Zeitschrift: Schweizerische Polytechnische Zeitschrift

Band: 3 (1858)

Heft: 4

Rubrik: Maschinenkunde und mechanische Technologie

Nutzungsbedingungen

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

Conditions d'utilisation

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

Terms of use

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

Download PDF: 11.08.2025

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

Maschinenkunde und mechanische Technologie.

Böttcher's Versuche über den Kraftbedarf von Baumwollspinnereimaschinen.

Taf. 11. Fig. 1 und 2.

In dem für die diesjährigen Prüfungen an der k. Gewerbschule in Chemnitz herausgegebenen Programme veröffentlicht Prof. Böttcher die nachstehenden Ergebnisse seiner mannigfaltigen Untersuchungen über den Kraftbedarf von Baumwollspinnereimaschinen. Es ist dieser Gegenstand von so hohem Interesse, dass wir nicht anstehen, hier die Hauptresultate jener Beobachtungen zusammenzustellen, indem wir zugleich Herrn Böttcher die vollste Anerkennung seiner für die Praxis ebenso wichtigen, als für ihn selbst mühsamen Arbeit aussprechen. Böttcher äussert sich darüber folgendermassen:

Wiederholte Bremsversuche in Baumwollspinnereien an den zum Betriebe derselben dienenden Kraftmaschinen haben mich zu der Ueberzeugung geführt, dass die Annahmen, von denen man bei der Schätzung des Kraftbedarfs von Baumwollspinnereien ausgeht, sehr unbestimmt sind und jedenfalls viel zu niedrige Werthe geben. Man pflegt für die bei uns am gewöhnlichsten vorkommenden Nummern durchschnittlich 200 Spindeln, einschliesslich der Vorbereitungsmaschinen, auf 1 Pferdekraft zu rechnen, dagegen hat mir die directe Wägung mit dem Prony'schen Zaume meistens nur 140—120, ja selbst nur 100 Spindeln pro Pferdekraft ergeben.

Da man aber durch das Bremsen der Kraftmaschine immer nur die Gesammtheit des Kraftbedarfs erhält, ohne Rücksicht auf die Details der Arbeitsmaschinen, also im vorliegenden Falle namentlich auf die Wahl der Operationsmittel, die Ausführung der Maschinen, die Sorgfalt, mit welcher die Vorbereitung betrieben wird, u. s. w., so haben diese Resultate nur einen beschränkten Werth. Der einzige Weg, welcher zu sicheren Resultaten führt, ist der, Kraftmessungen an den einzelnen Maschinen und an den gangbaren Zeugen anzustellen und daraus den Kraftbedarf der vollständigen Sortimente für gewisse gegebene Verhältnisse zu berechnen.

Hierdurch wurden die nachstehenden, in den Jahren 1856 und 1857 von mir angestellten Versuche veranlasst, welche, weit entfernt, den Gegenstand zu erschöpfen, nur die Bestimmung haben, vorläufig, so lange ausführlichere Untersuchungen noch nicht vorhanden sind, ein Anhalten zu gewähren. Bei Anstellung dieser Versuche unterstützte mich das Hohe Königl. Ministerium des Innern durch Deckung des Kostenaufwands, welchen dieselben beanspruchten. Dafür spreche ich hierdurch meinen tiefgefühlten Dank aus. Ebenso gedenke ich herzlich dankend der Bereitwilligkeit, mit welchen die Herren Spinnereibesitzer ihre Etablissements mir zu meinen Zwecken überliessen, und der freundlichen Zuvorkommenheit, mit welcher sie mich beehrten.

Die benutzten Versuchsapparate waren das Batchelder'sche Differentialdynamometer (Montgomery, Baumwollspinnerei; Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1842; Weisbach, Ing.- u. Masch.-Mech., 3. Aufl. Bd. 2), und das diesem nachgebildete Wiede'sche Dynamometer (Polyt. Centralblatt, Jahrg. 1855), welches seines Schreibapparates wegen besonders zur Messung veränderlicher Kräfte geeignet ist. Beide Apparate haben im Gebrauche einige Unbequemlichkeiten, welche noch eine dritte, bis jetzt aber noch nicht zur Anwendung gekommene Modification, das Hartig'sche Dynamometer (Polyt. Centralbl., Jahrg. 1857; Weisbach, Ing.- und Masch.-Mech., 3. Aufl. Bd. 2), hervorriefen. Alle diese Apparate übertragen die von dem gangbaren Zeuge an sie abgegebene Arbeit vermittelst eines Differentialgetriebes auf die Arbeitsmaschine und gewähren in dem Zwischenrade des Differentialgetriebes ein bequemes Mittel, die Quantität der übertragenen Arbeit zu messen.

Wird nach Fig. 1. Taf. 11. vom gangbaren Zeuge aus vermittelst der Riemenscheibe M das konische Rad A in Bewegung gesetzt, so nehmen, da das gegenüber liegende konische Rad D durch die Scheibe N mit der Arbeitsmaschine in Verbindung steht und daher keine Veranlassung zur Bewegung erhält, die Zwischenräder B und C in Folge ihres Eingriffs mit A und D das Bestreben an, nicht nur um ihre eigene, sondern auch um die A und D gemeinschaftliche Axe sich zu drehen. Verhindert man aber diese letztere Drehung dadurch, dass man in der Axe von B und C ein Gewicht G anbringt, welches diese Axe beständig horizontal zu erhalten sucht, so dienen die Räder B und C nur noch dazu, das Rad D und die mit ihr verbundene Scheibe N, sowie die an diese angehängte Arbeitsmaschine in Bewegung zu setzen oder in Thätigkeit zu erhalten.

Es lässt sich nachweisen, dass, wenn u die Umdrehungszahl von A und u_2 die Umdrehungszahl von D ist, die Rä-

der B und C in derselben Zeit $u_1 = \frac{u + u_2}{2}$ Umdrehungen um die Axe von A und D machen. Oder steht D still, d. h. ist $u_2 = 0$, so wird $u_1 = \frac{u}{2}$. Hiernach machen die Räder B und C um die Axe von A und D nur $\frac{u}{2}$ Umdrehungen, während A u Umdrehungen macht und D stillsteht. In diesem Falle verrichtet ein am Hebelarme a an die Axe angehängtes Gewicht G die Arbeit

$$L = \frac{G \cdot 2a\pi \frac{u}{2}}{60} = \frac{G\pi a u}{60}$$

in der Sekunde. Dieselbe Arbeit wird aber auch verrichtet, wenn umgekehrt D in Bewegung ist und B und C in Beziehung auf die Axe von A und D stillstehen, wie dies bei unsern Dynamometern der Fall ist.

Die zu beobachtenden Grössen sind mithin G, u und a. Die Belastung G des Dynamometers besteht bei gleichförmiger Bewegung am zweckmässigsten in Gewichten; ist aber die Geschwindigkeit veränderlich, und ändert sie sich namentlich sehr plötzlich, so nimmt das Gewicht eine bedeutende lebendige Kraft in sich auf und giebt sie später wieder ab, so dass die Maxima und Minima der gefundenen Betriebskräfte zu gross und beziehentlich zu klein ausfallen. In diesen Fällen ist die Anwendung der Feder geeigneter. Die Umdrehungszahl u wird an einem mit der Axe von A und D in Verbindung gesetzten Zählapparate abgelesen. Der Hebelarm a wird entweder durch einen einfachen Hebel oder nach Wiede durch eine Evolventenscheibe repräsentirt. Die letztere benutzt Wiede sehr zweckmässig zur Verbindung mit einem Getriebe, welches eine Zahnstange in auf- und niedergehende Bewegung setzt. Die Quantität dieser Zahnstangenbewegung ist proportional dem von der Evolventenscheibe durchlaufenen Bogen, und zwar entspricht die höchste Stellung der Zahnstange dem grössten Halbmesser der Evolventenscheibe und die tiefste Stellung der Zahnstange dem kleinsten Halbmesser derselben. Ein mit der Zahnstange fest verbundener Schreibstift trägt hiernach an einem mit gleichförmiger Bewegung vorübergeführten Papierstreifen ununterbrochen den Hebelarm des Gewichts in verjüngtem Massstabe auf. Ein Diagramm, welches auf diese Weise vom Apparate selbst verzeichnet worden ist, zeigt die Fig. 2.

Jeder Versuchsreihe ging ein Vorversuch voran, durch welchen die vom Apparate selbst veranlassten Hindernisse bestimmt wurden. Zu diesem Zwecke wurde bei leer gehendem Dynamometer an ein dem Hebel D entgegengesetzt liegendes Verlängerungsstück so viel Gewicht angehängt, dass der Hebel horizontal spielte, und nach Beendigung der Versuchsreihe, während welcher jene Tara am Apparate hängen blieb, das Gleichgewicht für den Leergang nochmals geprüft. Meistentheils wurde die Tara wieder ebenso wie vor der Versuchsreihe gefunden; dann brauchte sie nicht in die Rechnung eingeführt zu werden, und wurde desshalb gar nicht gewogen. Hatte aber eine Veränderung des Gleichgewichts stattgefunden, so wurde das statische Moment der Gewichtsdifferenz berechnet und, je nachdem die Tara grösser oder kleiner gefunden wurde, durch Addition oder Subtraction auf die bei den einzelnen Versuchen gefundenen statischen Momente gleichförmig vertheilt. Bei Anwendung des Wiede'schen Dynamometers wurden vor und nach beendigter Versuchsreihe Hülfscurven für den Leergang des Dynamometers verzeichnet, und die denselben zukommenden Resultate von den Resultaten der Hauptcurven in Abzug gebracht.

Benennung der Maschine.	Erbauer und Ort der Aufstellung.	Dimensionen und Geschwindigkeiten der Maschine.	Normalgang der Triebwelle.	Anzahl d. Versuche.	Betriebskraft reduzirt auf den Normalgang.	Bemerkungen.
					In Pferdekr.	
1. Whipper mit 2 Flügeln.	J. S. Schwalbe u. Sohn in Chemnitz.	Normale Umdrehungszahl des 1. Flügels = 750 2. « = 920 Breite d. Eintrittsöffnung = $0^m,520$ Centralabstand beid. Fl. = $0^m,290$ Dicke der Wellen = $0^m,078$ Mittlere Dicke d. Stöcke = $0^m,023$ Länge der Stöcke = $0^m,160$ Abstand der Ebenen zweier Armsysteme = $0^m,115$	$u = 327$	1 2 3 4	0,92 } 0,915 0,91 } 1,04 1,26	Bei den Versuchen 1 und 2 ging die Maschine leer; bei 3 wurde sie in gewöhnlicher, und bei 4 in ungewöhnlich starker Auflage mit Georgia gespeist.
2. Whipper mit 3 Flügeln.	Geb. v. Götze und Comp. (jetzt Th. u. E. Wiede) in Chemnitz. Aufgestellt bei G. W. Schmidt in Chemnitz.	Normale Umdrehungszahl des 1. Flügels = 1097 2. « = 1279 3. « = 1713 Breite d. Eintrittsöffnung = $0^m,560$ Centralabstand zwischen dem 1. und 2. Flügel = $0^m,250$ 2. « 3. « = $0^m,500$				

