noch gar nicht beachteter Vortheil ist die consequente Folge dieses Fortschrittes.

Es wurde im Vorausgehenden schon angeführt, dass sich die Laufflächen an Schiene und Rad im Verhältniss zur Widerstandsfähigkeit des schwächern Materials und der Belastung abplatten. Versuche haben dies auch auf das unzweifelhafteste erwiesen, und betrug z. B. die Grösse der abgeplatteten Fläche bei einem mit 5500 Kgrm. belasteten Rade auf der Schiene, also die eigentliche Berührungsfläche 264 □Millim. Nimmt man für das Material der Schiene eine Widerstandsfähigkeit von 2500 Kilogr. pro □Cm. an, so müsste die Auflagefläche 220 □Millim. bei obiger Belastung betragen, der Rest dürfte wohl für die Elasticität des Materials zu nehmen sein. Für ein mit 3750 Kilogr. belastetes Rad betrug die Auflagefläche 156 □Mm.; während dieselbe unter obiger Annahme 150 □Mm. betragen sollte.

Die Abplattungen und Eindrücke sind es nun, aus welchen der Widerstand für die rollende Reibung resultirt. Ist in Figur 4, $a\,b = s$, die Sehne des Bogens, der in den Rayon der Berührungsfläche fällt, und d der Durchmesser des Rades, so ist der Widerstand der rollenden Reibung gleich $\frac{s}{d}\,P$, wo P die Belastung bezeichnet. Die rollende Reibung ist also nicht blos von der Belastung und der Widerstandsfähigkeit des Materials, sondern auch von der Grösse der Räder abhängig, und zwar ist dieser Widerstand eine einfache Funktion des Raddurchmessers. Die Grösse s ist eine veränderliche Funktion der Auflagfläche, welche bei gleichem Material und gleicher Belastung stets gleich sind, aber je nach der Sphäricität der Schienenlauffläche eine andere Form haben wird. Sie wird ein gestrecktes Oval ⬭ sein, wenn die genannte Fläche sehr gekrümmt ist, und wird ein gedrücktes Oval O sein, wenn die Schienenlauffläche wenig Krümmung hat. Die Funktion s und damit der Widerstand der rollenden Reibung wird im letztern Falle kleiner als im erstern sein. Der Grad der Krümmung der Schienenoberfläche ist also von wesentlichem Einflusse auf den Widerstand der rollenden Reibung, und da Letztere, wie nachher gezeigt werden soll, sehr bedeutend im Verhältniss zum Totalwiderstande des ganzen Trains ist, so dürfte dieses Verhältniss bei der Construction des Schienenprofils um so mehr beachtet werden, als hiedurch in gleichem Grade auch die Abnützung resp. die Dauer der Schienen abhängt.

Angenommen der Radius der Krümmung für die Schienenlauffläche sei gleich dem des Rades, so ist die Berührungsfläche als Kreisfläche anzunehmen, und es würde unter Zugrundelegung des weiter oben angegebenen zwei-

ten Beispiels, wo die ganze Berührungsfläche 156 □ Millim. betrug, *s* als Durchmesser dieser Kreisfläche gleich 14 Millim. sein. Da in diesem Falle der Durchmesser des Rades 960 Millim. betrug, so berechnet sich der Widerstand der rollenden Reibung auf 0,0146 mal der Belastung.

Dies wäre allerdings ein sehr grosser Widerstand. Zum Glück ist derselbe in Wirklichkeit viel kleiner, und zwar abgesehen davon, dass die Belastung selten so gross ist, als in obigem Beispiel angenommen, aus folgenden Gründen:

1) Ist ein Theil der oben angegebenen Berührungsfläche der Elasticität des Materials, woraus bekanntlich kein Widerstand resultirt, zuzuschreiben.
2) Gleicht die Praxis den Fehler, den der Constructeur der Schiene dadurch begeht, dass er der Lauffläche eine zu grosse Krümmung giebt, zum grossen Theile aus, indem in Folge der Abnützung sich die Lauffläche bedeutend abflacht und einen Radius erhält, der den des Rades ums mehrfache übertrifft.
3) Höhlt sich ebenfalls die Lauffläche des Rades etwas aus, so dass dadurch die Berührungsfläche mehr verbreitert, und dagegen (die Funktion *s*) entsprechend verkürzt wird.

Eine genaue Berechnung der rollenden Reibung lässt sich nicht zuverlässig aufstellen, doch ersieht man hieraus, dass sie sehr bedeutend ist, jedoch nach praktischen Resultaten sehr wohl zulässig.

Es beträgt der Totalwiderstand eines Trains bei 30 Kilometer Geschwindigkeit 3,3‰ (pro Tausend der Belastung). Der Widerstand der Zapfenreibung berechnet sich zu 0,67‰, so dass für die übrigen Widerstände noch 2,63‰ übrig bleiben. Ausser den Widerständen der rollenden Reibung sind darin noch die Widerstände der Luft und der des Stosses enthalten. Dieselben sind aber bekanntlich bei mässiger Geschwindigkeit sehr gering, und werden kaum grösser als zu $^1/_5$ der Zapfenreibung anzunehmen sein, so dass für die rollende Reibung immerhin noch ein Widerstand von 2,4‰ übrig bleibt. Bei dieser Annahme würde obiges Beispiel die Function *s* zu nur 2,3 Millim. statt zu 14 Millim. anzunehmen sein, eine Grösse, die wohl keinem Zweifel unterliegen dürfte.

Nachdem der Widerstand der rollenden Reibung so bedeutend ist, dürfte es sehr begreiflich sein, dass der Gewinn an Zugkraft sehr gross sein muss, wenn für erstere eine erhebliche Reduction zu erzielen ist. Wie oben dargelegt wurde ist die Grösse der Berührungsfläche abhängig von der Widerstandsfähigkeit des Materials. Kann dieselbe auf das Doppelte erhöht werden, so wird im nahezu gleichen Verhältnisse die Auflagfläche und damit der Widerstand der rollenden Reibung geringer werden. Dies ist aber bei Anwendung von Gussstahl für Schienen in der That möglich, und wird bei Verwendung von Gussstahl für Schiene und Räder der Widerstand der rollenden Reibung um die Hälfte, der Totalwiderstand aber unter den im Beispiel angenommenen Verhältnissen (horizontale Bahn und 30 Kilom. Geschwindigkeit) um 35% vermindert.

Dieses ausserordentliche Resultat ist in der That um so mehr beachtenswerth, als man bis jetzt noch kein Mittel gefunden, die Zugkraftswiderstände erheblich zu reduciren.

Nur durch ausschliessliche Verwendung von Gussstahl ist es somit möglich, mit den bedeutenden Ersparnissen an Unterhaltungskosten auch an Betriebskosten, und zwar in ausgiebigster Weise zu sparen.

Bei Verwendung von Gussstahl für Schienen und Bandagen werden also zwei Vortheile von grosser Bedeutung erreicht, nämlich:

1) Erheblich geringere beiderseitige Abnützung, und zwar in weit höherem Grade, als die Widerstandsfähigkeit (rückwirkende Festigkeit) des verwendeten Materials beträgt.
2) Bedeutende Ersparniss an Zugkraftskosten in Folge des erheblich geringern Widerstandes der rollenden Reibung.

Der Widerstand der rollenden Reibung nimmt ab

a) im geraden Verhältnisse zum Durchmesser des Rades,
b) » » » des Belastungsverhältnisses pro Rad,
c) » » » zum Radius der Schienenlauffläche (im Profil),
d) » » » zur Widerstands-Fähigkeit des Materials.

Die Vergrösserung des Raddurchmessers wird also, da sowohl die rollende als auch die Zapfenreibung davon abhängen, in nahezu gleichem Verhältnisse den Totalwiderstand vermindern. Aus obigen Betrachtungen ergiebt sich im Weitern die beachtenswerthe Lehre, dass die Belastung der Räder, sowohl die Abnützung des Materials, als auch die Zugkraftswiderstände unverhältnissmässig beeinflusst und man sich wohl hüten sollte, die bisherigen Verhältnisse zu überschreiten, so lange die Schienen nicht von Gussstahl sind; endlich ist das wichtigste Resultat in dem Satze enthalten, dass nur bei gleichzeitiger Anwendung von Gussstahl für Schienen und Räder der grösste ökonomische Effekt zu erreichen ist.

Von der grössten Wichtigkeit ist, wie weiter oben gezeigt wurde die Form der Schienenlauffläche, und ist sie neben der Qualität des Materials von weit grösserer Bedeutung, als alle übrigen auf die Abnützung influirenden Verhältnisse der Construction des Oberbaues. Als äusserste vortheilhafteste Grenze muss die ebene Fläche betrachtet werden, und ist darum nicht blos jenes Profil mit stark gewölbter Schiene, sondern es sind überhaupt alle gewölbten symetrischen Profile zu verwerfen, weil sie nicht die grösste Breite der Auflagfläche ermöglichen, und das für die Schiene verwendete Material nur zur Stabilität des Oberbaues dient, aber nicht zugleich eine mit Beziehung auf die Dauer der Schiene ökonomische Verwendung findet.

Ohne Zweifel hat Daehlen diesen Umstand in seiner ganzen Wichtigkeit erkannt, als er sein unsymetrisches Schienenprofil mit geneigter Lauffläche in Vorschlag und versuchsweise zur Ausführung brachte. Figur 5 zeigt den

Kopf dieses Profils, das den Anforderungen der Dauer im höchsten Grade entspricht. Gegen das unsymmetrische Profil mag eingewendet werden, dass solche Schienen nicht gewendet werden können, dagegen kann aber behauptet werden, dass bei denselben ein Wenden nie nothwendig wird, ausserdem ist diese Manipulation überhaupt von ganz immensem Vortheil. Das von Daehlen vorgeschlagene unsymmetrische Profil mit geneigter ebener Laufläche bietet noch den ganz besondern Vortheil, dass sich die Räder nicht hohl auslaufen, weil die ganze Breite der Radlauffläche zur Auflage kommt und eine mehr gleichförmige Abnützung stattfindet. Eine so geformte Schiene wird deshalb auch auf die Dauer der Räder von vortheilhaftem Einfluss sein.

Durch die in neuerer Zeit allgemein vorherrschende Neigung für wesentliche Erhöhung der Schienenprofile, wie durch die zweckmässigen Verlaschungen der Schienenenden hat man in Beziehung der Stabilität des Oberbaues einen wesentlichen Fortschritt gemacht. Trachte man aber auch dahin, durch entsprechende Formen der Lauffläche, durch Verwendung von ausgezeichnetem widerstandsfähigem Material für Schienen und Räder, durch nicht zu weit gehende, der Widerstandsfähigkeit des Materials entsprechende Belastungen der Fahrzeuge, durch Reduction der todten Gewichte an Locomotiven, wie derjenigen an Wagen den durch praktische Erfahrungen angezeigten Weg einzuschlagen, so wird man einmal auf jenen Punkt gelangen, wo die Erneuerungskosten einer Bahn nicht als ein drückender Alp auf den Eisenbahngesellschaften lastet, und durch vorsorgliche Reservirung eines grossen Theils des jährlichen Einkommens die Rente oft in empfindlicher Weise reducirt wird.

Vor allem strebe aber der Techniker dahin, allen sich zeigenden Mängeln, und dazu gehört ganz besonders der rasche Verschleiss der Eisenbahnschienen, mit gründlichen wissenschaftlich und systematisch geführten Untersuchungen die Stirne zu bieten, so wird man den Weg finden, das Uebel bei der Wurzel zu fassen und damit auszurotten, lasse man die Fingerzeige, welche die Erfahrung giebt, nicht unbelehrt und unbeachtet vorübergehen, nur dann wird man financielle Wunden heilen, tief eingerissene alte Uebel entwurzeln, und neuen Anlagen eine solide Basis verleihen.