Benennung der Maschine.	Erbauer und Ort der Aufstellung.	Dimensionen und Geschwindigkeiten der Maschine.	Normalgang der Triebwelle.	Anzahl d. Versuche.	Betriebskraft reduzirt auf den Normalgang.	Bemerkungen.
					In Pferdekr.	
		Dicke der Wellen = $0^m,080$				
		Mittlere Dicke d. Stöcke = $0^m,020$		1	1,96	Die Maschine ging leer.
		Länge der Stöcke = $0^m,165$		2	1,96	
		Abstand der Ebenen zweier		3	2,21	Gewöhnl. Aufl. v. Surate.
		Armsysteme = $0^m,090$	$u = 288$	4	2,58	Sehr starke « « «
3. Oeffner mit 6 Schienen.	Geb. v. Götze und Comp. Aufgestellt bei G. W. Schmidt.	Normale Umdrehungszahl des Schlägers = 1160				
		Durchmess. des » = $0^m,370$				
		Breite der Auflage = $0^m,690$				
		Normale Umdrehungszahl der Speisewalzen = 14,83				
		« Abzugwalzen = 55,13				
		Durchm. d. Speisewalz. = $0^m,076$				
		« « Abzugwalz. = $0^m,084$				
		Gesammtverzug = 4,11		1	1,61 } 1,65	Die Maschine ging leer.
		Auf 1 Centimeter eingeführte Länge 19 Schläge.	$u = 288$	2	1,69	
				3	2,93 bis 3,62	Mit Georgia gespeist in abwechselnd. Stärke der Auflage.
4. Schlag- u. Wickelmaschine.	Schwalbe und Sohn.	Norm. U.-zahl d. Flügels = 1016				
		Breite der Auflage = $1^m,000$				
		Nummer der Auflage = 0,000445				
		Gesammtverzug = 2,75		1	1,59	Leer.
		Auf 1 Centimeter eingeführte Länge 25,4 Schläge.	$u = 330$	2	2,03 } 2,025	Mit Georgia gespeist.
				3	2,02	
5. Patentflügel von Wiede.		Der Patentflügel hat eine gussstählerne Welle mit 5 schmiedeisernen Scheiben von 9 Millimeter Dicke und 3 Schlagschienen von 10 Millimeter Höhe.				Der Gewinn an Betriebskraft des Patentflügels gegenüber dem ältern Wiede'schen Flügel, welcher beinahe doppelt so schwer ist als jener, beträgt durchschnittlich 38½ %.
		Schienenlänge = $1^m,175$	$u = 1604$	1	1,34	
		Zapfenstärke = $0^m,036$	$u = 1768$	2	1,53	
6. Ventilator des Oeffners 3.		Durchmesser d. Flügels = $0^m,470$				
		Breite des Flügels = $0^m,380$		1	1,93 } 1,94	
		Norm. U.-zahl d. Ventilat. = 1097		2	1,96	
7. Ventilator der Schlagmaschine 4.		Norm. U.-zahl d. Ventilat. = 1222				
		Durchmesser d. Flügels = $0^m,580$				
		Breite des Flügels = $0^m,310$		1 u. 2	1,41	
8. Ventilator einer Schlagmaschine.	Bei C. M. Riedig in Wolkenburg.	Normale Umdrehungszahl des Ventilators = 1530				
		Durchmesser d. Flügels = $0^m,600$		1	1,96 } 1,98	
		Breite des Flügels = $0^m,240$	$u = 380$	2	1,99	
9. Reisskrempeln. (Cardes en gros.)	Von Schwalbe u. Sohn.	Durchm. d. Zuführwalze = $0^m,283$				Im Ganzen wurden 18 Versuche an 6 Gruppen von 2 bis 5 Krempeln vorgenommen. Für Zu- und Abführungsapparate nebst Antheil an der Kanalmaschine ist bei einer Gruppe von 14 Krempeln für eine Krempel 0,02
		« des Tambours = $1^m,014$				
		« der Filetwalze = $0^m,512$				
		Normale Umdrehungszahl der Zuführwalze = 277				
		des Tambours = 160				
		Breite des Tambours im Beschlag = $1^m,062$				
		Breite des Wickels = $1^m,000$				

Benennung der Maschine.	Erbauer und Ort der Aufstellung.	Dimensionen und Geschwindigkeiten der Maschine.	Normalgang der Triebwelle.	Anzahl d. Versuche.	Betriebskraft reduzirt auf den Normalgang.	Bemerkungen.
					In Pferdekr.	
		Totalverzug bis zur Kanalmaschine = 80,7 Lieferung durchschnittl. 417 Pfund in 78 Stunden.	$u = 192$	18	pr. 1 Kremp. 0,54	Pferdekräfte zu rechnen, welche in nebenstehender Angabe inbegriffen sind.
10. Reisskrempeln.	Von Götze und Comp. bei C. M. Riedig.	Breite des Tambours = $0^m,990$ Norm. U.-zahl desselben = 149 Totalverzug bis zur Kanalmaschine = 55 Lieferung durchschnittl. 224 Pfund in 78 Stunden.	$u = 144$	12	pr. 1 Kremp. 0,41	Der Antheil an der Kanalmaschine bei einer Gruppe von 8 Krempeln beträgt 0,04 Pferdekräfte per Krempel.
11. Feinkrempeln. (Cardes en fin.)	Von Schwalbe u. Sohn.	Durchm. des Tambours = $1^m,014$ Breite dess. im Beschlag = $1^m,062$ Norm. U.-zahl desselben = 160 Zahl der Deckel = 20 Totalvrzg. bis z. Drehtopf = 143 Nro. des Bandes beim Eintritt in den Drehtopf = 0,1142	$u = 192$	5	pr. 1 Kremp. 0,34	Zwei Paar geriffelte Einziehwalzen geben die Baumwolle direkt an den Tambour ab. Jedes Band geht einzeln in einen Drehtopf Schweiz. Construktion.
12. Feinkrempeln.	Von Rich. Hartmann, bei C. M. Riedig.	Breite des Tambours = $0^m,990$ Norm. U.-zahl desselben = 136 Totalverzug bis zur Kanalmaschine = 123	$u = 194$	9	pr. 1 Kremp. 0,37	Der Antheil an der Kanalmasch. b. ein. Gruppe von 8 Kremp. beträgt 0,04 Pfdkr. per Kempel.
13. Abfallkrempel.	Von Haubold jun. in Chemnitz, bei G. W. Schmidt.	Muldeneinführung mit Stachelwalze; Zuführwalze; 4 Wender und 4 Arbeitswalzen; 1 Bürstenwalze. Breite der Auflage = $1^m,000$ Breite des Tambours im Beschlag = $1^m,100$ Umdr.-zahl d. Tambours = 118 Umdrehungszahl — Durchm. der Einlasscylind. = 0,5 = $0^m,70$ « Zuführwalze = 300 = $0^m,177$ « Wender = 370 = $0^m,120$ « Bürstenwalze = 370 = $0^m,188$ « Filetwalze = 10 = $0^m,442$ « Abzugwalzen = 50 = $0^m,047$		1	0.33	Leer.
		Totalverzug = 67	$u = 128$	2—4	0,40	Mit aufgelegtem Wickel.
14. Abfallkrempel.	Von Götze und Comp., bei G. W. Schmidt.	Muldeneinführung mit Riffelcylindern; Zuführwalze: 2 Wender und 2 Arbeiter; 10 Deckel; englischer Drehtopf. Breite d. Auflage = $1^m,000$ Umdrehungszahl — Durchm. des Tambours = 160 = $0^m,968$ der Einlasscylind. = 0,05 = $0^m,056$ « Zuführwalze = 264 = $0^m,240$ « Wender = 320 = $0^m,142$ « Abzugswalzen = 50 = $0^m,077$ Durchm. der Arbeiter = $0^m,190$ « der Filetwalze = $0^m,077$		1	0,35	Leer.
		Totalverzug = 160	$u = 142$	2 u. 3	0,44	Mit aufgelegtem Wickel.

Benennung der Maschine.	Erbauer und Ort der Aufstellung.	Dimensionen und Geschwindigkeiten der Maschine.	Normalgang der Triebwelle.	Anzahl d. Versuche.	Betriebskraft reduzirt auf den Normalgang.	Bemerkungen.
15. Strecken. (Laminoirs.)	Von C. Pfaff, bei G. W. Schmidt.	4 Köpfe mit je 5 Paar Cylinder. In jedem Kopf werden 2 Kanalwickel verzogen und zu einem Bande vereinigt. Umdr.-zahl. Durchm. 1er Cylinder = 27,6 = 0m,027 5er Cylinder = 265 = 0m,031 Abzugwalzen = 141 = 0m,060 Totalverzug = 11,2	u = 134	2	In Pferdekr. 0,21	Diese Strecke und eine zweite von ganz gleichen Dimensionen, bei welcher aber bei jedem Streckkopf acht Bänder vereinigt wurden, erfordern zusammen 0,41 Pferdekräfte.
16. Strecken.	Von C. Pfaff, bei Fiedler u. Lechla in Scharfenstein.	Drei Strecken, *A*, *B*, *C*, mit 6 Köpfen und 5 Cylinderpaaren. Umdr.-zahl. Durchm. Strecke *A*: 1er Cyl. = 34 = 0m,030 5er « = 247 = 0m,030 Verzug = 7,26 Doublirung = 6 Bei Strecke *B* ist der Verzug = 6 « « *C* « « « = 6,2	u = 124		*A*, *B*, *C* } 0,84 *A*, *B* } 0,64 *B* 0,32 Durchschn. pr. 1 Strecke 0,28	
17. Strecke.	Von Hibbert Platt u. Sons (jetzt Platt Brothers), bei Schwalbe und Sohn.	Selbstausrückung für jedes Band; Drehtöpfe; 4 Cylinderreihen. Doublirung. Totalverzug. 1. Passage 8 8 2. « 8 8 3. « 8 7,89 Umdr.-zahl d. Vordercyl. = 160 Durchmesser des 1. u. 3. Cylinders = 0m,035 2. u. 4. Cylinders = 0m,029 Nummer des der 1. Passage übergebenen Bandes = 0,159	u = 115	9	pr. 1 Passage 0,31	Aus den Versuchen ergibt sich für den Betrieb einer Passage mit ausgerückten Cylindern eine Betriebskraft v. 0,06 Pfk.
18. Banc Abegg.	Von Escher, Wyss u. Cp. in Zürich, bei G. W. Schmidt.	6 Spulen; zweifache Doublirung; dient als Ersatz eines Mittelflyers. Vordercylinder: U.-zahl = 265, Drchm. = 0m,929 Hintercylinder: U.-zahl = 75, Drchm. = 0m,025 Verzug in d. Cylindern = 4,1	u = 180	3	0,31	
19. Grobflyer. (Banc à broches en gros.)	Von und bei C. Pfaff.	48 Spindeln; Pressflügel. Drchm. d. Vordercylind. = 0m,032 Umd.-z. « « = 130 « « Spindeln = 420 Drehungen auf 1 Centim. = 0,322 pr. 1 Spindel u. 100 Umgänge ders.	. . . . .	1 . . .	0,40 0,002	
20. Grobflyer.	Von Hibbert Platt u. Sons, bei Schwalbe und Sohn.	60 Spindeln; Pressflügel mit doppelten Pressfingern. Totalverzug = 3,75 Nro. der fertigen Lunte = 0,53 Gewicht 1 vollen Spule = 0k,6 Drchm. d. Vordercylind. = 0m,032 Umd.-z. « « = 150 « « Spindeln = 440 Drehungen auf 1 Centim. = 0,292 pr. 1 Spindel u. 100 Umdreh. ders.	u = 243	1 2 3 4 5 6 7 8 9 . . .	0,79 0,81 0,82 0,86 0,86 0,89 0,94 0,96 1,00 } 0,87 0,0033	Die Versuchsreihe wurde, wie alle nachfolgenden, an Grob- und Mittelflyern während einer Spulenfüllung angestellt, wobei sich deutlich zeigte, wie die Betriebskraft mit d. wachsenden Spule zunimmt. Hier beträgt die Zunahme 26½ %.

Benennung der Maschine.	Erbauer und Ort der Aufstellung.	Dimensionen und Geschwindigkeiten der Maschine.							Normalgang der Triebwelle.	Anzahl d. Versuche.	Betriebskraft red. auf den Normalgang.	Bemerkungen.
		Anzahl der Spindeln.	Totalverzug.	No. d. fertig. Lunte.	Durchm. der Vordercyl.	U.-Zahl der Vordercyl.	Umdr.-Zahl d. Spindeln.	Drehungen auf 1 Centim.			Pferdekräfte. Durchschnittl.	
21. Grobflyer mit Pressflügel.	v. Götze u. C. bei G. W. Schmidt.	48	3,94	0,68	0^m,030	145	471	0,343	$u = 191$	11	0,58	Zunahme der Betriebskraft = 6,6%.
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0025	
22. Grobflyer mit Pressflügel.	von C. Pfaff. b. G. Bodemer.	48	3,75	0,825	0^m,032	105	370	0,347	$u = 128$	12	0,59	Zunahme = 7%.
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0033	
23. Mittelflyer. Flügel mit dopp. Pressfingern.	v. Schwalbe und Sohn.	102	3.286	0,88	0^m,029	188	660	0,381	$u = 324$	6	2,03	Zunahme = 6,6%.
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0030	
24. Mittelflyer mit Pressflügeln.	v. Götze u. C. bei G. W. Schmidt.	72	3,85	1,77	0^m,030	105	550	0,555	$u = 223$	4	0,88	Zunahme unbedeutend.
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0022	
25. Mittelflyer mit Pressflügeln.	von C. Pfaff. b. G. Bodemer.	72	3,51	1,45	0^m,026	123	484	0,504	$u = 127$	11	0,77	Zunahme = 0.
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0022	
26. Mittelflyer mit Pressflügeln.	von R. Hartmann. bei C. M. Riedig.	96	4,8	1,5	0^m,030	140	600	0,455	$u = 175$	2	1,35	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0023	
27. Feinflyer mit Pressflügeln.	von C. Pfaff.	96	3,67	2,75	0^m,029	100	643	0,7	$u = 207$	1	1,07	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0017	
28. Feinflyer mit dop. Pressfingern.	von u. bei Schwalbe und Sohn.	120	3,88	1,71	0^m,029	147	794	0,5	$u = 233$	4	1,55	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0016	
29. Feinflyer mit dop. Pressfingern.	von Hibbert Platt & Sons. b. Schwalbe und Sohn.	120	4,064	1,77	0^m,032	125	811	0,644	$u = 259$	4	1,47	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0015	
30. Feinflyer mit Pressflügeln.	von C. Pfaff. b. G. Bodemer.	144	5,52	4,00	0^m,027	145	1000	0,814	$u = 200$	3	1,59	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0011	
31. Feinflyer mit Pressflügeln.	von C. Pfaff bei Fiedler und Lechla.	120	6,40	5,00	0^m,030	61	580	1,013	$u = 181,5$	12	0,81	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0012	
32. Feinflyer mit Pressflügeln.	v. Götze u. C. bei C. M. Riedig.	120	5,7	3,00	0^m.030	100	865	0,902	$u = 235$	2	0,92	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0010	
33. Feinflyer (Toutfin) mit dopp. Pressfingern.	v. Schwalbe und Sohn.	152	3,75	2,70	0^m,030	140	914	0,695	$u = 270$	4	1,89	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0014	
34. Feinflyer (Toutfin) m. Pressflügeln und 2 Kegeln.	v. Schwalbe und Sohn.	120	3,16	2,8	0^m,030	122	867	0,754	$u = 248$	3	1,47	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0014	
35. Feinflyer (Toutfin) ohne Pressung.	von Hibbert Platt & Sons. bei Schwalbe und Sohn.	152	3,27	2,78	0^m,025	122	880	0,918	$u = 245$	6	1,41	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0011	
36. Feinflyer (Toutfin) Pressflügel.	v. Götze u. C. bei G. W. Schmidt.	120	4,28	10	0^m,025	78	1150	1,876	$u = 249$	3	1,53	
		pr. 1 Spindel und 100 Umdreh. ders.							.....	...	0,0011	