Die oben entwickelten Grundsätze für die Form der Schienen, basirt auf die der Haltbarkeit derselben schädlichen Einflüsse, dürften den Wunsch rechtfertigen, dass, wie sich die verschiedenen Eisenbahnverwaltungen über mancherlei Verhältnisse in der Anlage und Einrichtung der Bahnen geeinigt haben, auch über die Form der Schienen und Räder, insbesondere der Laufflächen derselben, eine Einigung zu Stande käme, ja es dürfte eine Einigung hierin in weit grösserem Interesse der Eisenbahnverwaltungen liegen, als es z. B. für Achsendimensionen, Radstände und viele andere Gegenstände und Verhältnisse der Fall ist. Wie wir oben gesehen haben, ist, um die Dauerhaftigkeit der Schienen zu erhöhen, in erster Linie dahin zu trachten, dass dem Rad eine möglichst grosse Auflagefläche geboten werde, wie ist aber dies möglich zu erreichen, wenn die eine Bahn für ihre Räder und Schienen eine Neigung von $^1/_{16}$, die andere eine solche von $^1/_{20}$ nimmt, wie ist es möglich, wenn auf der einen Linie die Schienenlauffläche flach, auf der andern stark gewölbt ist. Müssen diese Laufflächen, da die Fahrzeuge von einer Bahn auf die andere übergehen, nicht einer fortwährenden Veränderung und demzufolge vermehrter Abnützung unterliegen? Wie viel würde ausserdem bei Beschaffung des Materials an Kapital erspart werden. Die vielen Klagen der Schienen- und Räderfabrikanten über die mancherlei Profile sind gewiss gerechtfertigt und nicht zu unterschätzen. Welch grosser Vortheil würde den Eisenbahnverwaltungen nur aus dem einen Umstande erwachsen, dass sie keine grossen Vorräthe in diesen Materialien halten müssen, wie es jetzt nicht zu umgehen ist; wie viel todtes Kapital könnte dem Verkehr überlassen werden, und wie bequem wäre es, wenn man jeden Augenblick das nothwendige Bedarfs-Quantum beziehen könnte, und um wie viel billiger würden sich die Fabrikationskosten stellen.

Angesichts der grossen Unterhaltungskosten des Oberbaues und des Räderparkes dürfte der Wunsch gerechtfertigt sein, dass dieser wichtige Gegenstand als einer der ersten von den deutschen Eisenbahnverwaltungen auf die Tagesordnung der nächsten Technikerversammlung gesetzt werde.

Die Angelegenheit dürfte bis dorthin sehr gefördert werden, wenn diejenigen, denen die Sache am Herzen liegt und durch Urtheil und Erfahrungen zur Aufklärung beizutragen im Stande sind, sich in diesen Blättern zur einlässlichen Besprechung verstehen würden.

Correns' Schieberführung für Dampfmaschinen.

Taf. 5. Fig. 6—8.

Diese Schieberführung bietet gegen die bisher gebräuchlichen Rahmen- oder Gabelführungen den Vortheil, dass das Lösen des Schiebers bei den oft vorkommenden Reparaturen zur Beseitigung des Schieberspieles leichter vorzunehmen ist.

Die Schieberstange ist mit dem Schieber in Fig. 6 zur Hälfte in der Seitenansicht, zur Hälfte im Längenschnitt, in Fig. 7 im Grundriss und in Fig. 8 in einer Endansicht der Anker dargestellt.

Die Schieberstange besteht nur aus einer cylindrischen Gussstahlstange *A*, auf welche zwei schmiedeiserne durchbohrte Anker *B* geschoben sind, welche mittelst stählernen Keilen *C* derart einander genähert werden können, dass sie den dazwischen liegenden Schieber *D* beliebig fest einschliessen. Damit dieses jedoch nicht in zu hohem Grade geschehe, ist zwischen die Anker *B* und die Schieberstange noch die Blechhülse *E* geschoben, welche an Länge die Breite des Schieberhalses ein wenig überragt, um dem Schieber ohne Spiel in horizontaler Richtung

noch eben die nöthige Beweglichkeit in vertikaler Richtung zu gestatten.

Wird ein Engerstellen der Anker nöthig, so kann die Hülse leicht etwas kürzer gefeilt werden. Die Keile *C* sind durch gespaltene Spliessen versichert.

(Organ f. d. F. d. E.)

Rolland's Dampfspannungsregulator.

Um Dampf von einer gegebenen Spannung zu verschiedenen Zwecken, die theils die Spannung des Dampfes selbst, theils eine niedrigere als diese erfordern, zu benutzen, wendet Rolland einen Dampfspannungsregulator an, der bereits in mehreren grossen Fabriken in Benutzung ist und sich sehr gut bewährt hat. Die Spannung des Dampfes soll nach der Regulirung niemals um mehr als um 0,15 Atmosphären von der verlangten abweichen.

Dieser Dampfspannungsregulator besteht aus einem mit Quecksilber gefüllten schmiedeeisernen Heberrohr mit zwei verticalen Schenkeln. Der eine Schenkel mündet in den unteren Theil des Dampfreservoirs, indem er durch den Boden desselben eintritt, und der andere mündet in die freie Luft. Der erstere endigt in einen erweiterten Cylinder, in welchem sich ein hohler, mit einer leichten Substanz, etwa einer Mischung von Theer und Sand, gefüllter gusseiserner Schwimmer befindet. Der Dampf wird dem Reservoir durch ein Rohr zugeführt, welches durch die Decke desselben eintritt. Derjenige Theil dieses Rohres, welcher sich im Innern des Reservoirs befindet, ist vertical und seine Verlängerung liegt in der Axe des erweiterten Cylinders, welcher zur Aufnahme des Schwimmers dient. Unten ist das Rohr geschlossen, und der Dampf tritt durch mehrere schlitzförmige Oeffnungen von rectangulärem Querschnitt aus, welche über den Umfang der cylindrischen Wand vertheilt sind. Ueber dem Theil, welcher mit den Schlitzen versehen ist, gleitet eine Hülse mit sanfter Reibung so auf und ab, dass sie die Schlitze ganz oder theilweise schliesst oder öffnet, je nach der Stellung, die sie gerade einnimmt. Diese Hülse verhält sich sonach wie ein cylindrischer Schieber, auf welchen von keiner Seite ein Dampfdruck stattfindet, weil die verschiedenen Drücke sich unter einander das Gleichgewicht halten. Er ist mit dem Schwimmer durch eine verticale Stange verbunden und folgt daher den Schwankungen des Quecksilberspiegels. Wenn die Spannung im Recipienten niedriger ist als die normale, welche in demselben herrschen soll, so befindet sich die Hülse über den Schlitzen des Rohrs und lässt dieselben vollständig offen. Nimmt die Spannung zu, so sinkt der Quecksilberspiegel, und mit ihm der Schwimmer und die Hülse, wodurch die Schlitze für den Dampfeintritt allmälig geschlossen werden. Bei Eintritt der Normalspannung sollen sie vollständig geschlossen sein. Die Empfindlichkeit des Apparates erfordert, dass der Schwimmer und die Hülse sich langsam bewegen, so lange der Dampf die Normalspannung nicht erreicht hat, dagegen nach Ueberschreitung derselben sofort eine rasche Bewegung annehmen. Dies wird einerseits dadurch erreicht, dass der ringförmige Raum zwischen dem Schwimmer und der Innenwand des erweiterten Cylinders, in welchem der Schwimmer sich befindet, im Verhältniss zum Gesammtquerschnitt des erweiterten Cylinders einen sehr kleinen Querschnitt hat, und andererseits dadurch, dass man in dem Schenkel, welcher in die freie Luft ausmündet, an der Stelle, welche der Quecksilberspiegel bei der Normalspannung einnimmt, eine bedeutende Erweiterung anbringt.

(Durch Pol. C.-B.)

Ueber einen Speiseregulator für Dampfkessel.

Von Valant und Ternois.

Vom Bergingenieur **Worms de Romilly.**

Taf. 5. Fig. 9—11.

In Etablissements, in denen eine grössere Anzahl von Dampfkesseln aufgestellt ist, ist es für die Dauer der Kessel und für die Sicherheit von grosser Wichtigkeit, dass die Speisung regelmässig erfolgt. Eine häufig zu diesem Zwecke angewendete Anordnung besteht darin, dass eine besondere Pumpe aufgestellt wird, welche dem Wasser in einer Centralleitung, von der Röhren nach den verschiedenen Kesseln abzweigen, einen Druck von mehreren Atmosphären mittheilt. Ein Arbeiter öffnet nach einander die Speisehähne für die einzelnen Kessel. Die Speisung erfolgt hierbei intermittirend, was zur Folge hat, dass die der Wassereintrittsstelle zunächst gelegenen Kesselwände periodisch stark abgekühlt werden, und dies ist wieder wahrscheinlich die Ursache von Undichtheiten, die sich häufig an den Vernietungen, hauptsächlich bei verticalen Kesseln, zeigen.

Die Arbeiter, welche die Speisung zu besorgen haben, sind nicht immer sehr aufmerksam und lassen bald zu viel, bald zu wenig Wasser in den Kessel. Insbesondere während der Nacht, wo sie weniger überwacht werden können, mögen sie häufig ihre Arbeit vernachlässigen. Aus der Abnutzung und Deformation der Kessel, die bisweilen sogar zu Explosionen führen, möchte man auf eine solche Behandlung schliessen. Es ist daher von grosser Wichtigkeit, die Speisung der Dampfkessel regelmässig, sicher und ununterbrochen vornehmen zu können.

Für verticale Kessel scheint ein von Valant und Ternois erfundener Speiseregulator diese Aufgabe zu erfüllen. Er ist in der Hütte zu Imphy (Nièvre) probirt worden und hat Monate lang, sich selbst überlassen, in ununterbrochenem Betriebe gestanden. Dieser Apparat, der von den Erfindern als selbstthätiger Speiseregulator mit constantem Wasserstand bezeichnet wird, könnte wahrscheinlich mit einigen Abänderungen auch für horizontale Kessel benutzt werden. In seiner gegenwärtigen Gestalt ist er für verticale Kessel, die in den Hütten immer gebräuchlicher werden, ganz besonders geeignet.

Diesen Apparat zeigt Fig. 9 im verticalen Längendurchschnitt nach der Linie *CD*, Fig. 10 in der Endansicht und Fig. 11 im Horizontaldurchschnitt nach der Linie *AB*.

An dem Ende einer langen Stange, die oben in einem Schwimmer endigt, hängt ein Gegengewicht P, welches auf das Ventil S wirkt. Von einer Leitung, welche durch eine Druckpumpe mit Wasser versorgt wird und die sämmtlichen Kessel der Anlage bedient, ist ein Rohr T abgezweigt, welches das Speisewasser unter einem Druck zuführt, der etwas höher als der Dampfdruck im Kessel ist. Sobald der Wasserstand im Kessel sinkt, hebt das Gegengewicht durch die Vermittelung des Excentrics E das Ventil, und das Wasser, welches sich im Rohr T befindet, tritt durch die Mündung O in den Kessel, weil es unter einem höhern Druck als das Kesselwasser steht.

Der Mechanismus dieses Apparates ist also sehr einfach, und man glaubte schon, die Schwimmerbewegung zur selbstthätigen Regulirung der Kesselspeisung benutzen zu können, allein es zeigten sich bei der Ausführung einige Schwierigkeiten, welche nun glücklicherweise überwunden sind. Das Speiseventil S muss mit der grössten Sorgfalt ausgeführt sein und völlig dicht auf seinem Sitz schliessen; auch darf durch eine geringe verticale Erhebung dem Wasser nicht gleich ein zu grosser Durchgangsquerschnitt dargeboten werden.