Benennung der Maschine.	Erbauer und Ort der Aufstellung.	Dimensionen und Geschwindigkeiten der Maschine.	Normalgang der Triebwelle.	Anzahl d. Versuche.	Betriebskraft red. auf den Normalgang.	Bemerkungen.
					Pferdekräfte.	
37. Selfactor.	von Hibbert Platt & Sons. bei Schwalbe und Sohn.	504 Spindeln; Garnnummer 16.				
		Wagenschub . . . . . = 1^m,652.				
		Umdr.-Zahl der Spindeln . = 4000.				
		Dauer eines Wagenspiels . = 16 Sek.				
		» » Wageneingangs = 3,5 »				
		Verzug in den Cylindern . = 7,5.				
		Wagenverzug . . . . . = 1,077.		1	1,98	
		Totalverzug . . . . . = 8,18.	$u = 171$	2	0,06	
		Mittlere Betriebskraft des Selfactors =	. . . . .	. . .	1,92	

Der Versuch 1. der vorstehenden Reihe, welcher mit dem Wiede'schen Dynamometer angestellt wurde, umfasst 6 auf einander folgende Wagenspiele, für welche der Apparat die Curven selbst bezeichnete. Zu den erhaltenen Curven wurden Abscissen mit gleichem Wachsthum und die zu denselben gehörigen Ordinaten aufgetragen, letztere gemessen und das arithmetische Mittel daraus genommen. — Die Hindernisse des Apparates sind in Versuch 2. mit 0,06 Pfkr. angegeben. — Wird auf gleiche Weise die durchschnittliche Betriebskraft für das Herausfahren des Wagens bestimmt, so ergiebt sich dieselbe zu 2,30 Pferdekräften.

Die Fig. 2 auf Taf. 11 gibt ein Bild der vom Apparate gezeichneten Curve (in ¼ der wahren Grösse) für zwei Wagenspiele. Beim Beginn des Herausspinnens erhebt sich die Betriebskraft, von beinahe Null ausgehend, plötzlich sehr hoch, weil die Trägheit des Wagens zu überwinden ist. Ist diese einmal überwunden und der Wagen nur noch in Bewegung zu erhalten, so bleibt die Betriebskraft nahezu constant und nimmt selbst gegen das Ende des Wagenausschubs hin noch etwas ab. Die Schwankungen, welche die Curve hierbei zeigt, haben zum grössten Theile ihren Grund in der Trägheit des zur Messung dienenden Gewichts. Zu Anfang nimmt es nicht nur die der Betriebskraft $\frac{Mv^2}{2}$ entsprechende lebendige Kraft Mv^2, sondern in Folge seiner eigenen Schwere $G_1 = M_1 g$ auch noch die lebendige Kraft $M_1 v^2$ in sich auf. Diese letztere gibt es, nachdem die der Betriebskraft entsprechende Höhe erreicht ist, wieder ab, indem es höher steigt; es fällt jedoch wieder, aber umgekehrt zu tief, weil es im Fallen von neuem lebendige Kraft aufnimmt; diese sucht es wieder abzugeben und steigt desshalb wieder u. s. f. Auf diese Weise entstehen die Schwankungen in der Curve, welche jedoch nach dem Ende des Herausspinnens zu allmälig abnehmen, weil die Geschwindigkeitsdifferenzen, welche der lebendigen Kraft des Gewichts zukommen, nach und nach immer kleiner werden.

Während des Nachdrehens und Abschlagens wird die Betriebskraft immer kleiner und sinkt endlich bis beinahe Null herab. (Der tiefste Punkt der auf der Tafel dargestellten Curven entspricht einem Hebelarme von 0^m,140). Von nun an beginnt das Einfahren: in Folge der Schneckenbewegung anfänglich langsam, also mit geringer Betriebskraft; dann mit wachsender Geschwindigkeit, also mit steigender Betriebskraft; endlich wieder mit verminderter Geschwindigkeit, also auch mit abnehmender Betriebskraft. Hiermit ist das Wagenspiel beendigt, und es beginnt nun ein neues, welches die beschriebenen Erscheinungen unverändert, höchstens mit kleinen Aenderungen in den Details, wieder zeigt.

So wenig die im Vorstehenden zusammengestellten Versuche bis jetzt erschöpfend sind, so dürften sie doch für einzelne Maschinen, namentlich für die Flyer oder Spindelbänke, schon umfassend genug sein, um zur Ableitung von Mittelwerthen dienen zu können.

Ueber die Anwendung der Ventilatoren als Zugmittel bei Dampfkesselfeuerungen.

Von Prof. Dr. Gustav Zeuner.

Taf. 11. Fig. 20 u. 21.

Die grosse Menge von Vorschlägen, die eine bessere Ausnutzung des Brennmaterials bei Dampfkesselfeuerungen bezwecken, beziehen sich meist nur auf Abänderungen der eigentlichen Feuerungsanlagen, auf die Anordnung des Rostes, die Art und Weise der Zuführung der Luft, die Anordnung der Züge und dann auf die Construction der Kessel selbst.

Erst in neuerer Zeit wurde wiederholt die Aufmerksamkeit der Techniker auf die längst bekannte Thatsache gelenkt, dass einer der stärksten Wärmeverluste durch die Art und Weise herbeigeführt wird, in welcher wir bei stationären Kesseln einen kräftigen Zug erzeugen, dass nämlich die hohen Schornsteine einen Theil unserer Dampfkesselfeuerungen ausmachen, der seinen Zweck nur unvollkommen erfüllt. Theorie und Erfahrung zeigt, dass nicht allein die Dimensionen der Schornsteine, sondern auch die Temperatur der durch dieselben abziehenden Verbrennungsgase von wesentlichem Einfluss auf die Stärke des Zuges ist und dass im Allgemeinen diese Temperatur von einem so hohen Grade sein muss, dass die dadurch dem Dampfkessel verloren gehende Wärmemenge einen sehr beträchtlichen Theil derjenigen ausmacht, die man durch Verbrennung auf dem Roste im Ganzen erzeugt; es unterliegt keinem Zweifel, dass bei manchen Feuerungs-

anlagen diese zum Theil auf Erhöhung des Zuges verwandte Wärmemenge sehr nahe derjenigen gleich ist, die wirklich zur eigentlichen Dampferzeugung benutzt wird, ja dass bei den Kesseln der Dampfschiffe die erstere Wärmemenge selbst grösser, als die letztere ist.

Ein Schornstein würde nur dann vollkommen als Zugmittel wirken, wenn die Temperatur der in denselben tretenden Verbrennungsgase ungefähr der des Wassers oder Dampfes im Kessel gleich ist; diese letztere Temperatur ist aber selbst bei hochgespannten Dämpfen bedeutend kleiner, als diejenige, die bei den gewöhnlichen Dimensionen der Schornsteine in denselben herrschen muss, um den gehörigen Zug hervorzubringen, und daher verdienen gewiss die neueren Vorschläge, die selbst hier und da schon zur Ausführung gekommen sind, die höchste Beachtung, nämlich die Schornsteine durch eine andere Vorrichtung zu ersetzen, deren Wirkung als Zugmittel unabhängig ist von der Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen; dieses Mittel besteht in der Anwendung von Ventilatoren, welche entweder verdichtete Luft unter den Rost führen, oder die Verbrennungsgase aus den Zügen an sich saugen und dadurch die gehörige Geschwindigkeit der Feuerluft in den Kanälen erzeugen.

Zu den eben erwähnten Vortheilen der Ventilatoren, dass ihre Wirkung von der Temperatur der abziehenden Gase unabhängig ist, dass man also dieselbe ohne Nachtheil während ihres Hinströmens an den Kesselwänden bis nahe zur Dampftemperatur abkühlen kann, kommt ein anderer Vortheil noch hinzu, der darin besteht, dass sich die Zugwirkung der Ventilatoren durch Veränderung der Umdrehungszahl des Flügels leicht reguliren lässt und darin, wie schon die Erfahrung gezeigt hat, ein Mittel geboten ist, eine beinahe vollkommene Rauchverbrennung zu erzielen.

Herr Professor Bède in Lüttich hat neuerdings in der »Revue universelle«, 1857 (Dingler, »Polytechnisches Journal«, 1858) an einigen Beispielen den grossen Vortheil der Anwendung der Ventilatoren unter der Voraussetzung gezeigt, dass man die Wärme des Rauches vor seinem Einströmen in die Esse vollständig benutzen könne. Der Gewinn an Brennmaterial wäre dann nach Bède's Rechnungen so ausserordentlich gross, dass es höchst wichtig erscheinen muss, die Sache sowohl durch Rechnung, wie durch Experimente genauer zu untersuchen.

Der Ventilator beansprucht natürlich Arbeit und dieser entspricht eine gewisse Quantität Brennstoff; es lässt sich nun, wie Bède gethan hat, durch eine leichte Rechnung zeigen, dass diese Quantität Brennstoff weit geringer ist, als diejenige welche ein Schornstein beansprucht; natürlich immer unter der Voraussetzung, dass bei Anwendung des Ventilators die Verbrennungsgase gehörig abgekühlt den Kessel verlassen. Wie diese letztere wesentliche Bedingung erfüllt werden kann, wird gewöhnlich nicht angegeben, man sieht aber auch ohne weitere Rechnung leicht ein, dass allein in einer Vergrösserung der Heizfläche das Mittel geboten ist, die Wärme der Verbrennungsgase vollständiger zu benutzen.

Denkt man sich eine vorhandene Dampfkesselanlage, bei welcher der Zug seither durch einen Schornstein erzeugt wurde, der also bei der gehörigen Dampfentwickelung das zur Verbrennung nöthige Luftquantum abführte, und ersetzt man den Schornstein durch einen Ventilator, der die gleiche Luftmenge unter den Rost führt, so würde bei gleicher Dampferzeugung und gleichem Brennmaterialaufwand kaum etwas an der Wirkung der Anlage verändert werden, die Gase würden beinahe mit derselben Temperatur den Kessel verlassen; mit einem Worte, die Anwendung des Ventilators würde nicht nur von keinem Nutzen, sondern eher nachtheilig sein, weil noch Arbeit, d. h. Brennmaterial, auf Bewegung des Ventilators verwandt wird. Macht man aber gleichzeitig die Heizfläche grösser, dann tritt sofort der Vortheil hervor, die Gase bleiben länger mit dem Kessel in Berührung, kühlen sich mehr ab, und geben also auch die Wärme, die sie sonst durch den Schornstein mit fortgeführt hätten, zum Theil an den Kessel ab.

Wenn es also mit der Anwendung der Ventilatoren allein nicht abgethan ist, eine Feuerungsanlage zu verbessern, so fragt sichs jetzt, in welchem Masse der Vortheil derselben mit der Grösse der Heizfläche wächst; sollte etwa eine sehr bedeutende Vergrösserung der Heizfläche erforderlich sein, ehe sich die Vortheile der Ventilatoren zu dem angegebenen Zwecke entschieden genug herausstellen, so könnte es sein, dass Mancher die bisherige Einrichtung auch ferner vorziehen und die neuen Vorschläge zwar der Theorie nach für vorzüglich, praktisch aber für unbrauchbar erklären würde. — Eine vollständige Lösung der ganzen Frage ist allerdings nur durch Versuche möglich, es würden aber dazu so viele nothwendig werden, und es müssten dieselben unter so viel verschiedenen Verhältnissen ausgeführt werden, dass lange Zeit vergehen würde, ehe sich herausstellte, unter welchen Verhältnissen die Ventilatoren zu empfehlen sind oder nicht; welches fernerhin die zur Erzeugung einer bestimmten Dampfmenge zweckmässigste Grösse der Heizfläche ist u. s. w.

Auch hier tritt, wie so häufig im technischen Leben, der Nutzen einer gründlicheren Rechnung auf; ich habe im Folgenden versucht, auf diesem Wege, wenn auch nicht die Frage zur vollen Lösung zu bringen, so doch zu zeigen, was sich in der Praxis von der Anwendung der Ventilatoren erwarten lässt, in welchem Masse die Vortheile mit der Grösse der Heizfläche zunehmen und wie gross überhaupt der Gewinn ist.