Nennt man

ω den einer sehr kleinen Erhebung des Ventils entsprechenden Durchgangsquerschnitt,

μv die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch die Ventilöffnung fliesst (wobei μ den der Ventilform entsprechenden Ausflusscoefficient bezeichnet),

F den Querschnitt des Rohrs T,

L die Länge des Rohrs T,

V die Geschwindigkeit des Wassers im Rohre,

p den Druck desselben in Atmosphären, und

p_1 den Druck am Boden des Kessels, ebenfalls in Atmosphären, so hat man

$$FV = \omega\mu v$$

und

$$v = \sqrt{2g\,(p-p_1)\,10{,}33},$$

also

$$V = \frac{\mu\omega}{F}\sqrt{2g\,(p-p_1)\,10{,}33}.$$

Nachdem die Speisung eine Zeit lang gedauert hat, so schliesst sich das Ventil und die lebendige Kraft der Wassermasse, welche dagegen schlägt, ist

$$\frac{1}{2}\,\frac{LF}{g}\cdot\frac{\mu^2\omega^2}{F^2}\cdot 2g\,(p-p_1)\,10{,}33,$$

wenn man nur diejenige Wassermenge berücksichtigt, welche in dem Rohre T bis zu dessen Abzweigung von der Hauptleitung enthalten ist.

Damit der Apparat keinen schädlichen Stössen ausgesetzt werde, muss diese lebendige Kraft beim Schliessen des Ventils möglichst klein sein. Man muss also den Apparat so anordnen, dass der Werth $\mu^2\omega^2$ möglichst klein ausfällt, also so, dass das Ventil sich nur allmählig öffnet und nicht bei einer kleinen Erhebung schon einen grossen Durchgangsquerschnitt darbietet.

Aus demselben Grunde ist es unerlässlich, dass die Erschütterungen, welche der mitten in dem wallenden Wasser befindliche Schwimmer erleidet, auf das Ventil möglichst wenig einwirken. Deshalb hat man dem Gegengewicht P eine grosse Masse zu geben und das Uebersetzungsverhältniss zwischen den Hebelarmen des Schwimmers und des Ventils sehr gross zu nehmen.

Wenn das Speiseventil unmittelbar mit dem Kessel in Verbindung gesetzt wäre, so würde das Wasser aus dem Kessel zurücktreten, sobald die Pumpe zu arbeiten aufhört. Dies wird durch das Sperrventil S^1, welches zwischen dem Speiseventil und dem Kessel eingeschaltet ist, verhindert. Das Rostgitter G vor dem Speiseventil hält die Unreinigkeiten, welche das Speisewasser mit sich führt, zurück und hindert dieselben, sich zwischen das Ventil und seinen Sitz einzuklemmen und den Schluss undicht zu machen. Auch kann durch eine Deformation der Stange, welche das Gegengewicht mit dem Schwimmer verbindet, eine Undichtheit des Ventilschlusses herbeigeführt werden. Man muss ihr deshalb bei ihrer grossen Länge von 10 bis 11^m mindestens einen Durchmesser von $0{,}006^m$ geben und sie auf ihre ganze Länge in Führungen gehen lassen.

Eine Alarmpfeife auf dem Kessel zeigt die Ueberschreitung gewisser höchster und tiefster Grenzen an, die so gewählt sind, dass aus der Erreichung oder mässigen Ueberschreitung derselben noch keine Gefahr für den Kessel erwächst.

Die Schwankungen des Wasserspiegels im Kessel lassen sich auf folgende Weise finden. Wenn man den Apparat nach einem Stillstand in Gang setzt, so beträgt der wirksame Druck auf das Speiseventil p Atmosphären, der Gegendruck gegen dasselbe 1 Atmosphäre. Das Gegengewicht muss nun so viel Masse haben, dass auch in diesem ungünstigsten Falle der Apparat sein Spiel beginnt. Ist $p = 7$, der Ventildurchmesser $0{,}07^m$, das Hebelarmverhältniss 1 : 33, so ist die am Ende des grossen Hebelarms angreifende Kraft, welche dem Druck des Wassers auf das Ventil das Gleichgewicht hält,

$$\frac{7\cdot 1{,}033\cdot 3{,}14\cdot 7\cdot 7}{33\cdot 4} = 8{,}44 \text{ Kilogr.}$$

Der Gegendruck wirkt vermöge der eigenthümlichen Ventilform nur auf eine Fläche von $0{,}045^m$ Durchmesser, zu seiner Ausgleichung bedarf es einer am grossen Hebelarm wirkenden Kraft von

$$\frac{1{,}033\cdot 3{,}14\cdot 4{,}5\cdot 4{,}5}{33\cdot 4} = 0{,}50 \text{ Kilogr.}$$

Die Widerstände sind durch directen Versuch bestimmt worden und betragen, auf den grossen Hebelarm reducirt, 6,50 Kilogr.

Nehmen wir nun an, das Wasser befinde sich in seinem normalen Stande, wenn das Ventil im Gleichgewicht ist, so muss, damit das Ventil sich öffnen kann, der Wasserspiegel so weit sinken, dass die Schwimmer um $8{,}44 - 0{,}50 + 6{,}50 = 14{,}44$ Liter Inhalt den normalen Wasserspiegel überragen. Hat man zwei Schwimmer von $0{,}3^m$ Durchmesser, so beträgt diese Senkung des Wasserspiegels

$$\frac{14{,}44}{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}15\cdot 0{,}15\cdot 1000} = 0{,}102^m.$$

Dieser Fall kann nur ganz ausnahmsweise vorkommen; denn wenn der Kessel in Spannung steht, so kann man durch ein kleines Rohr LL^1, welches die Räume vor und hinter dem Absperrventil mit einander verbindet, den Gegendruck verstärken. Ist z. B. der Dampfdruck im Kessel 5 und der Gegendruck im Rohr 6 Atmosphären — vorausgesetzt dass der Wasserspiegel im Kessel 10^m über dem Rohr steht —, so ist der Gegendruck, auf den grossen Hebelarm reducirt,

$$\frac{6 \cdot 1{,}033 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}5 \cdot 4{,}5}{33 \cdot 4} = 3{,}00 \text{ Kilogr.}$$

In diesem Falle wird das Ventil schon geöffnet, wenn der Wasserspiegel um

$$\frac{8{,}44 - 3{,}00 + 6{,}50}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}15 \cdot 1000} = 0{,}084^m$$

sinkt. Bis zum Schluss des Ventils muss der Wasserspiegel um

$$\frac{6{,}50}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}15 \cdot 1000} = 0{,}046^m$$

steigen. Diese letztere Zahl ist nur ein Näherungswerth, weil der Einfluss unberücksichtigt geblieben ist, den der Durchgang des unter Druck stehenden Wassers zwischen dem Ventil und dem Sitze desselben ausübt.

Hiernach ist die Differenz der Grenzen, innerhalb deren der Wasserspiegel schwankt, $0{,}084 + 0{,}046 = 0{,}13^m$.

Die diesen Grenzen entsprechenden Ventilbewegungen würden aber bedingen, dass das Wasser schon bei einer geringen Erhebung des Ventils in grosser Menge in den Kessel eintreten könnte, was, wie oben nachgewiesen wurde, zu nachtheiligen Stössen führen würde. Das Ventil ist zur Vermeidung dieses Uebelstandes so construirt, dass die durch seine Oeffnung fliessende Wassermenge klein ist; der Wasserspiegel wird daher nur dann bis zum Schlusse des Ventils steigen, wenn längere Zeit hindurch der Dampfverbrauch sehr gering ist. Abgesehen von diesem Falle kann man, wie in Imphy erfahrungsmässig festgestellt ist, das Ventil so reguliren, dass der Wasserspiegel nur innerhalb sehr enger Grenzen schwankt.

Um dies nach Aufstellung des Apparates noch ermöglichen zu können, muss man die relativen Lagen des Ventils und der Schwimmer so ändern können, dass die günstigste derselben durch Probiren aufzufinden ist. Zu diesem Zwecke lässt man die Ventilstange in ein Schraubengewinde endigen, welches in einen mit dem kurzen Hebelarm verbundenen Muff eingreift. Durch Drehung der Stange kann man nun das Ventil höher oder tiefer stellen, ohne zugleich auf den Schwimmerhebel zu wirken.

(Durch D. illustr. G.-Ztg.)

Selbstthätiger Condensationswasser-Ableiter.

Construirt von Schäffer und Budenberg in Buckau bei Magdeburg.

Taf. 5. Fig. 12.

Dieser Apparat sammelt 1) das Condensationswasser aus Dampfleitungsröhren, Dampfheiz-, Koch- und Trockenapparaten aller Art; 2) entfernt er das gesammelte Wasser intermittirend und selbstthätig ohne Dampfverlust, und 3) führt er dasselbe nach Maassgabe des vorhandenen Druckes bei entsprechend angebrachter Leitung nach allen den Punkten, wo man es wieder verwenden will, wie z. B. nach dem Vorwärmer, Färbekessel, Wasserheizung etc.

Bisher hat man in den meisten Fällen, wo directer (gespannter) Dampf zum Heizen, Kochen oder Trocknen verwandt wird, diesem freien Abzug gewähren müssen, um auf solche Weise auch die condensirten Dämpfe als Wasser mit fortzureissen; dadurch geht natürlich eine Menge Dampf nutzlos verloren. Dies wird nur durch zweckentsprechenden Abschluss der zum Dampfheizen, Kochen oder Trocknen angewandten Behälter oder Röhren unter gleichzeitiger, keinen Dampfverlust ermöglichenden Ableitung des sich dort bildenden Condensationswassers vermieden.

Der Wasser-Ableiter erreicht diesen Zweck vollständig und ist derselbe daher in fast allen Fabriken, in welchen in oben angeführter Weise Dämpfe zur Verwendung kommen, wegen der aus der Dampf-Ersparniss folgenden Ersparniss an Brennmaterial mit grösstem Vortheil anwendbar.

Die Anbringung des — in Fig. 12 dargestellten — Wasser-Ableiters ist eine sehr leichte, indem nur das Seitenrohr *a* desselben mit dem tiefsten Punkte der unter 1) angeführten Dampfleitungsröhren u. s. w. so zu verbinden ist, dass der Deckel des Apparates noch unterhalb dieses Punktes liegt. Das Mittelrohr *b* führt man dahin, wo man das heisse Condensationswasser zu verwenden gedenkt; nach dem vorhandenen Dampfdruck kann dasselbe bis in die oberen Etagen der Gebäude geleitet werden.

Der Apparat functionirt in folgender Weise:

Aus den Dampfleitungsröhren etc. ablaufend, sammelt sich das Condensationswasser in dem äusseren Gefässe *c* und bringt das innere Gefäss *d*, welches durch die Führungen *e* in der Mitte gehalten wird, zum Schwimmen und Emporsteigen; am Boden dieses Gefässes befindet sich die Ventilplatte *g*, welche nun die untere Mündung des mittleren Ausgangsrohres *b* verschliesst; erst dann, wenn das äussere Gefäss *c* sich in soweit mit Wasser gefüllt hat, dass es über den Rand des inneren Gefässes *d* in dieses läuft, wird dasselbe durch die Schwere des hineingelaufenen Wassers wieder sinken, die Ausgangsöffnung des Mittelrohrs öffnet sich, und das Wasser wird durch den Dampfdruck hinausgetrieben; sobald durch das Ausblasen des Wassers das innere Gefäss *d* leichter geworden, wird es wieder steigen und die Ausgangsöffnung schliessen. Da nun das innere Gefäss mindestens bis zu $^1/_3$ der Höhe desselben sich mit Wasser füllen muss, ehe es sinkt, die Ventilplatte mit der Ausmündung des Mittelrohrs also stets im Wasser sich befindet, so ist ein Dampfverlust unmöglich. Der auf dem Deckel befindliche Hahn *f* dient zur Entfernung der atmosphärischen Luft und muss zeitweise, zunächst bei Inthätigkeitsetzen des Apparates, geöffnet werden. Die Schraube *h* dient dazu, um das Wasser aus dem Apparat von Zeit zu Zeit abzulassen und denselben rein zu halten. In dem Rohr *b* befindet sich

noch das Retourventil *i*, um beim Erkalten der Dampfleitungen den Rücktritt des Wassers zu verhindern.

Beim Empfang des Wasser-Ableiters ist der Deckel abzunehmen, und das Mittelrohr unter vorsichtiger Behandlung seiner unteren Ausmündung nöthigenfalls zu reinigen; ferner ist das innere Gefäss von seiner Verpackung zu befreien, und die auf seinem Boden befindliche Platte (Ventil) ebenfalls zu reinigen. Demnächst ist Alles wieder zusammenzusetzen und der Deckel mit zweckentsprechendem Dichtungsmaterial (am besten mit einem Gummiring) zu verschrauben. (Dinglers Journ.)

Ueber die patentirten Philippi'schen Axenlager.

Von Professor Fr. Kohl in Chemnitz.

Es ist ein unausgesetztes Bestreben der Mechaniker gewesen, die Widerstände von sich an oder auf einander reibenden Körpern näher zu ermitteln und möglichst zu vermindern. Die praktische Mechanik hat aus derartigen Versuchen vielseitig ökonomische Vortheile gezogen, namentlich durch verminderten Aufwand für das Material von Lagerschalen, durch Ersparniss am Schmiermittel und an der Betriebskraft, sowie durch Zeitgewinn bei selbstthätigen Einölern etc. Beispielsweise sind hierfür die Anwendung der legirten Weichmetalle zu Lagerfuttern für Eisenbahnwagenaxen, die mechanischen und die Blandin'schen Einöler und die vielfache Benutzung der Frictionsrollen und Räder zu erwähnen. Die letztere, auf der Verwandlung der Zapfenreibung in wälzende beruhend, ist bereits in sinnreicher Weise bei der sich seit vier Jahrhunderten bewährenden Aufhängung der grossen Glocke in Metz gemacht worden, deren Zapfen sich zwischen schwingenden Boden- und Seitenflächen bewegen.

Ein Uebelstand, der bei der Reibung von Metall auf Metall und namentlich bei schnell laufenden und stark gedrückten Zapfen eintritt, ist das Erhitzen oder Warmlaufen, und um diesem zu begegnen, das nothwendig bedingte sorgfältige Einölen derselben. Demnach werden in solchem Falle auch bei gut in Schmiere erhaltenen Zapfen, Lagerschalen von Rothguss oder Messing verhältnissmässig schnell ausgeschliffen. Dieser Umstand veranlasste den Eisenwerkbesitzer Wilhelm Philippi zu Stromberg in Rheinpreussen zu seiner so beachtenswerthen Erfindung. Da er als Mitbesitzer eines Etablissements zur Herstellung von Hohlgefässen aus Eisenblech zum Poliren derselben Drehbänke benutzt, welche bei einer Belastung der Spindel von 15 bis 20 Ctr. eine Geschwindigkeit von 500 bis 600 Umdrehungen in der Minute besitzen, so stellte sich schon innerhalb zweier Monate eine starke Abnutzung der Lager aus Rothguss und hierdurch eine zitternde Bewegung der Drehbankaxe heraus. Indem er nun von der Thatsache ausging, dass die Wärmeerzeugung bei sich reibenden Metallen durch das Dazwischenbringen eines Schmiermittels, z. B. des vegetabilischen Oeles, sich vermeiden lasse, wurde er auf die Anwendung eines anderen Körpers geführt, womit er die gewöhnlichen, für diesen Zweck aber auf der Innenfläche noch besonders ausgehöhlten Lagerschalen aus Rothguss ausfüttert. Dieser Körper ist eine Composition, welche aus Papier als Grundlage und einer Beimengung von metallischen Substanzen, Graphit etc. besteht und unter starkem Drucke in den Lagerschalen festgepresst wird*).

Die sowohl von Seiten des Erfinders, als von mehreren Eisenbahnen mit diesen Lagern gemachten Proben haben durch überaus günstige Resultate die Vorzüglichkeit der Erfindung bewiesen, wie dies die darüber ausgestellten amtlichen Zeugnisse vollständig darthun. Die Versuche mit diesen Lagern sind selbst dahin ausgedehnt worden, die Zapfen von Drehbänken, von einem schweren Wasserrade und von Eisenbahnwagenaxen nur sehr sparsam zu ölen oder auch Tage und Wochen lang ungeschmiert laufen zu lassen, und dennoch zeigte sich keine Erwärmung derselben.

Es ist wohl anzunehmen, dass die Papiermasse einen Theil des Oeles aufnimmt und wegen äusserst langsamer Vertheilung ein öfteres Einölen entbehrlich macht. Der vor drei Jahren in Dingler's polyt. Journal, Bd. 166 S. 334 über diese Axenlager erschienene Aufsatz drückt zugleich den Wunsch aus, dass anderweite über diesen Gegenstand gemachte Beobachtungen mitgetheilt werden möchten. Dieser Aufforderung nachkommend, habe ich Folgendes zu bemerken.

In der Schmidt'schen Baumwollspinnerei in Chemnitz sind seit $1\frac{1}{2}$ Jahren mehrere Philippi'sche Axenlager unausgesetzt in Anwendung gewesen, und zwar: 1) an einer senkrechten Transmissionswelle. Diese trägt zum Betriebe der im vierten Stocke befindlichen vier Flyer, sieben Mule- und drei Watermaschinen, vier Selfactors und sechs Weifen ca. 24 Pferdestärken über. Der Durchmesser des Wellzapfens beträgt 115, dessen Länge 233 Millimeter, und es macht die Welle in der Minute 92 Umläufe. Bei den früheren gewöhnlichen Messingschalen, war es durchaus nothwendig, das Einölen alle Stunden zu wiederholen, wobei dennoch starke Abnutzung stattfand. Seit dem Einlegen der Philippi'schen Lagerschalen hat sich das Einölen auf zwei Mal täglich reduciren lassen. Nach einem $1\frac{1}{2}$jährigen guten Gange zeigte sich zwar an der Innenseite der Schalen auf der eingepressten Papiermasse ein harziger Ansatz, den man beseitigte, doch hatte derselbe bis dahin keinen merklichen Nachtheil gezeigt. Eine Abnutzung der Schalen selbst hat nicht wahrgenommen werden können.

Gegen früher ist an diesem Lager eine Oelersparniss von $\frac{5}{6}$ eingetreten.

2) Zwei Zapfenlager für eine Vorgelegswelle zum Betriebe des Ventilators einer Spreadingmaschine. Der Zapfendurchmesser beträgt 53 Millimeter und es macht diese Welle 400 Umläufe in der Minute. Auch an diesen Lagerschalen war eine Abnutzung nicht bemerkbar. Ueber Oelersparniss hierbei kann nichts angegeben werden, da man sich dafür der Blandin'schen Einöler bedient hat; 3) als Lagerschalen für die Druckhaken der Wickelwellen an einer Spreadingmaschine. Der Zapfendurchmesser ist

*) Polyt. Centralblatt 1863, S. 481.

27 Millimeter und es macht die Welle vom Einlegen bis zur Ausfüllung 11 bis 40 Umläufe in der Minute. Da die Zapfen der Welle hierbei sehr stark gegen die Lagerpfannen gedrückt werden, so hat man die gewöhnlichen messingenen Lagerfutter alle zwei bis drei Jahre zu erneuern. Die Abnutzung an den Philippi'schen Lagerschalen ist dagegen so gering, dass sich eine mehrfach längere Dauer mit Sicherheit annehmen lässt. Das öftere Ausheben der Wickelwellen lässt über das Einölen keine nähere Angabe zu.

Nach diesen Beobachtungen lässt sich ein sehr günstiges Urtheil über die Philippi'schen Axenlager in Hinsicht auf Dauer und Oelverbrauch aussprechen und somit zugleich der Wunsch beifügen, dass dieselben recht vielseitige Verbreitung finden möchten.

Ein derartiges Probelager befindet sich in der Sammlung der Königlichen Werkmeisterschule zu Chemnitz und steht daselbst zur Ansicht bereit. (Polyt. C.-Bl.)

Notizen über Werkzeuge und Werkzeugmaschinen.

Bearbeitet von Eb. Gieseler, Ingenieur und Lehrer an der Gewerbeschule zu Saarbrücken.

Taf. 6.

A. Werkzeuge.

a. Allgemeines.

Jedem mit den Arbeiten in mechanischen Werkstätten vertrauten Techniker ist es bekannt, in wie hohem Masse die Leistungen einer Werkzeugmaschine abhängen von der geschickten Herstellung und Anbringung der schneidenden Stähle. Wenn man daher diesen wichtigen Punkt nicht allein von der mehr oder minder grossen Geschicklichkeit und Aufmerksamkeit der Arbeiter abhängig machen will, welche die Maschinen bedienen, so ist es von grossem Nutzen, die vortheilhafteste Gestalt und Benutzungsweise eines Werkzeuges durch genaue Regeln festzustellen.

In dieser Hinsicht verdienen nun die Betrachtungen und Versuche des Marineingenieurs Joessel zu Indret (Bull. de la société d'enc.; October, 1864; übersetzt im Polytechn. Centralbl.; März, 1865) wegen ihrer sorgfältigen Durchführung und hinsichtlich der erzielten Resultate eine besondere Beachtung. Wir wollen deswegen versuchen, den wesentlichsten Inhalt derselben im Folgenden vorzuführen.

Zur besseren Uebersicht beachte man, dass diejenigen Stähle als die besten betrachtet werden, welche ein Pfund des fortzunehmenden Materiales mit den geringsten Kosten abnehmen. Die vortheilhafteste Form derselben wird zunächst für eine gewisse Geschwindigkeit bestimmt werden, so dass die pro Pfund Späne erforderliche Betriebskraft möglichst klein ausfällt. Es wird sich dann zeigen, dass diese vortheilhafteste Form für alle Geschwindigkeiten dieselbe bleibt, und es somit nur noch darauf ankommen kann, die vortheilhafteste Geschwindigkeit festzustellen.

Der arbeitende Theil eines Schneidestahles ist keilförmig. Seine Wirkung lässt sich daher nach den Gesetzen über die Wirkung eines Keiles überhaupt beurtheilen. Man betrachte zunächst einen einfachen Fall. Um von einem schmalen prismatischen Stabe *ABCD* Fig. 1 eine Materialschicht abzunehmen, bediene man sich eines keilförmigen Körpers von der Breite des Stabes, welcher dadurch, dass er in der durch die Figur angedeuteten Weise über den Stab geschoben wird, das Abzunehmende entfernt. Diese Verrichtung erfordert einen Kraftaufwand, welcher jedenfalls mit der Grösse des Schneidewinkels ϑ und des Anstellungswinkels i zusammenhängt.

Untersucht man den erzeugten Span, so wird man denselben um so mehr zertheilt finden, je grösser der Winkel $i + \vartheta$ genommen wurde.