Ich bin weit entfernt, zu glauben, dass die Ergebnisse der folgenden theoretischen Betrachtungen mit solchen, die aus Versuchen etwa hervorgehen, unter allen Umständen vollständig übereinstimmen werden; die Rechnung kann nur eine angenäherte sein, wie sich diess aus der Natur des Gegenstandes schon erklären lässt. Es kommt vor Allem darauf an, bei einer Feuerungsanlage unter gewissen Voraussetzungen die Wärmemenge zu bestimmen, welche der auf dem Roste befindliche Brennstoff wirklich erzeugt, ferner die Wärmemenge, die bei einer gewissen Heizfläche in den Kessel tritt, also nutzbar gemacht wird, um diejenige zu bestimmen, welche in den Verbren-

nungsgasen noch enthalten ist, wenn sie den Kessel verlassen.

Wenn nun schon bei der Entwickelung der Grundformeln Annahmen gemacht werden müssen, die nicht genau mit der Wirklichkeit übereinstimmen, indem man z. B. voraussetzen muss, dass die Verbrennung auf dem Roste ganz regelmässig, ohne Störungen von Seiten des Heizers (Oeffnen der Thüre, Aufgeben frischen Brennstoffes) erfolgt, indem man ferner die Wärmeverluste durch die Umfassungsmauern vernachlässigen muss und einige Dinge mehr, von denen man allerdings wenigstens weiss, dass deren Einfluss auf den ganzen Vorgang nur unbedeutend ist, so kommt hier noch hinzu, dass unsere Erfahrungen an den bis jetzt bestehenden Feuerungsanlagen leider nur sehr dürftig zu nennen sind; die Angaben über die Temperatur der Feuerluft im Feuerraume und im Schornsteine, über das Luftquantum, welches die Verbrennung einer gewissen Menge Brennstoff auf dem Roste erfordert, über die wirkliche Heizkraft der Brennstoffe u. A. m., alle diese Angaben sind unsicher, und doch musste ich bei der Bestimmung der Constanten in den folgenden Formeln diese Angaben benutzen.

Ein grosser Vortheil wäre es gewesen, wenn ich die schönen, neueren Untersuchungen von Johnson*) und Brix**) zu diesem Zwecke hätte benutzen können; leider aber haben diese Experimentatoren ein Element, nämlich die Luftmenge, welche während des Versuches durch den Rost eintrat, nicht angegeben, ein Element, dessen Kenntniss unbedingt erforderlich ist, wenn man die Vorgänge bei Dampfkesselfeuerungen durch Rechnung verfolgen will. Herr Brix gibt zwar den Querschnitt des Luftzuführungscanales und die Anzahl der Umdrehungen, welche ein in diesem Canale befindlicher Windflügel stündlich machte; diese Angaben können aber nur dazu dienen, im Allgemeinen zu erkennen, ob bei dem einen Versuche mehr Luft zutrat, als bei dem andern. Die wirkliche Luftmenge lässt sich nur bestimmen, wenn die Formel für den Flügel bekannt ist, nach welcher aus der Umdrehungszahl auf die Geschwindigkeit der Luft geschlossen werden kann. Es ist im Interesse der Wissenschaft sehr zu wünschen, dass Herr Dr. Brix diese Formel bestimmt und veröffentlicht, weil gerade diese Angabe ein Element bestimmt, das bis jetzt nur sehr wenig bekannt ist, und weil dann allein die zahlreichen, vortrefflichen Versuche auch wissenschaftlichen Untersuchungen als Grundlage dienen können.

Trotz allen diesen Hindernissen, welche sich der Aufstellung der Grundformeln und der Bestimmung der Constanten in denselben entgegenstellten, übergebe ich die folgenden Untersuchungen unbedenklich der Oeffentlichkeit, weil ich glaube, dass die Ergebnisse vollständig genügen, um erkennen zu lassen, was sich von der Anwendung der Ventilatoren in der Praxis erwarten lässt und welche Heizfläche man den Kesseln zu geben hat, wenn diese Anwendung mit Vortheil geschehen soll.

Was die Rechnungen selbst betrifft, so muss noch vorausgeschickt werden, dass im Folgenden ein ähnlicher Weg eingeschlagen wurde, wie ihn zuerst Herr Hofrath Redtenbacher bei den Untersuchungen der Feuerungen der Locomotivkessel (»Gesetze des Lokomotiv-Baues«), so wie auch in seiner Schrift: »Die calorische Maschine«, betreten hat; nur habe ich, abweichend davon, gleichzeitig auf die bei gewöhnlichen Feuerungsanlagen stattfindende unvollkommene Verbrennung und auf die Wärmeverluste im Feuerraume Rücksicht genommen; dadurch erhielten die Formeln eine andere Gestalt und die Constanten liessen sich so bestimmen, dass die Ergebnisse der Formeln mit denjenigen Erfahrungsresultaten sehr gut übereinstimmen, wie sie für gewöhnliche Feuerungen mit Schornsteinen unter mittleren Verhältnissen angegeben werden.

Man denke sich der Einfachheit wegen einen cylindrischen Kessel, bei welchem die Feuerluft nur unter dem Kessel hinzieht und dann am Ende denselben verlässt; AB (Fig. 20) sei ein Theil der unteren Kesselwand, unter welcher der Rauchkanal CD hinführt; die ganze Länge des Kessels sei l und der Rauchkanal umgebe den Kessel in der Art, wie es Fig. 21 im Durchschnitt zeigt, so dass also die Feuerluft den Kessel im Bogen b berührt, dann ist die gesammte Heizfläche

$$F = bl.$$

Die Temperatur des Wassers und Dampfes im Kessel sei t_0 und die Temperatur der Feuerluft in dem Augenblicke, wo sie durch den Querschnitt ab geht, der um x vom vorderen Kesselende abliegt, sei t; im Querschnitt $a_1 b_1$ aber, der um dx weiter liegt, ist dann die Temperatur $t - dt$, also die Temperaturabnahme $= dt$. Gehen nun pro Secunde q Kilogramme Luft durch den Querschnitt und ist c die specifische Wärme derselben bei constantem Drucke, so ist also die zwischen den Querschnitten ab und $a_1 b_1$ verschwundene Wärmemenge:

$$c\,q\,dt.$$

Sehen wir nun von dem Verluste an Wärme durch die Umfassungsmauern ab, ein Verlust, der sicher auch sehr gering ist, so ist die gegebene Wärmemenge zugleich diejenige, die durch den zwischen den Querschnitten ab und $a_1 b_1$ liegenden Theil (bdx) der Kesselwand in den Kessel getreten ist. Nun ist aber bekanntlich die Wärme, welche durch einen plattenförmigen Kessel geht, proportional der Differenz der Temperaturen der denselben umgebenden Medien und proportional der Fläche, so dass sich im vorliegenden Falle die Wärmemenge, die zwischen den beiden um dx entfernten Querschnitten in den Kessel dringt, auch in folgender Weise ausdrücken lässt:

$$\mu b\,dx\,(t - t_0).$$

Dabei bedeutet μ einen Erfahrungscoefficienten, der nicht allein vom Materiale der Kesselwand und deren Stärke, sondern auch von der Art der Gase und Flüssigkeiten abhängt, welche die Kesselwände berühren. Die Dicken der Kesselbleche der Dampfkessel differiren aber so wenig, dass wir allgemein bei allen Dampfkesselanlagen für μ denselben Werth annehmen können, und weiter nicht

*) Johnson, A report to the Navy department of the united states on American coals, applicable to steam navigation and to other purposes. — Johnson, The coal trade of British-America.

**) Brix, Untersuchungen über die Heizkraft der wichtigsten Brennstoffe des preussischen Staates. Berlin 1853.

zu untersuchen brauchen, in welcher Beziehung dieser Werth zu der Stärke des Kesselbleches etc. steht.

Durch Gleichsetzen der beiden eben gefundenen Wärmemengen folgt dann

$$\mu b (t - t_0) dx = - cq\, dt,$$

wobei die rechte Seite negativ in Ansatz gebracht wird, weil mit dem Wachsen von x eine Abnahme von t verbunden ist. Aus dieser Gleichung folgt:

$$\frac{dt}{t - t_0} = - \frac{\mu b}{cq} \cdot dx,$$

und hieraus durch Integration:

$$Log\ nat\ (t - t_0) = - \frac{\mu b}{cq} x + Const.$$

Nennen wir nun t_1 die Temperatur der Feuerluft über dem Roste, also für $x = 0$, so ist für $t = t_1$

$$Log\ nat\ (t_1 - t_0) = 0 + Const.$$

Nennen wir ferner t_2 die Temperatur der Feuerluft am Ende des Kessels, also für $x = l$, wo die Gase den Kessel verlassen, so gibt das allgemeine Integral:

$$Log\ (t_2 - t_0) = - \frac{\mu b}{cq} l + Const.$$

Durch Subtraction der beiden letzten Gleichungen folgt dann

$$Log\ nat \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_a} = \frac{\mu b l}{cq},$$

und hieraus endlich die Temperatur t_2 am Ende des Kessels

$$t_2 = t_0 + (t_1 - t_0) \left(e^{-\frac{\mu b l}{cq}}\right),$$

wo e die Basis des natürlichen Logarithmensystems bezeichnet. Der Werth $-\frac{\mu b l}{cq}$, der als Exponent von e erscheint, lässt sich aber anders schreiben; zunächst ist bl nichts anderes, als die gesammte Heizfläche F.

Nehme ich ferner an, dass auf dem Roste in der Stunde Q Kilogramme Brennstoff verbrennen, und dass bei richtiger Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff v Cubikmeter Verbrennungsgase (reducirt auf 0° Temperatur und mittleren Barometerstand) abgeführt werden, so ist die Luftmenge, die pro Secunde durch den Rauchkanal geht:

$$\frac{vQ}{3600} \text{ Cubikmeter},$$

oder wenn ein Cubikmeter γ Kilogramme wiegt, das Gewicht q derselben:

$$q = \frac{v\gamma \cdot Q}{3600}.$$

Führt man die eben gefundenen Werthe in obige, für t_2 gegebene Gleichung ein, so folgt:

$$t_2 = t_0 + (t_1 - t_0) \left(e^{-\frac{3600 \mu F}{e v \gamma . Q}}\right). \qquad (1)$$

Diese Gleichung wird uns unten in den Stand setzen, die Temperatur der Verbrennungsgase am Ende des Kessels zu bestimmen, nachdem über die Werthe der auf der rechten Seite vorkommenden Grössen das Nähere festgestellt ist. Uebrigens gilt die Gleichung auch dann noch, wenn die Feuerluft mehrmals um den Kessel herumgeführt wird, überhaupt gilt sie für jede Kesselanlage, wenn unter F nur die gesammte Heizfläche verstanden wird. Obige Annahme, dass die Feuerluft bloss unter dem Kessel hinstreicht und dann denselben verlässt, wurde lediglich gemacht, um die Aufstellung der Grundformeln zu erleichtern.

Ich nenne nun W die absolute Heizkraft des angewandten Brennstoffes; W giht also bekanntlich an, wie viel Kilogramme Wasser bei der ganz vollkommenen Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff von 0° auf 1° Cels. Temperatur erhöht werden können; der Werth W ist für die wichtigsten Brennstoffe durch Versuche bekannt.

Diese Wärmemenge wird aber bei einer Dampfkesselfeuerung weder auf dem Roste frei, in Folge der weniger volkommenen Verbrennung daselbst, noch tritt die wirklich frei werdende Wärme vollständig in den Kessel. Die Wärmemenge, welche bei Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff wirklich im Kessel nutzbar wird, sei W_1; dieselbe bestimmt sich in folgender Weise. Die Gasmenge, welche während der Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff unter dem Kessel hinstreicht, war v, ihr Gewicht $v\gamma$; da diese Gasmenge aus der Temperatur t_1 im Feuerraume in die Temperatur t_2 am Ende des Kessels übergeht, so gibt sie folgende Wärmemenge an den Kessel ab:

$$W_1 = cv\gamma (t_1 - t_2),$$

oder das Verhältniss dieser Wärmemenge zu der, die man bei vollkommener Verbrennung wirklich erzeugen könnte:

$$\frac{W_1}{W} = \frac{cv\gamma}{W} (t_1 - t_2). \qquad (2)$$

Die Wärmemenge, welche bei der Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff auf dem Roste einer Dampfkesselfeuerung wirklich nutzbar, d. h. darauf verwendet wird, die Temperatur der zuströmenden Luft auf die Temperatur t_1 im Feuerraume zu erhöhen, sei W_4; dieser Werth ist immer kleiner als W, weil nicht nur auf dem Roste eine weniger vollkommene Verbrennung stattfindet, sondern auch noch andere Störungen und Wärmeverluste auftreten, die sich durch Rechnungen nicht näher bestimmen lassen. Die Luftmenge, welche durch den Rost eintritt und die Temperatur τ haben mag, ist streng genommen etwas geringer, als die Gasmenge, welche nach der Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff durch die Züge geht, das Volumen beider, reducirt auf 0° Temperatur und mittleren Barometerstand, differirt aber in Wirklichkeit so wenig, dass wir auch das durch den Rost zur Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff eintretende Luftquantum v setzen können; das Gewicht ist $v\gamma$, und da diese Luftmenge aus der Temperatur τ zur Temperatur t_1 übergeführt wird, so ist die bei Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff auf dem Roste nützlich verwendete Wärmemenge:

$$W_2 = cv\gamma (t_1 - \tau).$$

oder ihr Verhältniss zu der, die bei vollkommenster Verbrennung frei würde:

$$\frac{W_2}{W} = \frac{cv\gamma}{W} (t_1 - \tau). \qquad (3)$$

Endlich ist die Wärmemenge W_3, die durch die abziehenden Verbrennungsgase verloren geht,

$$W_3 = cv\gamma (t_2 - \tau),$$

weil ihre Temperatur t_2 ist und die durch den Rost eintretende Luft schon die Temperatur τ hatte; das Verhältniss zu W ist:

$$\frac{W_3}{W} = \frac{cv\gamma}{W}(t_2 - \tau). \qquad (4)$$

Die Gleichungen (1), (2), (3) und (4) sind es nun, die den folgenden Betrachtungen zu Grunde gelegt wurden. Bevor aber auf spezielle Fälle eingegangen wird, soll erst noch gezeigt werden, dass die Temperatur t_0 des Dampfes im Kessel von sehr geringem Einfluss auf die Wärmemengen W_1 und W_3 ist.