Diese Zertheilung erfordert Arbeit; man könnte daher glauben, es sei vortheilhaft, den Winkel $i + \vartheta$ möglichst klein zu nehmen. Wenn man indessen bedenkt, dass die Elemente des Spanes, ehe sie sich ablösen, vermöge ihrer Elasticität auf die vordere Fläche des Werkzeuges drücken und dadurch eine Reibung hervorbringen, welche dem ferneren Eindringen des Stahles um so mehr widersteht, je kleiner der Winkel $i + \vartheta$ genommen wird, so verlangt andererseits die vortheilhafte Beseitigung dieses Widerstandes einen Winkel $i + \vartheta$, welcher sich 90 Grad möglichst annähert. Jedenfalls wird der vortheilhafteste Winkel $i + \vartheta$ einen mittleren Werth zwischen 0 und 90 Grad haben. Eine genauere Bestimmung ergeben spätere Versuche.

Um jedoch den Gang der Betrachtungen nicht aufzuhalten, werde vorläufig angenommen, die vortheilhaftesten Winkel i und ϑ für diesen einfachsten Fall seien bekannt. Es ist dann leicht zu zeigen, wie die vortheilhafteste Gestalt der Schneidekante für andere Verhältnisse gefunden werden kann.

Es sei zunächst von einem breiteren prismatischen Stabe vom Querschnitte *EFGH* Fig. 2 die Materialschicht *EFJK* abzunehmen, und die Arbeit wegen der grösseren Breite in der eben beschriebenen Weise nicht auszuführen. Es liesse sich dann die abzunehmende Schicht in rechteckige Streifen *EJLM* u. s. f., Fig. 2, zerlegen, und man könnte sich vornehmen, diese nach und nach zu entfernen. Denkt man sich zunächst zu der ebenen Fläche *JL* den nach obigen Betrachtungen vortheilhaftesten Keil und ebenso den der Fläche *LM* entsprechenden, so würde eine Combination aus beiden die Form des günstigsten Schneidewerkzeuges ergeben.

Diese Körperform ist indessen, weil sie, wegen des einspringenden Winkels, kein einfaches Schärfen zulässt, als praktisch unbrauchbar zu verwerfen. So ist man gezwungen, auf das günstigste Abtrennen an beiden Flächen zu verzichten; doch wird man es wenigstens an einer derselben und zwar an der grösseren, zu erreichen streben. Es wären also je nach der Dicke der abzunehmenden Schicht verschieden geformte Werkzeuge anzuwenden.

Kommt es erstens darauf an, eine dicke Materialschicht abzunehmen, so wäre also das Werkzeug zum vortheilhaften Abtrennen an der Fläche *LM* einzurichten, während der Span an der Fläche *LJ* mehr abgebrochen oder abgerissen, als abgeschnitten wird. Nun ist aber leicht zu erkennen, dass in diesem Falle das Ablösen der Späne

noch eine wesentliche Erleichterung erfährt, wenn man ihre Dicke bei gleicher Anzahl verkleinert, indem man ihnen nach Fig. 3 einen trapezförmigen Querschnitt beilegt. Das Werkzeug erhält dann die in Fig. 3 punktirte Gestalt.

Die Oberfläche nach der Bearbeitung erscheint gezackt und ist meistens noch zu glätten. Soll nun zweitens die Oberfläche nur geglättet werden, oder ist nur eine dünne Materialschicht abzunehmen, so wäre die schneidende Kante so zu formen, dass sie die Fläche *LJ* in vortheilhaftester Weise abtrennt, und das Werkzeug erhält die in Fig. 4 angedeutete Gestalt. Die Kanten sind etwas abgerundet, um einer zu schnellen Abnutzung vorzubeugen. Vermehrt man diese Abrundung, so gelangt man zu der häufig angewendeten Form Fig. 5.

Für den Fall endlich, dass die abzutrennende Fläche nicht eben, sondern etwa cylindrisch ist, gelangt man leicht zu der vortheilhaftesten Form des schneidenden Werkzeuges, indem man die Fläche aus ebenen Elementen bestehend denkt, für jedes derselben sich die günstigste Schneidekante vorstellt und aus der Gesammtheit dieser die Form des Werkzeuges bildet.

In ähnlicher Weise lassen sich die vorstehenden Betrachtungen auf Arbeitsstücke übertragen, welche, wie es bei Drehbänken geschieht, rotirende Bewegungen auszuführen haben (Fig. 6).

b. Versuche.

Wir kommen jetzt zu den Versuchen, durch welche die vortheilhaftesten Werthe des Kantenwinkels ϑ und des Anstellungswinkels i bestimmt wurden. Hierzu wurde zunächst eine Drehbank von 540^{mm} Spitzenhöhe, welche mit doppeltem Rädervorgelege arbeitete, verwendet. Man suchte möglichst gleichmässige Verhältnisse bei allen Versuchen zu erzielen und stellte die Stähle aus rechtwinkligen Stahlstäben her, so dass ihre Projection rechtwinklig zur Axe des Stabes die in Fig. 7 angedeutete Gestalt erhielt.

Die Kantenwinkel wurden von der niedrigsten Grenze an, bei welcher der Stahl gefangen wird, nach und nach jedesmal um 3 Grad vergrössert. Auch die Anstellungswinkel liess man von 2 Grad an um je 3 Grad zunehmen bis zum Abbrechen der Kante. Bei jedem Versuche, welcher eine Stunde währte und zweimal wiederholt wurde, gab man dem Spane dieselbe Stärke und Länge bei einer Umdrehungszahl 6,76 der Spindel pro Minute, so dass das abgenommene Spangewicht constant blieb. Die Betriebskräfte wurden durch ein Taurines'sches Rotationsdynamometer gemessen. Ihre verhältnissmässigen Werthe findet man in folgender Tabelle:

Tabelle I.

Proportionalzahlen der Betriebskräfte, welche Stähle mit verschiedenen Schneidewinkeln auf einer Drehbank bei gleichem Spangewichte erforderten.

Material.	Winkel i, unter welchem der Stahl angestellt wurde.	Winkel der Schneidekanten ϑ.													Durchmesser der gedrehten Welle in Millimetern.	Spandicke in Millimetern.	Spanbreite in Millimetern.
		45°	48°	51°	54°	57°	60°	63°	66°	69°	72°	75°	81°	84°			
Schmiedeeisen	2°	Der Stahl wird gefangen	0,4341	0,3377	0,4461	0,4732	Der Stahl erhitzt sich und arbeitet schabend								200	0,31	15
	5°		0,4270	0,3364	0,4473	0,4951									200	0,31	15
	8°		0,5249	0,3680	0,6077	0,5106									200	0,31	15
	11°		0,6643	0,4313	0,6380	0,6755									200	0,31	15
	14°		0,7795	0,6062	0,7258	0,7500									200	0,31	15
Gusseisen	2°		0,2964	0,2856	0,2868	0,3012									175	0,31	15
	5°		0,2864	0,2828	0,2920	0,3056									175	0,31	15
	8°		0,3258	0,3238	0,3409	0,3867									175	0,31	15
	11°		0,5265	0,5329	0,5588	0,5700									175	0,31	15
	14°		0,5580	0,5604	0,6317	0,6735									175	0,31	15
Bronze	2°		Der Stahl wird gefangen				0,4049	0,3601	0,3298	0,3329	0,3385	0,3697	0,3838	0,4517	178	0,31	15
	5°						0,3895	0,3473	0,3361	0,3385	0,3537	0,4214	0,4588	0,5228	178	0,31	15

Aus dieser Tabelle folgt, dass jedem Kantenwinkel ein vortheilhaftester Anstellungswinkel entspricht. Die günstigsten Combinationen enthält folgende Tabelle:

Tabelle II.

Winkel, unter denen man Schneidestähle mit gegebenen Kantenwinkeln gegen die zu bearbeitende Fläche anzustellen hat.

Schmiedeeisen . .	Kantenwinkel ϑ	45°	48°	51°	54°	57°
	Anstellungswinkel i	—	6°	3°	0°	—
	Proportionalzahlen der Betriebskräfte . . .	—	0,41	0,33	0,44	—
Gusseisen	Kantenwinkel ϑ	45°	48°	51°	54°	57°
	Anstellungswinkel i	—	7°	4°	1°	—
	Proportionalzahlen der Betriebskräfte . . .	—	0,285	0,28	0,285	—

Hiernach ist die Summe $i + \vartheta$ der günstigsten Winkel constant und gleich 54° für Schmiedeeisen und 55° für Gusseisen. Als günstigste Einzelwerthe erhält man $\vartheta = 51°$, $i = 3°$ für Schmiedeeisen und $\vartheta = 51°$, $i = 4°$ für Gusseisen. Für Bronze sind die Versuche nicht weit genug fortgesetzt, um ebenso bestimmte Resultate zu erzielen; doch scheinen die Werthe $i = 66°$, $\vartheta = 3°$ die günstigsten zu sein.

Diese vortheilhaftesten Winkel erscheinen unabhängig von der Qualität des Stahles. Es ist noch fraglich, ob sie bei anderen Geschwindigkeiten und Spanstärken ebenso vorzüglich sind. Die in den beiden folgenden Tabellen aufgezeichneten Versuche lassen hierüber keinen Zweifel.

Tabelle III.

Proportionalzahlen der Betriebskräfte für gleiche Spandicken und verschiedene Geschwindigkeiten.

Material.	Winkel der Stähle.	Geschwindigkeiten des Arbeitsstückes in Millimetern.										Spandicke in Millimetern.
		111	101	89,2	78,4	68,4	59	47	36,2	25,6	15	
Schmiedeeisen	Anstellungswinkel 6° Kantenwinkel 48°	1,2240	1,1305	1,0364	0,9153	0,7006	0,4225	0,3976	0,4867	0,6228	1,2022	0,31
	Anstellungswinkel 3° Kantenwinkel 51°	1,2090	1,1180	1,0242	0,9060	0,6626	0,3895	0,3974	0,4850	0,6220	1,0319	0,31
		Geschwindigkeiten des Arbeitsstückes in Millimetern.										
		84,25	72,75	62,50	51,30	40,30	29,65	—	—	—	—	
Gusseisen . .	Anstellungswinkel 7° Kantenwinkel 48°	0,8032	0,7670	0,4520	0,4268	0,2537	0,3454	—	—	—	—	0,31
	Anstellungswinkel 4° Kantenwinkel 51°	0,7544	0,6972	0,4263	0,4113	0,2437	0,3157	—	—	—	—	0,31

Tabelle IV.

Proportionalzahlen der Betriebskräfte für gleiche Geschwindigkeiten und verschiedene Spandicken.

Material.	Winkel der Stähle.	Spandicke.			Geschwindigkeit in Millimetern.
		$0^{mm},31$	$0^{mm},41$	$0^{mm},51$	
Schmiedeeisen	Anstellungswinkel 6° Kantenwinkel 48°	0,3838	0,4560	0,5800	67
	Anstellungswinkel 3° Kantenwinkel 51°	0,3202	0,4500	0,5600	67
Gusseisen . .	Anstellungswinkel 7° Kantenwinkel 48°	0,2864	0,4510	0,5200	57,2
	Anstellungswinkel 4° Kantenwinkel 51°	0,2828	0,4230	0,5000	57,2

In den vorstehenden Versuchen wurden diejenigen Stähle von vorn herein ausgeschieden, welche zum vortheilhaften Arbeiten unter einen Winkel, der kleiner als 3° ist, angestellt werden müssen, weil sie eines zu häufigen Schärfens bedürfen, damit ihre untere Fläche sich nicht am Arbeitsstücke reibt. Uebrigens folgt aus denselben, dass die für eine besondere Geschwindigkeit und Spandicke als die besten erkannten Anstellungs- und Schneidewinkel diese Vorzüglichkeit für alle Fälle behalten. Diese Winkel mögen daher Typenwinkel genannt werden.

Die praktische Anwendung derselben zu Indret ergab, dass sie bei allen Drehbänken, Bohrmaschinen, Shapingmaschinen und den meisten Hobelmaschinen brauchbar waren; für Stossmaschinen dagegen waren sie zu klein, denn der danach geformte Stahl wurde gefangen. Diese Abweichung ist der unvollkommenen Construction der betreffenden Maschinen zuzuschreiben.

Bei Anwendung der Typenwinkel wird das Pfund Späne mit dem geringsten Kraftaufwande erzeugt. Der dadurch erzielte Vortheil ist besonders in grösseren Werkstätten nicht unbedeutend. Zu Indret gebraucht man beispielsweise zum Betriebe der Werkzeugmaschinen täglich für 160 Francs Brennmaterial. Würde man Winkel anwenden, welche nur um 6° von den Typenwinkeln abweichen, so würde der Kraftverbrauch nach Tabelle I $\frac{1,349}{0,929} = 1,45$mal so gross sein, wodurch 72 Francs Mehrkosten für Brennmaterial täglich repräsentirt werden. Ferner wirkt die mehr verbrauchte mechanische Arbeit zerstörend auf die Schneide und veranlasst ein baldiges Stumpfwerden. Bei sorgfältiger Behandlung hält die Schärfung eines Typenstahles zehn Stunden aus, während ein falsch ausgeführter Stahl sich meistens sehr rasch abnutzt. Endlich gewähren die Typenstähle bei ihrer Anwendung noch den Vortheil, dass die Werkzeugmaschinen am wenigsten angestrengt werden und somit möglichst vollendete Arbeit liefern.

Zur bessern Uebersicht mögen die Bedingungen, denen ein vortheilhaftes Werkzeug genügen muss, zusammengestellt werden.

1) Die vortheilhaftesten Kantenwinkel (d. h. die Winkel, welche eine Schnittebene senkrecht zur schneidenden Kante ergiebt) und die besten Anstellungswinkel (d. h. die Winkel, welche die bearbeitete Fläche mit der zunächst liegenden Fläche des Schneidestahles in der erwähnten Ebene bildet) enthält die folgende Tabelle V. In derselben sind die besten Winkel für Guss und Schmiedeeisen als gleich angenommen, weil sie sich nur um 1° unterscheiden, und diese Unterscheidung beim Schärfen kaum durchzuführen wäre.

2) Das Werkzeug muss sich leicht schmieden lassen, und der arbeitende Theil darf nicht durch Stauchen hergestellt sein, weil dieses die Qualität des Stahles nachtheilig beeinflusst.

3) Der Span muss sich leicht ablösen können, ohne zu zerbrechen. Desshalb ist bei Drehbänken, Fig. 11, die

Tabelle V.

Anstellungs- und Kantenwinkel für die wichtigsten Arten von Werkzeugmaschinen.

Material.	Bezeichnung der Werkzeugmaschinen.	Kantenwinkel.	Anstellungswinkel.
Schmiede- und Gusseisen	Drehbänke, Cylinderbohrmaschinen, Hobelmaschinen, Shapingmaschinen	51°	4°
	Stossmaschinen . . .	66°	3°
Bronze	Drehbänke, Cylinderbohrmaschinen, Hobelmaschinen, Shapingmaschinen	66°	3°
	Stossmaschinen . . .	76°	3°

Angriffslinie sowohl seitlich als auch von oben nach unten geneigt. Bei Maschinen zum Abschrägen von Blechkanten wird aus demselben Grunde die Schneidekante von rechts nach links geneigt, wenn die relative Bewegung des Werkzeuges von links nach rechts erfolgt.

4) Bei Maschinen mit hin- und hergehender Bewegung darf bei erneutem Angriffe die Schneidekante erst nach und nach mit ihrer ganzen Länge zur Wirksamkeit kommen.

5) Wenn das Werkzeug nachgiebt, muss es aus dem Materiale heraustreten und nicht etwa tiefer eindringen. Daher ist bei Hobelstählen der schwebende Theil etwas zurückgebogen, bei Drehbänken wird etwas unterhalb der Spindelaxe angesetzt (Fig. 11). Im letzteren Falle ist jedoch darauf zu achten, dass dem Arbeitsstücke kein Bestreben ertheilt wird, auf dem Stichel zu rollen, und deswegen liege die Verlängerung der Schneidekante im Allgemeinen etwas über der Spindelaxe.

6) Das Werkzeug muss sich aus möglichst wenig Stahl herstellen lassen. Daher ist es vortheilhaft, Werkzeughalter einzuführen, wie sie in Fig. 9, 10, 12 und 14 dargestellt sind. Diese gewähren gleichzeitig den Vortheil, dass Stahl von kleinerem Caliber verwendbar wird, von dessen durchgehends vorzüglicher Qualität man besser überzeugt sein kann.

7) Es ist endlich noch die vortheilhafteste Geschwindigkeit des seiner Form nach als das vorzüglichste erkannten Werkzeuges festzustellen. Als äusserste Grenzen dürften 100^{mm} pro Secunde für die Geschwindigkeit des Arbeitsstückes gegen das Werkzeug, für Maschinen mit ununterbrochen drehender Bewegung $1/2^{mm}$ und bei Maschinen mit hin- und hergehender Bewegung 1^{mm} für die Fortrückung anzusehen sein, weil bei wesentlich grösseren Werthen eine rasche Abnutzung des Werkzeuges zu befürchten ist.

Als vortheilhafteste Geschwindigkeit musste diejenige bezeichnet werden, bei welcher die Herstellungskosten am geringsten ausfallen. Diese sind aber in der Regel we-

niger vom Kraftverbrauche, als von anderen Verhältnissen, wie Höhe des Tagelohnes, Unterhaltungskosten und dergleichen mehr abhängig. Hieraus erhellt, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit für jeden besonderen Fall einer besonderen Beurtheilung unterliegt. Ein Beispiel wird dies noch deutlicher zeigen.

Unter den folgenden Verhältnissen:

Geschwindigkeit des Arbeitsstückes $0^m,055$,
Fortrückung des Stahles . . . . $0^m,0003$,
Spanbreite . . . . . $0^m,015$,
Durchmesser der Welle . . . . , $0^m,175$,

ergab sich die Betriebskraft 6,6mal kleiner, als für die folgenden Verhältnisse:

Geschwindigkeit des Arbeitsstückes $0^m,11$,
Fortrückung des Stahles . . . . $0^m,0006$,
Spanbreite . . . . . $0^m,015$,
Durchmesser der Welle . . . . $0^m,175$.

Berücksichtigte man aber dazu die Kosten für Tagelohn, Unterhaltung, Zinsen und Amortisation, so ergab sich doch, dass trotz des erheblich grösseren Verbrauches an Betriebskraft das Pfund Späne bei dem rascheren Gange nur $^1/_3$ so viel kostete, als beim langsamen Gange. Der raschere Gang einer Werkzeugmaschine bis zu der angegebenen Grenze ist daher im Allgemeinen vorzuziehen. Zur Berechnung bei besonderen Verhältnissen liefert die folgende Tabelle nützliche Anhaltspunkte:

Tabelle VI.

Proportionalzahlen der Betriebskräfte für ein gleiches Spangewicht bei verschieden grossen Drehbänken und verschiedenen Fortrückungen.

	Durchmesser der gedrehten Wellen in Metern.	Proportionalzahlen bei den Fortrückungen.			Fortrückungen, denen das Minimum an Betriebskraft entspricht, in Millimetern.
		$0^{mm},31$	$0^{mm},41$	$0^{mm},51$	
Kleine Drehbank mit einer Betriebskraft von 0,23 Pfrdst.	0,05	1,540	1,370	1,560	0,40
	0,10	0,930	0,910	1,190	0,37
	0,15	0,545	0,630	0,955	0,28
Mittlere Drehbank mit einer Betriebskraft von 0,47 Pfrdst.	0,10	0,540	1,370	1,560	0,40
	0,20	0,930	0,910	1,190	0,37
	0,30	0,726	0,750	1,466	0,30
Grosse Drehbank mit einer Betriebskraft von 1,40 Pfrdst.	0,30	1,540	1,370	1,560	0,40
	0,40	1,235	1,140	1,370	0,39
	0,50	1,040	0,990	1,260	0,37

c. Besondere Gestalt der Arbeitsstähle.

Einige Werkzeugformen, wie sie nach den vorstehenden Regeln als zweckmässig sich ergeben für Hobel-, Shapingmaschinen und Drehbänke, findet man in Fig. 8 bis 13 und Fig. 17.

Mehrere derselben sind in Werkzeughalter eingespannt, und bei den Werkzeugen für Maschinen mit hin- und hergehender Bewegung wird man bemerken, wie die Schneidekante der Regel gemäss so geformt ist, dass sie bei erneuter Wirkung allmälig mit ihrer ganzen Länge zur Wirkung kommt.

Zur Vergleichung mögen noch einige dem »Scientific American« (Vol. 2, S. 3) und eigenen Notizen entnommene Drehwerkzeuge angeführt werden, auf welche sich die vorstehenden Regeln leicht anwenden lassen.

Fig. 15 (Diamantspitze) und Fig. 16 sind Werkzeuge, welche zum Arbeiten aus dem Rauhen recht gut sich eignen, während Fig. 18 ein Werkzeug zum Schlichten und Poliren der Oberfläche darstellt. Der Grundriss von Fig. 18 zeigt, wie letzteres Werkzeug anzubringen ist; nämlich so, dass die Schneidekante etwas geneigt gegen die Axe des abzudrehenden Stückes steht und die vordere Kante zuerst schneidet. Bei einem dünnen Span und gehöriger Wasserzuführung wird das Werkzeug namentlich bei Schmiedeeisen die Oberfläche genauer und schöner glätten, als dies bei Anwendung von Feilen und Schmirgel möglich ist.

Der federnde Stahl, Fig. 21, kann besonders dann von Nutzen sein, wenn es darauf ankommt, die Oberfläche zu glätten, ohne dass mathematische Genauigkeit derselben verlangt wird, und wenn der Stahl auf eine grosse Länge frei liegen muss.

Ein Werkzeug (Doctor genannt), welches bei langen dünnen Arbeitsstücken aus recht gleichmässigem Materiale mit Vortheil verwendbar ist, zeigt Fig. 22. Dasselbe besteht aus zwei Gussstücken, von denen das eine mit einem Handgriff versehen ist. Das eine Ende der Welle wird in gewöhnlicher Weise bis zur erforderlichen Stärke abgedreht; dann wird das Werkzeug aufgesetzt, und zwischen den beiden Theilen desselben werden Holzstücke eingepasst, welche gegen den abgedrehten Theil der Welle sichere Führung haben. Die beiden Schneidestähle werden nun so befestigt, dass sie beim Fortschieben des Werkzeuges gleiche Späne abnehmen. In vielen Fällen wird es vortheilhafter, das Werkzeug mit drei schneidenden Stählen einzurichten. Es wird übrigens bei Gelegenheit der Besprechung der Seller'schen Schrauben-

schneidemaschine einer anderen Einrichtung gedacht werden, welche beim Abdrehen von dünnen Stangen sich vortrefflich bewährt.