Setzt man in Gleichung (2) den Werth von t_2, wie ihn Gleichung (1) gibt, und substituirt man dann den aus Gleichung (3) folgenden Werth von t_1, nämlich:

$$t_1 = \frac{W_2}{cv\gamma} + \tau, \text{ so folgt:}$$

$$\frac{W_1}{W} = \left[\frac{W_2}{W} - \frac{cv\gamma(t_0 - \tau)}{W}\right]\left(1 - e^{-\frac{3600\mu F}{cv\gamma . Q}}\right). \qquad (5)$$

Nun variirt für die gewöhnlichen vorkommenden Dampfspannungen oder die gewöhnlichen Werthe von t_0 der Werth $cv\gamma(t_0 - \tau)$ um sehr wenig gegen W_2; so dass also die Veränderlichkeit des mit t_0 versehenen Gliedes von geringem Einfluss auf W_1, d. h. auf die in den Kessel wirklich eintretende Wärmemenge ist. Es ist daher erlaubt, im Folgenden für die gewöhnlichen Fälle eine mittlere Dampftemperatur etwa $t_0 = 120°$ anzunehmen. Es stimmt auch mit der praktischen Erfahrung überein, dass die Erzeugung von hoch oder tief gespanntem Dampfe ziemlich dieselbe Menge Brennstoff erfordert.

In gleicher Weise lässt sich zeigen, dass bei Annahme verschiedener Dampfspannungen unter sonst gleichen Verhältnissen der Werth von W_3 sich ebenfalls nur wenig ändert.

Im Folgenden werden nun die allgemeinen Formeln auf Untersuchung der Steinkohlenfeuerungen angewendet, weil nur für diese die vorhandenen Erfahrungsresultate genügen. Im Allgemeinen wird man jedoch auch auf die zu erwartenden Resultate bei andern Brennstoffen schliessen können.

Zunächst nehme ich durchgängig mittlere Steinkohlen an, für welche gewöhnlich die Heizkraft $W = 7500$ Calorien gesetzt wird. Ferner rechnet man im Mittel bei Steinkohlenfeuerungen auf jeden Quadratmeter Heizfläche stündlich 4 Kilogramme Kohlen, es ist also

$$\frac{F}{Q} = 0{,}25,$$

oder die Heizfläche, welche 100 Kilogramme Kohlen stündlich entspricht, 25 Quadratmeter. Ferner nimmt man gewöhnlich an, dass ein Quadratmeter Heizfläche unter mittleren Verhältnissen stündlich 25 Kilogramme Dampf liefert, und dass die Temperatur im Schornsteine 300° C. ist; man kann daher annehmen, dass die Gase beim Verlassen des Kessels eine Temperatur von 350° haben. Ferner ist die Luftmenge v vorauszusetzen; für diesen Werth nehme ich nach den Versuchen in Wesserlingen 16 Cubikmeter an (reducirt auf 0° Temperatur und mittleren Barometerstand); das Gewicht der Cubikeinheit dieser Luft ist $\gamma = 1{,}3$ Kilogr. und die specifische Wärme $c = 0{,}25$ zu setzen. Genauer ist nach Regnault $c = 0{,}2377$ für atmosphärische Luft; da wir es aber mit einer Mischung verschiedener Gase zu thun haben, deren specifische Wärme zum Theil grösser, als die Luft ist, so habe ich obigen Werth angenommen.

Um nun obige Formeln zunächst für die eben angegebenen mittleren Verhältnisse zu benutzen, nehme ich zunächst noch die Temperatur des Kesselwassers $t_0 = 120°$ und die der äusseren Luft $\tau = 12°$.

Gibt 1 Quadratmeter Heizfläche stündlich x Kilogramm Dampf, so gibt der ganze Kessel stündlich Fx Kilogr., und diese erfordern nach Regnault die Wärmemenge

$$(606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau_0)\, Fx,$$

wenn τ_0 die Temperatur des Speisewassers ist, für die wir ebenfalls 12° annehmen werden.

Da stündlich Q Kilogr. Steinkohlen auf dem Roste verbrennen sollen, so würden diese bei vollkommener Verbrennung die Wärmemenge WQ entwickeln, von dieser geht aber nur der Theil $\frac{W_1}{W}$ in den Kessel, also im Ganzen $\frac{W_1}{W} \cdot WQ$; daher folgt

$$\frac{W_1}{W} = \frac{(606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau_0)}{W} \cdot \frac{F}{Q} \cdot x \text{ und}$$

$$x = \frac{W_1}{W} \cdot \frac{W}{606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau_0} \cdot \frac{Q}{F}. \qquad (6)$$

Setzt man in die erstere der beiden Gleichungen oben gegebene Werthe $t_0 = 120°$, $\tau_0 = 12°$, $W = 7500$, $\frac{F}{Q} = 0{,}25$, $x = 25$, so folgt:

$$\frac{W_1}{W} = 0{,}527.$$

Hiernach tritt unter mittleren Verhältnissen bei gewöhnlichen Dampfkesselfeuerungen nur 52,7 Procent derjenigen Wärmemenge in den Kessel, die man bei ganz vollkommener Verbrennung mittlerer Steinkohlen erzeugen würde.

Mit Hülfe des vorstehenden Werthes lässt sich jetzt aus Gleichung (2) die Temperatur der Luft im Feuerraume berechnen, man erhält

$$t_1 = \frac{W_1}{W} \cdot \frac{W}{cv\gamma} + t_2,$$

oder die oben gegebenen Werthe eingesetzt:

$$t_1 = 1110°.$$

Gewöhnlich gibt man dafür 1200° an.

Mit Hülfe dieses Werthes findet sich nun nach Gleichung (3):

$$\frac{W_2}{W} = 0{,}761,$$

d. h. bei den gewöhnlichen Anlagen mit Steinkohlenfeuerung werden auf dem Roste nur 76,1 Procent der Wärme frei, die sonst bei vollkommener Verbrennung erzeugt würden. Dieser Werth erscheint vielleicht etwas klein; es rührt diess daher, dass der Werth:

$$1 - \frac{W_2}{W} = 0{,}239$$

nicht allein den Verlust bezeichnet, der in Folge unvollkommener Verbrennung entsteht, sondern dass er auf Grund der ganzen Rechnungsanlage auch alle die Wärme-

verluste mit in sich schliesst, die wir nicht besonders in Betracht ziehen konnten.

Ferner bestimmt sich nach Gleichung (4) unter Annahme der oben gegebenen Werthe:

$$\frac{W_3}{W} = 0{,}234.$$

Durch die im Schornstein abziehenden Gase gehen also 23,4 Procent an Wärme verloren, gewöhnlich nimmt man 25 Procent an.

Nach diesen Vorbereitungen lässt sich nun endlich nach Gleichung (1) der Wärmeleitungscoefficient μ berechnen, dessen Bestimmung hier von besonderer Wichtigkeit ist. Durch Umformung von Gleichung (1) erhält man

$$\mu = \frac{c v \gamma}{3600} \frac{Q}{F} \; Log\ nat \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_a};$$

und hieraus durch Substitution der bekannten Werthe

$$\mu = 0{,}00840 = \frac{1}{119}.$$

Dieser Werth bedeutet nichts anderes, als die Wärmemenge, die pro Secunde durch 1 Quadratmeter Kesselwand geht, wenn die Temperatur der Verbrennungsgase auf der einen Seite um 1° höher ist, als die des Wassers auf der anderen Seite der Fläche.

Jetzt endlich kann zur Beantwortung der Hauptfrage übergegangen werden. Man denke sich eine gewisse Dampfkesselanlage, bei welcher der Zug auf künstliche Weise, also etwa durch einen Ventilator, hervorgebracht werde, so dass also stets das zur Verbrennung nöthige Luftquantum, nämlich $v = 16$ Cubikmeter pro 1 Kilogramm Steinkohlen, durchgeführt wird, mag die Temperatur t_2 der Gase beim Verlassen des Kessels eine beliebige sein, wenn sie nur höher als die Temperatur des Wassers im Kessel ist. Die Temperatur im Feuerraume wird dann immer $t_1 = 1110°$ sein, wenn ich die oben angenommenen Temperaturen $t_0 = 120°$, $\tau = \tau_0 = 12°$ beibehalte. Bei dieser Anlage sollen nun Versuche in der Art angestellt werden, dass man bei jedem Versuche anders feuert; das eine Mal sollen z. B. pro 1 Quadratmeter Heizfläche 1 Kilogramm Kohlen, das andere Mal 2, das dritte Mal 3 Kilogramme verbrannt werden, so dass also beziehungsweise ist $\frac{F}{Q} = 1, \frac{1}{2}, \frac{1}{3}$ etc., oder $\frac{F}{Q} = 1, 2, 3$ etc. Unter dieser Voraussetzung bestimmt sich zunächst für jeden einzelnen Versuch nach Gleichung (1) die Temperatur der Feuerluft am Ende des Kessels, und zwar nimmt diese Gleichung für vorliegende Rechnung durch Einführung der bekannten Werthe von t_0, t_1, c, v, γ und μ folgende Gestalt an:

$$t_2 = 120 + 990 \cdot e^{-5{,}8177 \cdot \frac{F}{Q}}$$

Dann finden sich die Wärmemengen, die in den Kessel treten und durch die abziehenden Gase verloren gehen, nach Gleichung (2) und (4).

Dann berechnet sich nach Gleichung (6), welche hier folgende Gestalt annimmt, die Dampfmenge x stündlich pro Quadratmeter Heizfläche

$$x = 11{,}886 \cdot \frac{W_1}{W} \cdot \frac{Q}{F}.$$

Ferner berechnet sich noch die Dampfmenge in Kilogrammen, welche bei jedem Versuche durch ein Kilogr. Kohlen erzeugt wird, auf folgende Weise:

Jedes Quadratmeter Heizfläche gibt stündlich x Kilogr. Dampf; da nun pro Quadratmeter $\frac{Q}{F}$ Kilogr. Brennstoff verbraucht werden, so gibt ein Kilogramm Brennstoff $\frac{x}{\frac{Q}{F}}$ oder $x \frac{F}{Q}$ Kilogramme Dampf.

Auf diese Weise ist die folgende Tabelle entstanden; die beiden letzten Horizontalreihen sind einfach durch Umkehrung der eben gegebenen letzten beiden Formeln hervorgegangen.

Tabelle I. Mittlere Temperatur des Dampfes $t_0 = 120°$.

(1) Steinkohlenmenge in Kilogr. stündlich pro Quadratmeter Heizfläche	$\frac{Q}{F} =$	10	8	6	4	3	2	1¾	1½	1¼	1 Kilogramm.
(2) Temperatur der Feuerluft beim Eintritt in den Fuchs	$t_2 =$	673	598	495	350	262	174	156	140	129	123 Grad C.
(3) Wärmemenge, welche zur Dampfbildung verwendet wird (In Prozenten der absoluten Heizkraft.)	$\frac{W_1}{W} =$	30,3	35,5	42,6	52,7	58,8	64,9	66,1	67,2	67,9	68,4
(4) Wärmemenge, welche durch die abziehenden Gase verloren geht. (In Prozenten der absoluten Heizkraft.)	$\frac{W_3}{W} =$	45,8	40,6	33,5	23,4	17,3	11,2	10,0	8,9	8,2	7,7
(5) Dampfmenge stündlich pro Quadratmeter Heizfläche	$x =$	36,01	33,75	30,41	25,00	20,96	15,43	13,76	11,99	10,09	8,13 Kilogr.
(6) Dampfmenge pro 1 Kilogramm Steinkohlen		3,60	4,22	5,07	6,25	6,99	7,71	7,86	7,99	8,07	8,13 Kilogr.
(7) Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich		2,77	2,96	3,29	4,00	4,77	6,48	7,27	8,34	9,91	12,29 □Met.
(8) Steinkohlenmenge zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf		27,77	23,70	19,73	16,00	14,31	12,96	12,72	12,51	12,58	12,29 Kilogr.

Die Werthe derjenigen Verticalcolumne, welche einer Verbrennung von 4 Kilogrammen Steinkohlen stündlich pro Quadratmeter entsprechen und die durch fettere Schrift hervortreten, sind diejenigen, die wir zum Theil der ganzen Rechnung zu Grunde legten. Man bemerkt aus den Werthen der zweiten Horizontalreihe, in welchem Masse die Temperatur der abziehenden Gase geringer wird, je weniger man pro Quadratmeter Heizfläche stündlich an Steinkohlen verbrennt, oder umgekehrt, je grösser für ein bestimmtes stündlich zu verbrennendes Kohlenquantum die Heizfläche gemacht wird. Zeile (3) zeigt wie gleichzeitig dann eine immer grössere Wärmemenge im Kessel nutzbar verwendet wird, und dann folgt, wie viel kleiner nach Zeile (4) die Wärmemenge wird, welche die abziehenden Gase entführen. Die äusserste Grenze der Ersparniss ist aber erreicht, sobald die Gase die Temperatur des Kesselwassers angenommen haben; eine weitere Abkühlung durch Vergrösserung der Heizfläche ist nicht denkbar, weil sonst die aus dem Kessel zurücktretende Wärme die Gase auf constanter Temperatur erhalten würde. Nehme ich an, man habe Dampf im Kessel, der wirklich genau die der Temperatur $t_0 = 120^0$ entsprechende Spannung hat, und es würden die Gase durch entsprechende Grösse der Heizfläche wirklich bis 120^0 abgekühlt, dann bleibt der durch das Abführen derselben hervorgebrachte Wärmeverlust immer noch:

$$\frac{W^2}{W} = \frac{cv\gamma}{W}(t_0 - \tau)$$

nach Gleichung (4), und man hat den Wärmeverlust, der unter den angenommenen Verhältnissen der geringste ist, mag der Zug auf irgend eine Weise bewerkstelligt werden:

$$\frac{W_3}{W} = 0{,}075.$$

also 7,5 Procent. Eine so starke Abkühlung wird man aber selbst bei Anwendung von Ventilatoren in der Praxis nicht zu erreichen streben, weil, wie das Weitere zeigen wird, dazu eine unverhältnissmässige Heizfläche erforderlich ist, und durch eine geringere Heizfläche beinahe dasselbe erreicht wird. Hat man höher gespannten Dampf, also solchen von höherer Temperatur, dann fällt der kleinste Werth von $\frac{W_3}{W}$ grösser aus, als der eben berechnete.

Die Zeile (5) giebt die Dampfmenge pro Quadratmeter Heizfläche stündlich, die Werthe nehmen um so mehr ab, je grösser die Heizfläche für ein gewisses stündliches Kohlenquantum genommen wird, je vortheilhafter man also die Wärme benutzt. Der Vortheil geht aus den Werthen der (6.) Zeile hervor, welche die Dampfmenge gibt, die durch 1 Kilogr. Steinkohlen gewonnen wird. Man sieht, dass man mit mittleren Steinkohlen, welche bei gewöhnlichen Feuerungen durchschnittlich 6 bis 6,5 Kilogr., also im Mittel wie die Tabelle annimmt, 6,25 Kilogr. Dampf geben, dass diese bei gehöriger Vergrösserung der Heizfläche bis zu 8 Kilogrammen Dampf geben können; bei besseren Steinkohlen würden alle Werthe noch etwas höher ausfallen, als die Tabelle gibt. Man sieht aber aus Allem, dass die Angabe, wie viel Kilogramme Dampf durch ein Kilogramm Brennstoff gewonnen werden, durchaus nicht, wie diess in der Praxis fast allgemeine Ansicht ist, als Mass für die Güte des Brennstoffes anzusehen ist, die Tabelle zeigt, dass selbst mittlere Steinkohlen bis zu 8 Kilogrammen Dampf liefern können, wenn die Heizfläche nur so gross ist, dass die Verbrennungsgase stärker, als gewöhnlich, abgekühlt werden.

Will man daher derartige Angaben unter einander vergleichen und auf die Grösse der Heizkraft des Brennstoffes schliessen, so sollte dabei stets noch eine Angabe gemacht werden, und zwar, wie viel Brennstoff stündlich pro Quadratmeter Heizfläche verbrannt wurden. Vergleicht man die Heizkraft verschiedener Steinkohlensorten, wie sie z. B. Cavé durch Versuche gefunden hat mit Rücksicht darauf, wie viel stündlich bei den Versuchen pro Quadratmeter Heizfläche verbrannt wurden, so findet sich, dass die verschiedenen Sorten hinsichtlich ihrer Heizkraft, die sie bei Dampfkesselfeuerungen entwickeln, nur wenig differiren. Ueberhaupt war die verhältnissmässig gute Uebereinstimmung der Cavé'schen Versuche mit den Ergebnissen der oben geführten Rechnungen ein Grund mehr für mich, anzunehmen, dass die obigen theoretischen Betrachtungen vollkommen ausreichen, die vorliegende Frage genügend zu beantworten.

Den wichtigsten Theil obiger Tabelle für unsere Zwecke bilden die beiden letzten Zeilen (7) und (8); alle Verbesserungen an Dampfkesselfeuerungen gehen darauf hinaus, ein gewisses Quantum Dampf mit einer möglichst geringen Menge Brennstoff zu erzeugen. Die unterste Zeile gibt nun die Steinkohlenmenge in Kilogrammen, welche erforderlich ist, stündlich 100 Kilogramme Dampf mittlerer Spannung zu erzeugen. Die darüber stehenden Werthe der (7) Zeile geben dann an, welche Heizfläche dazu erforderlich ist, wenn die Verbrennungsgase den Kessel mit der Temperatur verlassen, welche Zeile (2) angibt.

Man bemerkt nun, dass die Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogrammen Dampf immer grösser werden muss, je mehr die Verbrennungsgase abgekühlt werden, und dass der Gewinn an Steinkohlen zunimmt. Gewöhnlich erzeugt man auf 4 Quadratmeter Heizfläche mit 16 Kilogrammen Kohlen stündlich 100 Kilogramme Dampf, macht man aber die Heizfläche grösser, etwa 6,48 Quadratmeter, so ist das erforderliche Kohlenquantum 12,96 Kilogramme, bei 8,38 Quadratmeter aber 12,51 Kilogramme. Um den Einfluss der Heizfläche besser übersehen zu können, ist aus obiger Tabelle I. zum Theil durch Interpolation die auf pag. 118 stehende Tabelle II. zusammengestellt worden.

Diese Tabelle zeigt deutlich, dass mit einer Vergrösserung der Heizfläche entschieden ein Gewinn an Brennstoff verbunden ist, dass aber in der Praxis schon durch mässige Vergrösserung der Heizfläche fast der ganze Vortheil zu erreichen ist, der in der Anwendung der Ventilatoren geboten wird. Stellt man sich vor, man habe bei einem Dampfkessel seither auf 4 Quadratmeter Heizfläche mit 16 Kilogrammen Kohlen stündlich 100 Kilogr. Dampf erhalten, und ersetzt man diese Anlage durch eine andere, deren Heizfläche das $1\frac{1}{2}$fache der ersteren ist, und bringt man wegen der grösseren Abkühlung der Gase statt des Schornsteines einen Ventilator an, so braucht man jetzt

Tabelle II. Mittlere Temperatur des Dampfes $t_0 = 120°$.

Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich	4	5	6	8	10	12 Quadratmeter
Erforderliche Steinkohlenmenge	16,00	13,98	13,19	12,57	12,37	12,30 Kilogr.
Temperatur der abziehenden Gase	350°	243°	190°	144°	129°	123°

bei 6 Quadratmeter Heizfläche pro 100 Kilogramme Kohlen stündlich nur noch 13,19 Kilogramme Kohlen, d. h. man erspart dadurch 17,5 Procent an Kohlen.

Hätte man die Heizfläche verdoppelt, also von 4 auf 8 Quadratmeter gebracht, so wären bei der neuen Anlage 16 — 12,57 = 3,43 Kohlen weniger erforderlich, um stündlich 100 Kilogramme Dampf zu schaffen, die Ersparniss wäre 21,4 Procent.

Im ersten Falle beträgt die Temperatur der Verbrennungsgase beim Verlassen des Kessels 190°, im anderen 144°.

Die Tabelle zeigt ferner, dass eine weitere Abkühlung der Gase durch fernere Vergrösserung der Heizfläche nur sehr geringen Vortheil bringt. Diese Resultate sind für die Praxis von überaus grosser Wichtigkeit.

Eine Ersparniss an Brennmaterial bis zu 17 und 20 Procent muss ausserordentlich günstig genannt werden; vor Allem aber liegt der Vortheil noch darin, dass diese Ersparnisse auf höchst einfache Weise durch eine sehr mässige Vergrösserung der Heizfläche erreicht werden können.

Ein Theil des Gewinnes geht zwar wieder dadurch verloren, dass die Bewegung des Ventilators Arbeit, also ebenfalls Brennstoff erfordert, dieser Verlust ist aber verhältnissmässig gering, und es bleibt in jedem Falle ein Gewinn, der gewiss grösser ist als der, welcher sich durch Ausführung der meisten Vorschläge ergeben würde, die auf andere Weise Ersparnisse an Dampfkesselfeuerungen bezwecken.

Um die Frage möglichst nach allen Richtungen hin zu beleuchten, soweit es eben unsere Formeln gestatten, ist im Folgenden noch vorausgesetzt worden, die Dampftemperatur sei niedriger oder höher, als die mittlere von $t_0 = 120°$.

Die beiden folgenden Tabellen sind ebenso aus grösseren hervorgegangen, wie Tabelle II. und I. Sie gelten also unter der Voraussetzung, dass bei mittlerer Dampftemperatur unter gewöhnlichen Verhältnissen durch 16 Kilogramme Kohle auf 4 Quadratmetern Heizfläche stündlich 100 Kilogr. Dampf producirt werden.

Tabelle III. Tiefdruck. Dampfspannung 1¼ Atmosphären. Temperatur $t_0 = 106°$.

Heizfläche zur Erzeugnng von 100 Kilogr. Dampf stündlich	4	5	6	8	10	12 Quadratmeter
Erforderliche Steinkohlenmenge	15,35	13,63	12,87	12,29	12,12	12,05 Kilogr.
Temperatur der abziehenden Gase	326°	225°	172°	129°	114°	109°

Tabelle IV. Hochdruck. Dampfspannung 4 Atmosphären. Temperatur $t_0 = 145°$.

Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich	4	5	6	8	19	12 Quadratmeter
Erforderliche Steinkohlenmenge	17,03	14,80	13,88	13,12	12,87	12,79 Kilogr.
Temperatur der abziehenden Gase	391°	280°	223°	173°	155°	149°

Zunächst zeigen beide Tabellen, dass stets die Erzeugung von tiefgespanntem Dampf etwas vortheilhafter ist, als die von hochgespanntem; dass aber in dem einen, wie im anderen Falle, gerade wie es oben bei Mitteldruck angegeben wurde, durch eine Vergrösserung der Heizfläche auf das 1½- bis 2fache unter Anwendung des Ventilators eine Ersparniss von respective 17 und 20 Procent an Steinkohlen zu erreichen ist und dass bei einer weiteren Vergrösserung der Heizfläche der Vortheil nur sehr langsam wächst.

Jedenfalls ist daraus zu schliessen, dass unter allen Umständen die Anwendung des Ventilators statt hoher, kostspieliger Schornsteine zu empfehlen ist, dass man aber dann, statt wie gewöhnlich auf 100 Kilogramme Dampf stündlich 4 Quadratmeter Heizfläche, 6 und noch besser 8 Quadratmeter rechnen muss. Es ist dann, selbst wenn die Arbeit, welche der Ventilator beansprucht, in Rechnung gebracht wird, gewiss ein ansehnlicher Gewinn an Brennstoff zu erwarten.

Genauere Bestimmungen sind nur durch Versuche zu erwarten, ich glaube aber, die vorstehenden Rechnungsresultate haben wenigstens den grossen Vortheil, dass sie schon im Voraus andeuten, in welcher Art bei den Versuchen die Feuerung zu leiten ist, um Erfolge zu erzielen.