Fig. 23 zeigt ein Werkzeug, welches man beim Abdrehen von kleinen gekröpften Wellen und Krummzapfen oft mit Nutzen verwendet. Die Welle ist centrisch mit der Drehbanksspindel befestigt, und der Krummzapfen wird von dem Kopfe einer schmiedeeisernen Stange umgriffen. Das in demselben befestigte Messer nimmt einen dünnen Span von der Breite des Zapfens, dessen Stärke durch die Schraube regulirt wird, während das Bett der Drehbank ein Drehen der sich hin- und herbewegenden Stange verhindert.

Das Abdrehen von Rotationskörpern, welche durch krumme Linien erzeugt sind, erfordert häufig besondere Werkzeuge. Soll beispielsweise das Gabelende einer Pleuelstange, Fig. 5, abgedreht werden, so erscheint es zweckmässig, zunächst mittelst eines von einer geradlinigen Schneidekante begrenzten Werkzeuges treppenförmige Einschnitte bis an die vorgezeichnete Curve zu machen, dann durch einen gebogenen Seitenstahl die Kanten fortzunehmen und endlich durch Werkzeuge, wie sie in Fig. 20, beziehlich für den convexen und concaven Theil der Curve skizzirt sind, zu glätten.

Zum Abdrehen langer Wellen wird es oft nöthig, dieselben in einem mittleren Theile zu unterstützen. Dazu lässt sich die in Fig. 24 skizzirte gusseiserne Büchse mit Vortheil benutzen. Dieselbe wird durch acht Schrauben centrisch auf der Welle befestigt und durch ein auf dem Drehbankbette verschiebbares zweitheiliges Lager unterstützt.

d. Lochbohrer.

Hinsichtlich der eigentlichen Lochbohrer sind im Vorstehenden besondere Regeln noch nicht aufgestellt worden; doch liefern auch hierzu die Versuche des Marine-Ingenieur Joessel beachtungswerthe Resultate.

Bei den gewöhnlichen Bohrern bilden die Schneidekanten einen hohlen Winkel mit einander (Fig. 25). Ausserdem finden noch die Centrumbohrer (Fig. 26) die häufigste Anwendung.

Obgleich Letztere genauer bohren, sind sie in ökonomischer Beziehung weniger vortheilhaft, weil ihr Schneidewinkel den unvortheilhaften Werth von 90° besitzt, während die Schneidewinkel der gewöhnlichen Bohrer nach den oben aufgestellten Regeln geformt werden können (Fig. 25).

Zu Indret verwendet man zu Löchern über 30^{mm} Durchmesser nur derartige Bohrer mit winklig zusammenlaufenden Schneidekanten, welche zur Erzielung einer grösseren Genauigkeit auf der Drehbank hergestellt werden. Der vortheilhafteste Winkel, unter denen die Schneidekanten zusammenlaufen, ergiebt sich aus den in folgender Tabelle zusammengetragenen Versuchen zu 110°. Die Fortrückung pro Umdrehung ist im Allgemeinen wegen der geringen Festigkeit der Bohrer auf $0^{mm},15$ bis $0^{mm},25$ zu beschränken.

Tabelle VII.

Proportionalzahlen der Betriebskräfte für Bohrer mit winklig zusammenlaufenden Schneidekanten bei verschiedenen Winkeln dieser Schneidekanten.

Durchmesser des Bohrloches im Allgemeinen.	Nachziehen des Bohrers in Millimetern.	Winkel der Bohrschneide.			Proportionalzahlen.
		Kantenwinkel.	Anstellungswinkel.	Winkel, unter welchem die Schneidekanten zusammenlaufen.	
66	0,275	51°	4°	122°	1,0219
				118°	0,8478
				114°	0,7607
				110°	0,6276
				106°	0,6712
				102°	0,7804
				98°	1,0285

Um die beim Bohren consumirte mechanische Arbeit zu berechnen, kann man sich der folgenden aus Versuchen des Hauptmanns Clarinval hervorgegangenen Tabellen bedienen (»Sommaire des travaux du comité de la société des anciens élèves des écoles impériales des arts et métiers à Paris, 1861. — Bulletin, No. 6«).*)

Zu den Versuchen wurde das härteste Eisen (von Montigny) genommen. Weiches Eisen lässt sich mit etwa 0,1 weniger Arbeitskraft bohren. Auch bei Anwendung von Oel zum Schmieren bei Schmiedeeisen, statt des vorausgesetzten Seifenwassers, kann man die mechanische Arbeit um 0,2 geringer anschlagen. In der Tabelle ist die Arbeit angegeben, welche bei 1^{mm} Bohrungstiefe in der Minute pro Secunde gebraucht wird. Bohrt man n^{mm} tief in der Minute, so ist die erforderliche Arbeit $n$mal so gross.

*) Auszüglich mitgetheilt in der Zeitschr. des österr. Ing.-Vereines, 1862, Heft VII u. VIII, ferner Literatur- und Notizblatt des Civil-Ingenieur, 1860, Nr. 5, S. 68. D. Red. (L.)

Tabelle VIII.

Grösse der nothwendigen Arbeit pro Secunde in Kilogrammmetern für das Bohren mit Centrumbohrer in verschiedenen Tiefen in hartem Eisen, grauem gewöhnlichem Gusseisen und Kanonenmetall von einer Legirung = 11 Theile Zinn auf 100 Theile Kupfer, bei einem Niedergehen des Bohrers von 1^{mm} pro Minute.

Tiefe des Loches in Millimetern.	Hartes Eisen. Durchmesser des Loches						Gewöhnliches graues Gusseisen. Durchmesser des Loches					Kanonenmetall. Durchmesser des Loches				
	$0^m,044$	$0^m,025$	$0^m,025$	$0^m,015$	$0^m,010$	$0^m,008$	$0^m,035$	$0^m,025$	$0^m,015$	$0^m,010$	$0^m,008$	$0^m,045$	$0^m,040$	$0^m,025$	$0^m,015$	$0^m,008$
5	11	7,4	4,7	2,23	1,85	1,57	3,6	2,9	1,1	0,6	0,5	6,1	6,0	2,4	1,0	0,4
10	11	7,4	4,7	2,23	1,85	1,57	3,6	2,9	1,1	0,6	0,5	6,1	6,0	2,4	1,10	0,4
15	11	7,6	4,7	2,23	1,85	1,57	3,6	2,9	1,1	0,6	0,5	6,1	6,0	2,4	1,20	0,5
20	11	7,6	4,7	2,23	1,85	1,57	3,6	2,9	1,1	0,6	0,55	6,2	6,1	2,45	1,30	0,5
25	11	7,6	4,7	2,23	1,85	1,60	3,6	2,9	1,1	0,6	0,60	6,2	6,2	2,5	1,50	0,6
30	11	7,9	4,8	2,23	1,85	1,63	3,6	2,9	1,1	0,6	0,67	6,4	6,3	2,6	1,70	0,7
35	12	8,3	4,8	2,24	1,90	1,66	3,6	2,9	1,1	—	—	6,5	6,4	2,7	1,90	—
40	13	8,8	4,9	2,25	1,90	1,70	3,6	2,9	1,1	—	—	6,6	6,4	2,8	2,0	—
45	14	9,6	4,9	2,30	—	1,75	3,6	2,9	1,1	—	—	6,6	—	2,9	2,30	—
50	—	—	5,0	2,35	—	1,80	3,6	2,9	1,1	—	—	6,7	—	3,0	2,50	—
55	—	—	5,0	2,40	—	1,90	3,6	—	—	—	—	6,7	—	—	1,70	—
60	—	—	5,1	2,45	—	2,00	3,7	—	—	—	—	6,8	—	—	2,90	—
65	—	—	5,2	2,50	—	—	—	—	—	—	—	6,8	—	—	3,10	—
70	—	—	5,3	2,70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
75	—	—	—	2,80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	—	—	—	3,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Geschmiert mit Seifenwasser.						Trocken.					Trocken.				

Tabelle IX.

Grösse der nothwendigen Arbeit pro Secunde in Kilogrammmetern für das Bohren mit gewöhnlichem Bohrer in verschiedenen Tiefen in hartem Eisen, grauem gewöhnlichem Gusseisen und Kanonenmetall von einer Legirung = 11 Theile Zinn auf 100 Theile Kupfer, bei einem Niedergehen des Bohrers von 1^{mm} pro Minute.

Tiefe des Loches in Millimetern.	Hartes Eisen. Durchmesser des Loches			Gewöhnliches graues Gusseisen. Durchmesser des Loches		Kanonenmetall. Durchmesser des Loches	
	$0^m,0075$	$0^m,0055$	$0^m,008$	$0^m,0075$	$0^m,0055$	$0^m,0075$	$0^m,0055$
5	1,9	1,5	1,2	1,08	1,00	0,6	0,5
10	2,0	3,0	1,8	1,08	1,00	1,0	0,7
15	2,3	3,5	2,4	1,08	1,00	1,2	0,9
20	3,0	4,1	—	1,08	1,00	1,4	1,2
25	8,0	5,0	—	1,08	1,00	1,9	1,7
30	9,0	—	—	—	—	2,4	2,1
	Geschmiert mit Seifenwasser.			Trocken.		Trocken.	

Aus den Versuchen lassen sich mehrere Folgerungen ziehen:

1) Die beim Bohren des Schmiedeeisens quer zu den Fasern consumirte Arbeit ist anfänglich grösser, als die zum Bohren in der Längenrichtung erforderliche; da aber Erstere von der Tiefe des Loches fast unabhängig ist, Letztere dagegen von einer gewissen Tiefe an rasch zunimmt, so wird dann jene kleiner.

2) Der gewöhnliche Bohrer mit winklig zusammenlaufenden Schneidekanten und ungefähr ebenen Seitenflächen (bei denen also der Schneidewinkel nicht nach den früher aufgestellten Regeln gebildet ist) erfordert bei Schmiedeeisen etwa das $1^1/_4$- bis $1^7/_8$fache, bei Gusseisen etwa das 2,6fache der für Centrumbohrer unter gleichen Verhältnissen erforderlichen Betriebskraft.

3) Die gesammte zum Bohren eines bestimmten Loches erforderliche Arbeit ist von der Geschwindigkeit des Bohrers ziemlich unabhängig. Als äusserste Umfangsgeschwindigkeit werden $0^m,12$ für Schmiedeeisen, $0^m,06$ für Gusseisen und $0^m,15$ bis $0^m,18$ für Bronze angegeben.

Beim Bohren von grösseren Löchern lässt sich die erforderliche mechanische Arbeit in der Regel in rationeller Weise dadurch vermindern, dass man nicht den ganzen Inhalt des Bohrloches in Späne verwandelt, sondern einen cylindrischen Kern ausbohrt, der sich in der Regel noch anderweitig verwerthen lässt.

Als Beispiel diene das Werkzeug Fig, 27. Es besteht aus vier Bohrstählen, welche vermittelst eines gusseisernen Kreuzes an der Bohrspindel einer gewöhnlichen Bohrmaschine befestigt werden und dazu dienen, eine schmiedeeiserne Kurbel (Fig. 28) auszubohren. Je zwei Bohrer arbeiten in derselben ringförmigen Spur, wie Fig, 28 im Durchschnitte zeigt. Dadurch wird das Herausbringen der Späne erleichtert. Man bohrt von jeder Seite bis zur Mitte der Kurbel; dann wird der Kern von selbst herausfallen, und ein Nachbohren des Bohrloches auf der Drehbank die Arbeit vollenden.

(Fortsetzung folgt.)

Militär-Distanzmesser.

Von Ernst v. Paschwitz in Bodenwöhr bei Regensburg.

Taf. 5. Fig. 13—21.

Ein Distanzmesser, der für militärische Zwecke brauchbar sein soll, hat zwei Grundbedingungen zu erfüllen, es muss

1. Die Distanz von einem einzigen Punkte aus bestimmbar sein;
2. Das Instrument den nöthigen Grad von Genauigkeit gewähren.