Selbst angenommen, die der Rechnung zu Grunde gelegten Erfahrungswerthe seien sehr unsicher, so lässt sich doch kaum erwarten, dass sie so sehr von der Wahrheit abweichen sollten, dass der obige Schluss nicht wenigstens im Allgemeinen richtig ist. Dann zeigt aber auch ein Vergleich mit den Versuchen von Cavé und selbst denen von Brix eine Uebereinstimmung, wie man sie bei Berücksichtigung der unsichern Grundlagen unserer Rechnungen kaum erwarten sollte. Bei Vergleichung mit den Brix'schen Versuchen muss man nur berücksichtigen, dass diese fast unter den günstigsten Verhältnissen ausgeführt wurden; die Steinkohlenmenge stündlich pro Quadratmeter Heizfläche fällt bei denselben zwischen 1 und 2 Kilogrammen aus, während man gewöhnlich 4 im Mittel rechnet; daraus geht, wie die Tabelle I zeigt, nicht nur hervor, dass die Gase beim Eintritt in den Schornstein viel stärker als gewöhnlich abgekühlt sein mussten, wie auch die Brix'schen Versuchstabellen zeigen, sondern, dass auch die Dampfmengen pro 1 Kilogramm Kohlen bei den Versuchen grösser ausfallen mussten, als dies unter gewöhnlichen Verhältnissen der Fall sein wird. Wendet man obige Formeln auf einige Brix'sche Versuche an, dann findet sich für die Temperatur der Verbrennungsgase im Schornsteine eine gute Uebereinstimmung, nur in Betreff der Dampfmenge, welche 1 Kilogr. Kohlen liefert, ist dies nicht ganz der Fall, es scheint, dass der mittlere oben angenommene Werth von 6,25 Kilogr. Dampf pro 1 Kilogr. Kohlen für mittlere Verhältnisse noch etwas zu gross ist. Der Kessel, mit welchem Herr Brix seine Versuche anstellte, hatte die Einrichtung, dass man durch Absperren oder Oeffnen gewisser Rauchkanäle die Verbrennungsgase früher oder später in den Schornstein führen konnte, so dass nach Belieben die Heizfläche etwa 350 oder nur 225 Quadratfuss preussisch angenommen werden konnte. Mit einzelnen Steinkohlensorten führte Herr Brix den Versuch das eine Mal mit der grösseren, das andere Mal mit der kleineren Heizfläche aus; man sollte nun nach obiger Theorie und auch nach der gewöhnlichen Anschauung der Sache erwarten, dass dieselbe Kohlensorte bei Anwendung der grösseren Heizfläche mehr Dampf hätte geben müssen, als bei Anwendung der kleineren, vorausgesetzt, dass bei beiden Versuchen stündlich ungefähr dasselbe Kohlenquantum verbrannt wurde, welch Letzteres auch wirklich geschah. Dieses Resultat zeigen aber die Versuche nicht, das eine Mal sprechen die Versuche zu Gunsten der grösseren, das andere Mal zu Gunsten der kleineren Heizfläche; es scheint also, dass eine Vergrösserung der Heizfläche bei den Brix'schen Anordnungen ohne merklichen Einfluss war. Dieses Resultat findet aber nach obiger Tabelle I. seine vollständige Erklärung; wie schon erwähnt, verbrannte Herr Brix durchschnittlich pro Quadratmeter Heizfläche stündlich nur zwischen 1 und 2 Kilogramm Kohlen; die Tabelle zeigt nun zwischen diesen Werthen der (1.) Zeile, dass trotz der grossen Verschiedenheit der Heizfläche nach Zeile (7) die Werthe für die Dampfmenge pro 1 Kilogramm Kohlen nur sehr wenig differiren (s. Zeile 6), und dass also die Differenzen der Brix'schen Angaben nur in Beobachtungsfehlern liegen, die trotz aller Vorsicht nicht zu vermeiden waren. Hätten diese höchst interessanten, verdienstvollen Versuche nicht nur den Zweck gehabt, eine Vergleichung der Heizkraft der Brennstoffe der preussischen Staaten vorzunehmen, sondern zugleich den Einfluss verschiedener Anordnungen der Feuerungsanlage auf die Heizkraft zu untersuchen, dann wäre es erforderlich gewesen, stärker zu heizen, d. h. mehr Brennstoff pro Quadrateinheit Heizfläche zu verbrennen, als diess wirklich geschah. Bei Versuchen zu diesem Zwecke würde es selbst zweckmässig sein, stärker zu feuern, als diess gewöhnlich geschieht, damit die schädlichen Einflüsse entschiedener hervortreten und zur Messung geeigneter werden. (Civ. Ingen.)

Dampfpumpe ohne rotirende Bewegung.

Von Max Luschka.

Taf. 11. Fig. 3 — 5.

Die Art und Weise der Ausführung von Dampfpumpen zur Speisung von Dampfkesseln etc., bei welchen keine Uebertragung der geradlinigen Bewegung vermittelst einer rotirenden Bewegung vorkommt, gestattet mehr oder minder eine einfache und zugleich gedrängte Anordnung aller Theile derselben, und deren Anwendung ist namentlich dort zu empfehlen, wo es sich um möglichste Ersparung von Raum und Kosten für die Anlage derselben handelt.

Im Folgenden wird in Kürze die Einrichtung einer auf Tafel 11 verzeichneten Dampfpumpe mitgetheilt, welche vom Oberingenieur Hrn. M. Luschka ausgeführt wurde und sich auf einer Locomotive der k. k. pr. österr. Staatseisenbahngesellschaft in Thätigkeit befindet.

Der Dampf tritt mittels eines gewöhnlichen Schiebers und zweier Canäle über oder unter einen feststehenden Kolben *a*, und hebt oder senkt hierdurch einen beweglichen Cylinder *b*, welcher mit dem Pumpenkolben *c* verbunden ist. An jedem Ende seines Laufes schlägt der Cylinder an einen Hebel *d*, welcher in folgender Weise auf den weiteren Steuerungsmechanismus wirkt. Der kürzere Arm dieses Hebels nimmt eine kräftige Feder *g* mit, welche an ihren Enden mit Nasen *h*, *h* versehen ist und zwischen zwei Führungen auf und ab gleitet, deren eine, dem Cylinder näher liegende, zwei schräg geführte Einschnitte besitzt. Der eigentliche Steuerungshebel *i*, welcher zur Schieberstange geht, hat den gleichen Bolzen zum Drehungspunkte wie der Hebel *d*, ist jedoch auf demselben lose angebracht; er wird lediglich durch den Druck der Feder, deren Enden abwechselnd ober- oder unterhalb des Drehpunktes auf denselben wirken, in Bewegung gesetzt, und in der jeweiligen Lage bis zur erfolgenden Wechselung der Bewegung erhalten. Wird also die Feder, etwa beim Aufgange des Cylinders, von oben nach unten bewegt, so verlässt zuerst die obere Nase den entsprechenden Ein-

schnitt in der Führung und wird unwirksam auf den Steuerungshebel. Dieser wird jedoch durch die Reibung des Dampfschiebers noch in seiner Stellung erhalten; der Cylinder fährt fort zu steigen, und es gelangt nun die Nase am unteren Ende der Feder über den entsprechenden Einschnitt. Nun schnappt die Feder mit ihrem Ende daselbst ein, wirkt in demselben Masse auf den unteren Theil des Steuerungshebels, und bringt denselben rasch in die entgegengesetzte Lage, in welcher er wieder festgehalten wird, und es beginnt der Niedergang des Cylinders, bis wieder der umgekehrte Vorgang stattfindet.

Die Steuerung dieser Dampfpumpe wird nie versagen, wenn für folgende Bedingungen gesorgt ist, und zwar:

1) dass die beiden Nasen an den Enden der Feder über die entsprechenden Einschnitte in der Führung nicht gleichzeitig zu stehen kommen;
2) dass die Neigung der Einschnitte nicht zu sanft sei;
3) dass die Feder kräftig genug ist für die Bewegung des Schiebers.

Bei dieser Pumpe wird ein eigenes Verfahren angewendet, um dieselbe in einem Gange zu erhalten, bei welchem sie am besten arbeitet. Es zeigte sich nämlich, dass bei dem geringsten Oeffnen oder Schliessen des Hahnes im Dampfzuströmungsrohre der Gang des Kolbens entweder übermässig beschleunigt oder zu sehr verzögert wurde, weshalb man genöthigt war, die Bewegung der Pumpe nur durch den abströmenden Dampf zu reguliren, während das Dampfzuströmungsrohr ganz offen blieb.

Diese Art der Regulirung zeigte sich weit weniger empfindlich als die frühere, so dass die entsprechende Ganggeschwindigkeit mit Leichtigkeit erzielt werden kann.

(Zeitschr. d. österr. Ing.-V.)

Maschine zum Abdrehen der Zapfen an gekröpften Wellen.

Von Mazeline & Comp. in Hâvre.

Taf. 11. Fig. 6—9.

Das Abdrehen der gekröpften Maschinenwellen ist mit nicht geringen Schwierigkeiten verbunden, indem man genöthigt ist, bedeutende Gewichte an die auf die gewöhnliche Drehbank aufgespannte Welle zu befestigen, um den excentrisch liegenden Theilen, den sogenannten Kröpfen, das Gleichgewicht zu halten. Dieser Uebelstand wird nun durch die vorliegende Maschine, welche ebenso schnell als sicher und gefahrlos für den Arbeiter wirkt, vollständig beseitigt. Die abzudrehende Welle wird, dem sonstigen Verfahren entgegengesetzt, festgehalten, während der Drehstahl sich um dieselbe herumbewegt. Bei dem gegenwärtigen Apparate arbeiten gleichzeitig zwei Stähle, von denen jeder die Hälfte der auszuführenden Arbeit zu verrichten hat. Der Theil des Gestelles, an welchem die Drehstähle befestigt sind, erhält eine doppelte Bewegung: einerseits eine rotirende um die Achse der abzudrehenden Welle, und anderseits eine Seitenbewegung in der Längenrichtung jener Achse.

Fig. 6 ist ein Längendurchschnitt der Maschine;
Fig. 7 der Grundriss;
Fig. 8 ein Durchschnitt nach 1—2 der Fig. 2, und
Fig. 9 eine Seitenansicht.

Die abzudrehende Welle *A* liegt auf zwei Gestellen *B* und *B'*, welche auf der Grundplatte *Z* gut befestigt sind.

Die Drehstähle *D* und *D'* werden von einer durchbrochenen gusseisernen Scheibe *C* getragen, welche — um den Zapfen *F* herum — sich in dem kreisförmigen Rahmen *H* drehen kann; der letztere selbst lässt sich auf der Grundplatte *Z* in der Richtung der Wellenachse zwischen den Backen *h* und *h'* verschieben.

Die Drehstähle stecken in den Gleitstücken *R*, welche mit Hülfe einer Schraube *r* und eines daran sitzenden Schalträdchens *s* in den Schlitzen der Scheibe *C* geschoben werden und somit den Drehstählen eine gegen die Wellenachse vorrückende Bewegung ertheilen.

Die rotirende Bewegung der Scheibe *C* und der Drehstähle erfolgt durch das in einen an der Scheibe befestigten Zahnkranz *J* eingreifende Getriebe *I*, dessen Welle *I'* mit ihrem Rade *U* in ein Getriebe eingreift, welches auf der mit den Riemenscheiben *T* und *T'* versehenen Triebwelle sitzt.

Die Längenbewegung der Drehstähle wird von der Welle *I'* aus durch eines der Winkelgetriebe *O* oder *O'*, durch das eingreifende Rad *N'*, die an dessen Achse befindliche endlose Schraube *N* und das Schraubenrad *M* vermittelt, indem durch dessen Umdrehung die mit einem Schraubengewinde versehene und durch eine am Fusse des Gestelles *H* befestigte Schraubenmutter *L* gehende Achse *K* dieses Gestelle verschiebt. Damit die Stähle, nachdem sie die abzudrehende Stelle der Länge nach, z. B. von rechts nach links, durchlaufen, wieder in der entgegengesetzten Richtung von links nach rechts arbeiten können, sind die beiden Winkelgetriebe *O* und *O'* auf einer durch die Gabel *P* verschiebbaren Hülse *n* angebracht und diese durch einen Keil mit der Welle *I'* verbunden. — Eine Hülse *H'* schützt das Räderwerk vor den herabfallenden Drehspähnen.

(Gén. industr.)

Ueber das Schärfen von Sägen.

Von W. Hauff in Newyork.

Taf. 11. Fig. 10 — 16.

Bei grossen Gatter- oder Cirkularsägen trägt ein gutes Richten und Schärfen der Säge im Verhältniss eben so viel zur Erleichterung der Arbeit bei, als bei Handsägen. Die Zähne der Gatter- und Zirkelsägen wurden bisher gewöhnlich nach Art der Handsägen ausgesetzt, und um die abgestumpften Zähne zu schärfen, wurden diese nachgefeilt und dann und wann mit dem Meissel oder mittels einer Presse tiefer gemacht. Diese Art des Schärfens ist die ungünstigste, weil jeder Zahn blos auf einer Seite schneidet, und weil das Aussetzen die Geradheit der Säge beeinträchtigt. Man wendet jetzt statt des alten Aussetzens eine eigene Art an, die Spitzen der Zähne mittels eines Setzmeissels auszubreiten, nachdem sie zuvor gut gerichtet wurden.