Was die erstere dieser beiden Bedingungen anlangt, so dürfte wohl selbst verständlich sein, dass ein Instrument, welches wie Spiegelsextant, Winkelspiegel etc. erst eine geometrische Operation erheischt, auf den Namen »Militär-Distanzmesser« keinen Anspruch machen kann (vide Bauernfeind's Vermessungskunde, 2. Aufl. Bd. I. §. 179). Ist jedoch jene erstere Bedingung erfüllt, so werden die zu messenden Winkel äusserst klein und es ist daher nothwendig, dass die Messung der Winkel mit der grössten Sicherheit erfolgt. Von einer Winkelmessmethode, welche die Winkel bis zu einem solchen Grad von Genauigkeit angibt, als die Zielfähigkeit der besten aplanatischen Fernrohre das Anvisiren der Objekte gestattet, kann sicherlich behauptet werden, dass dieselbe den höchsten Grad von Vollkommenheit besitzt, und wenn es daher überhaupt möglich ist, brauchbare »Distanzmesser ohne Latte« zu construiren, so ist diese Aufgabe nur durch das Auffinden einer solchen Winkelmessmethode und einer zweckentsprechenden Anwendung derselben zu lösen. Ob solches dem Verfasser dieser Notiz gelungen ist, wolle man aus Nachstehendem entnehmen.

Der neue Distanzmesser besteht aus einem zweiaxigen Fernrohre, welches in Fig. 13 skizzirt ist. Es sind c^1 und c^2 die achromatischen Objektive des zweiaxigen Fernrohres; die Lichtstrahlen des Objektives c^2 werden nach zweimaliger Reflexion durch die feststehenden Glasprimen b und a auf das Ocular o geworfen, während die Strahlen des Objektives c^1 direkt dahin gelangen. Beide Prismen sind annähernd um die Brennweiten der davor liegenden Objektive von denselben entfernt. Die Axen c^1a und c^2b sind parallel; die Axe ba ist rechtwinklig zu diesen beiden. Durch zwei oder mehrere auf der Axe ab angebrachte Glaslinsen l wird das in b befindliche Bild auch in a in gleicher Grösse, aufrechter Stellung und ebenfalls von chromatischer und sphärischer Aberration befreit, wieder erzeugt. Das Prisma b reflektirt das ganze Bild des Objektives c^2, das Prisma a hingegen ragt bloss bis an die Axe des Instrumentes empor und reflektirt demnach nur die untere Hälfte des Bildes vom Objektiv c^2 nach dem Ocular, während über dem Prisma die Strahlen des Objektives c^1 nach dem Auge gelangen. Es sind demnach zwei halbkreisförmige Gesichtsfelder im Instrumente vorhanden, von denen das untere das Bild in aufrechter, das obere dagegen das Bild in verkehrter Stellung zeigt (Fig. 14).

Möglichst nahe am Prisma a bei h auf der Axe c^1o ist in einem Diaphragma ein Vertikalfaden zum genauen Einvisiren der beiden Objekte angebracht. Auf derselben Axe befindet sich ferner auf der andern Seite des Prisma's ein um eine vertikale Axe drehbares Glasplättchen g von ½ bis 1 Linie Stärke, dessen Axe mit einer bei v angedeuteten Winkelmessvorrichtung verbunden ist und den jeweiligen Winkel des Plättchens mit der Perspektivaxe angibt. Das Ocular ist selbstverständlich entweder ein Ramsden'- oder Huighens'sches Doppelocular.

Einer Ausziehvorrichtung bedarf das Instrument nicht, weil mit demselben niemals auf geringe Entfernungen zu visiren ist und bei weiten Distanzen Brennpunkt und Bildebenen beinahe zusammenfallen. Der Möglichkeit des Entstehens von Fehlern durch die Parallaxe des Vertikalfadens ist dadurch vorgebeugt, dass beide Bilder mit Einem Stande der Pupille übersehen werden.

Der ganze Apparat ist auf einem gusseisernen oder einem metallenen Rahmen festgeschraubt und dieser mit einer Vorrichtung zum Horizontal- und Vertikaldrehen, wie sie bei andern Messinstrumenten vorkommt, versehen. Auf dem Rohre ab befindet sich eine Röhrenlibelle zum Horizontalstellen desselben. Das Instrument wird auf eine auf dem Geschütze befindliche Leiste aufgeschraubt oder von einem eigenen Stative getragen.

Beim Gebrauche wird der Faden im untern Gesichtsfelde genau auf das Objekt eingestellt (Fig. 14), und sodann mittelst der Alhidade der Winkelmessvorrichtung das Glasplättchen so lange gedreht, bis auch im obern Gesichtsfelde Objekt und Faden sich genau decken (Fig. 15), worauf der abgelesene Winkel die Distanz angibt.

Das besprochene Instrument findet in Folgendem seine mathematische Begründung:

Im Dreieck abc (Fig. 16) ist gegeben eine Seite ab und die beiden anliegenden Winkel; $\angle a$ ist constant und gleich 90°, $\angle b$ variabel. Denkt man sich $db = ac$, so ist: Distanz $ac = ab\ tang.\ cba = ab\ cotg.\ cbd = ab\ cotg.\ c$.

Je näher sich das Objekt befindet, desto grösser ist der Winkel cbd, sowie dessen Reflexionswinkel abm (Fig. 17), desto mehr seitwärts trifft auch der Strahl bm auf die Spiegelfläche des Prisma's a und desto grösser muss folglich auch die Abweichung $mm^1 = A$ dieses sich hier zum zweiten Male brechenden Strahles c^2bm von der Axe c^1a sein (es ist annähernd $A = ab\ tg.\ cbd$). In diesem Falle erscheinen im Gesichtsfelde die beiden Objekte seit-

lich gegen einander verschoben (Fig. 14). Durch entsprechendes Drehen des Plättchens wird jedoch auch der Strahl $c^1 a$ um A verschoben und trifft in m ebenfalls mit dem Strahl $c^2 b m$ zusammen. Beim Visiren gewahrt man in diesem Falle beide Objekte senkrecht übereinander (Fig. 15). Wenn nämlich ein Lichtstrahl $r s$ (Fig. 18) auf ein gegen ihn geneigtes Glasplättchen von der Dicke $D = s q$ trifft, so wird derselbe seinem Einfallswinkel, resp. dem Drehungswinkel des Plättchens $p s q = \alpha$ entsprechend um

$$tp. = A = \frac{D}{\cos \beta} \sin (\alpha - \beta)$$

zu seiner frühern Richtung parallel verschoben, wobei $\angle \beta = \angle q s t$ der dem Einfallswinkel α entsprechende Brechungswinkel ist. (Für Glas ist bekanntlich $\sin \beta = {}^2/_3 \sin \alpha$.)

Entspricht nun z. B. der festgesetzten Minimaldistanz des Instrumentes ein Maximaldrehungswinkel des Plättchens $\alpha = 50^0$, und dieser einem Winkel $c = 10$ Minuten, so wird mit Hülfe der vorgetragenen Winkelmessmethode ein Winkel von 10 Minuten in ebenso viele, wenn auch nicht gleiche — doch nach entwickeltem Gesetze stetig wachsende — Theile getheilt, als der Winkel von 50 Grad, nämlich leicht in 3000 Theile, was einer Genauigkeit der Messung von $^1/_5$ bis $^2/_5$ Sekunden entspricht. Es ist aber die Zielfähigkeit eines guten Perspektives von 25facher Vergrösserung erst gleich $^3/_5$ Sekunden (vide Stampfer's Versuche, 18. Bd. der Jahrbücher des Wiener polytechn. Institutes), folglich die Genauigkeit der vorgetragenen Methode zum Messen sehr kleiner Winkel eine grössere, als die Zielfähigkeit der besten Fernrohre.

Das Justiren des Instrumentes würde in einfacher Weise vorzunehmen sein, wenn man an einer geraden Eisenbahnlinie in gleichen Entfernungen Stangen aussteckt, diese einvisirt und sodann die entsprechenden Winkel (α) in eine Tabelle einträgt.

Die Leistungsfähigkeit eines Instrumentes von zwei Fuss Basis ($a b$) und 25facher Vergrösserung ergibt sich bei 6000 Fuss Distanz folgendermassen: Hier ist $\angle c =$ 68 Sekunden; ein Zuwachs dieses Winkels um $^3/_5$ Sekunden gibt einen Distanzzuwachs von 53 Fuss; demnach ist im gegebenen Falle die theoretische Leistungsfähigkeit = 0,9 Prozent; die effektive kann wegen der mehrmaligen Reflexion zu $\varrho . 0{,}9\,\%$ angenommen werden, wobei ϱ zu 1,5 bis 2 anzunehmen sein dürfte.

Beschriebenes Instrument lässt folgende Veränderungen zu:

1) Es könnte das Ocular auf der Axe $b a$ bei o^1 (Fig. 19) angebracht sein. Hierdurch würde zwar für das Bild vom Objektive c^2 etwas an Helligkeit gewonnen werden, allein bei Elevationen des Instrumentes bekäme das Fadenkreuz eine schiefe Stellung, wodurch das Resultat bedeutend beeinträchtigt werden würde;

2) Könnte jedes Objektiv ein eigenes Ocular haben o^1, o^2 (Fig. 20). Die Helligkeit wäre in diesem Falle gar nicht geschwächt, allein es würden wieder Fehler in Folge der hierbei auftretenden Parallaxe des Vertikalfadens entstehen, was durch obige Anordnungen, wie bereits dargethan, vermieden ist;

3) Ein Vorschlag zur Beseitigung dieses Fehlers könnte darin bestehen, jedes Ocular mit einer Ausziehvorrichtung zu versehen; es frägt sich jedoch, ob eine solche so vollkommen hergestellt werden kann, dass beim Verstellen der Röhre jede seitliche Verschiebung derselben gänzlich vermieden werden kann.

Wie nun vorstehende Winkelmessmethode zur Construction von Distanzmessern angewandt ist, so kann dieselbe überhaupt da von Vortheil sein, wo es sich um sehr genaue Messung sehr kleiner Winkel und Linien handelt, wie dies in der Astronomie, in der Physik zur Bestimmung von Coeffizienten u. dgl., sodann in der Spektralanalyse zur relativen Bestimmung der Frauenhofer'schen Linien etc. der Fall ist. (Civ. Ingen.)

Chemisch-technische Mittheilungen.

Dampfapparat im technisch-chemischen Laboratorium des schweizerischen Polytechnikums in Zürich.

(Hiezu Tafel VII.)

Es ist mir schon häufig vorgekommen, dass Vorsteher chemischer Institute, welche die hiesige Anstalt besuchten, den Wunsch äusserten, von einzelnen Einrichtungen des technischen Laboratoriums, namentlich von dessen Dampfapparaten, Abbildungen zu erhalten, so dass ich die nachfolgende Veröffentlichung für gerechtfertigt halte. Der Apparat ging hervor zunächst aus dem Bedürfniss, gleichzeitig eine grössere Anzahl von Präparaten, namentlich organische, abdampfen zu können, ohne der Gefahr der Verunreinigung mit Staub und Rauch und des Anbrennens ausgesetzt zu sein, welche in einer Anstalt, in der gelernt werden soll, Präparate zu machen, begreiflicherweise sehr gross ist. Bei einer Anzahl von etwa 60 Practikanten, die meist sich mit Darstellung technisch oder pharmazentisch wichtiger Präparate beschäftigen, benöthigt man nicht geringe Quantitäten destillirten Wassers, dessen