Die innere Seite einer Zirkelsäge (die gegen dem Klotze zu) soll vollkommen flach sein, und wenn je das Sägeblatt verschiedene Dicken oder Unebenheiten hat, so sollen diese auf der Seite nach dem Brete (dem abgeschnittenen Theil des Holzes) zu liegen. Darum macht man die an der Sägenspindel feste Scheibe etwas concav, die lose Scheibe aber vollkommen flach, und wenn nach dem Festschrauben die Säge nicht die verlangte Gestalt behält, kann man mittels Einlegen von Papierschnitzeln nachhelfen.

Wenn die Säge seitwärts vollkommen gerade läuft, dreht man sie langsam rückwärts und hält eine Feile fest gegen die Spitze der Zähne an. Auf diese Weise werden die vorstehenden Zähne abgefeilt, und die Spitzen werden alle in die gleiche Entfernung von dem Mittelpunkt gebracht. Um die Zähne wieder vollkommen spitzig zu bringen, feilt man von ihrem oberen Theile so viel weg, bis dadurch die gegen die Zähne gehaltene Face eben noch bemerkbar ist. Jetzt beginnt das Aussetzen der Säge. Zu diesem Zweck gebraucht man einen vorn gespaltenen Setzmeissel von der in Fig. 10 und 11 gegebenen Form. Fig. 10 ist eine Seitenansicht und Fig. 11 eine vordere Ansicht des Meissels. Der Winkel *a* des Meissels sollte etwas grösser sein als der Winkel der Zahnspitze. Die Vertiefung selbst ist der Länge nach etwas convex, wie durch die punktirte Linie *a a* Fig. 10 angedeutet ist. Dadurch wird erreicht, dass sich die Spitze des Zahnes von der Mitte aus nach beiden Seiten hin gleichmässig ausbreitet. Dieser Meissel wird auf den Zahn aufgesetzt, wie dies in Fig. 12 dargestellt ist, und die Spitze des Zahnes wird durch wiederholte, mässige Hammerschläge auf die verlangte Breite gebracht. Die Schneide kann verstärkt werden, wenn man den Obertheil des Zahnes mittels eines Niethammers ausstreckt, indem man ein in den unter dem Zahn befindlichen Raum passendes Stück Eisen als Unterlage benutzt.

Die Anzahl der Zähne hängt von der Härte des zu sägenden Materials ab. Die Richtung derselben ändert sich je nach dem Gebrauch. Zum Bretersägen sollen die Zähne möglichst viel nach vorn geneigt sein, und eine Säge von 4 Fuss Durchmesser soll zum Hartholz 30, zum Weichholz 24 Zähne haben. Die Neigung der Zähne kann man dadurch bekommen, dass man bei 30 Zähnen an einen mit dem halben, bei 24 Zähnen an einen mit $^5/_8$ des Sägenhalbmessers gezogenen Kreis von dem Umfang der Säge aus Tangenten zieht (Fig. 13). Der Rücken des Zahnes ist nach einer Linie *y y* abgeschrägt, welche den nächstfolgenden Zahn so viel unter der Spitze trifft, als dieser Schnitt haben soll. Wenn z. B. für jede Umdrehung der Säge der Block um $1^1/_2$ Zoll vorgeschoben werden soll, so muss bei 30 Zähnen jeder Zahn $^1/_{20}$ Zoll schneiden. Nachdem die Säge auf diese Weise vollständig gerichtet ist, wird die Schneide mittels einer feinen Feile vollständig scharf gemacht und dabei Sorge getragen, dass die Schneide jedes Zahnes mit der Axe der Säge genau parallel ist.

Bei Gattersägen, deren Zähne die in Fig. 14 angegebene Form haben, beträgt die Neigung der Zähne 60 Grad und diese werden auf die gleiche Weise ausgesetzt und scharf gemacht, wie die Zähne von Zirkelsägen.

Eine weniger empfehlenswerthe Zahnform ist die in Fig. 15 dargestellte. In diesem Fall werden die Zähne abwechslungsweise auf der innern Seite tiefer gefeilt, wie bei einer Querschnittsäge und dann mittels des Setzmeissels ausgesetzt.

Die älteste, am meisten gebrauchte, aber am wenigsten gute Zahnform ist die in Fig. 16 dargestellte, und diese ist so bekannt, dass keine weitere Erklärung nöthig ist.

In den Fig. 14—16 ist jedesmal ein Grundriss, eine Seitenansicht und eine vordere Ansicht der Säge dargestellt.

(Gewerbeblatt aus Württemberg, 1858 Nro. 17.)

Todd's Apparat zum Feuchten oder Nässen der Garnwickel.

Taf. 11. Fig. 17—19.

Vorliegende Verbesserungen (welche am 21. Mai 1857 in England patentirt wurden) bestehen im Feuchten der Garnwickel (Kötzer) mittelst hydraulischen Druckes vor dem Doubliren oder Weben. Ich bringe die zu behandelnden Wickel in eine mit Wasser gefüllte Kammer oder Cisterne. Auf diese Cisterne ist ein Deckel luftdicht geschraubt. Von der Cisterne geht eine Röhre nach einem Dampfkessel, in den sie unterhalb der Wasserlinie einmündet. Diese Röhre kann auch mit irgend einem hydraulischen Druckapparate in Verbindung gebracht werden, welcher nach dem Oeffnen des an der Röhre angebrachten Hahns die Flüssigkeit des Behälters durch die Wickel hindurchtreibt.

Fig. 17 stellt den Apparat zur Aufnahme der Garnwickel und die Methode, denselben mit einem Dampfkessel zu verbinden, im Durchschnitt dar.

Fig. 18 ist die Seitenansicht eines Apparates zur Erzielung einer vollständigen Sättigung der Garnwickel mittelst hydraulischen Druckes.

Fig. 19 ist die Seitenansicht einer bei diesem Apparate in Anwendung kommenden siebartig durchlöcherten Röhre.

a, a, Fig. 17 ist das Gestell des Apparates; *b* ist die Cisterne oder Kammer, welche das Garn und die Flüssigkeit aufnimmt; *c* der Deckel, welcher sich mittelst der Schraube *d* heben und senken lässt. Eine Röhre *f* verbindet die Kammer mit dem Dampfkessel *e*; diese Röhre ist mit einem Absperrhahn versehen. Der Hahn *h* des Deckels gestattet das Entweichen der Luft und auch die theilweise Entleerung der Flüssigkeit, wenn es sich darum handelt, den Deckel zu entfernen, um die Garnwickel herauszunehmen. Es ist klar, dass der auf die Flüssigkeit der Cisterne wirkende Druck des Wassers im Kessel die Flüssigkeit durch das Garn hindurchgepresst und letzteres vollständig damit tränkt. — In Fig. 18 steht der Wasserdruck im Kessel mit der Kammer *b* durch die Röhre *f* in Verbindung; doch befindet sich, wie Fig. 19 zeigt, bei dieser Anordnung jeder Wickel auf einer am Deckel der Kammer angebrachten durchlöcherten Röhre *i*, so dass bei erfolgendem hydraulischen Drucke die Flüssigkeit die Röhren *i* hinauf und durch die Löcher in die Garnwickel getrieben wird. Auf diese Weise werden letztere von der Flüssigkeit vollständig durchdrungen und gesässigt. Diese

Sättigung kann man auch auf umgekehrtem Wege erreichen, indem man die Luft aus der Röhre pumpt.

Sollen die Kötzer mit einer färbenden Flüssigkeit durchdrungen werden, so trocknet man sie nachher dadurch, dass man heisse Luft durch die durchlöcherten Röhren presst.

Robertson's Lumpen-Kochapparat.

Taf. 12. Fig. 1 und 2.

Das Februarheft des Practical Mechanic's Journal d. J. theilt einen Apparat zum Auskochen und Reinigen der Lumpen, welche zur Papierfabrikation verwendet werden sollen, mit.

Die ganze Einrichtung dieser Dampfkoch-Vorrichtung ist als eine recht zweckmässige und empfehlungswürdige zu bezeichnen. da das Füllen und Entleeren des Kochgefässes auf eine einfache und bequeme Weise, und das Durcharbeiten der Füllung mit der Lauge, unter Einwirkung von Wasserdampf bis zur Temperatur des Kochens, recht kräftig und innig bewerkstelligt werden kann.

Der Apparat besteht aus zwei, concentrisch in einander steckenden, cylindrischen Trommeln von Eisenblech, deren ringförmige Hülle den Raum bildet, in welchen der Dampf eingeleitet und aus welchem er möglichst vollständig vertheilt zu dem inneren Raum, welcher die Lumpen und Lauge enthält, geführt wird. Diese cylindrische Trommel ist an beiden Enden mit nach Aussen vorstehenden Flantschen von gleichem Durchmesser versehen und ruht mit denselben in horizontaler Lage auf zwei Paar Antifrictionsrollen, welche, durch Wellen und Zahnräder verbunden, von einer Triebwelle die rotirende Bewegung empfangen. Die eine verticale Stirnwand dieser Trommel ist durch einen gewölbten Boden fest geschlossen, die gegenüber liegende dagegen durch einen ebenfalls gewölbten, beweglichen Deckel zu verschliessen und zu öffnen. Boden und Deckel sind von Eisenblech, und durch den ersteren mündet in der Richtung der Mittelachse der Trommel mittelst einer Stopfbüchse ein Rohr ein, welches den Wasserdampf oder die Lauge in die Trommel einleiten soll. Zu diesem Zwecke schliessen sich ausserhalb an dieses Rohr zwei Röhren an, ein Dampf- und ein Lauge-Zuführungsrohr, welche durch zwei besondere Hähne oder einen Zweiweg-Hahn abwechselnd in Communication mit dem ersteren Rohre und durch dasselbe mit der Trommel gebracht, oder ganz abgesperrt werden können. Der bewegliche Deckel kann behufs Entleerung und Füllung mittelst einer Laufkatze entfernt werden, sobald er daran aufgehängt und seine Verbindungsschrauben mit dem Flantsch gelöst worden sind.

Die Construction liegender, rotirender Trommeln als Lumpenkoch- und Waschapparat ist nicht neu, sondern schon mehrfach in Ausführung gekommen, aber bisher wurden dieselben mit Achsenzapfen versehen und diese von Lagerungen gehalten. Alsdann war aber die Füllungs- und Entleerungsoperation nicht so bequem auszuführen wie hier, weil nicht der ganze innere Raum der Trommel auf einmal frei und zugänglich gemacht werden konnte.

Fig. 1 ist zur Hälfte eine Ansicht, zur Hälfte ein Vertikal-Durchschnitt in der Längenrichtung;

Fig. 2 ist die Frontansicht in der Richtung der Achse, zur Hälfte mit geschlossenem, zur Hälfte mit fortgenommenem Deckel.

Zwei gusseiserne Lagerständer *aa* und *a'a'* ruhen auf dem Fussboden und sind daran festgebolzt. Dieselben tragen in darauf angebrachten Lagern *bb* die Wellen *c* und und *c*, sowie das eine Ende der treibenden Welle *ee*. Das andere Ende der letzteren ruht in dem Lager *g* eines in der Wand eingemauerten Kastens. Die von der Betriebsmaschine in Umdrehung gesetzte Welle *e* überträgt durch gezahnte Räder *h* und *d* die Bewegung auf die Welle *c*, welche mit zwei Rollen *ii* versehen ist. Mit gleichen Rollen ist die Welle *c* ausgerüstet, und auf diesen zwei Paar Rollen ruhen die kreisförmigen Flantschen der Trommel *k* des Kochgefässes. Die Reibung, welche zwischen den umgetriebenen Rollen *ii* und den Flantschen durch das Gewicht der Trommel hervorgerufen wird, versetzt die Trommel in rotirende Bewegung, und demzufolge wird das zweite Rollenpaar mit seiner Welle *c* mit rotiren.

Das Kochgefäss *k* ist aus Kesselblech zusammengenietet, und die gusseisernen Flantschringe sowie der kugelcalottenförmige Boden *l* sind durch Nietung daran befestigt. Der sich gegen den Flantsch *n* legende und durch Schrauben daran zu befestigende Deckel *m*, welcher, wie der Boden *l*, aus Blech geformt ist, greift zur Vermehrung des dichten Schlusses mit einem abgedrehten Ansatz in den Cylinder *k* hinein. Concentrisch zu dem letzteren und innerhalb desselben ist ein zweiter Cylinder *o* angebracht, welcher aus siebförmig durchlöchertem Eisenblech gebildet und durch mehrere Stehrippen mit dem Cylinder *k* in feste Verbindung gebracht ist.

In dem Innern des Cylinders *o* sind Blechstreifen *ppp* u. s. w. angebracht, welche dazu dienen, bei der Rotation die Lumpenmasse aufzureissen und umzuwenden, sowie die alkalische Lauge theilweise mitzunehmen und über die Lumpenmasse zu ergiessen.

Der in dem Boden *l* befestigte Theil *q* der Stopfbüchse, welcher das Dampf- und Lauge-Zuführungsrohr *t* einleiten soll, bildet im Inneren die zur Verpackung und Dichtung des letzteren dienende Spur, welche durch den Pressring geschlossen ist. Weiter im Inneren der Trommel bildet dieser Stopfbüchsentheil eine hohle kugelförmige Kammer *r*, in welche das Zuführungsrohr einmündet. Von dieser Kammer *r* gehen drei schwache Vertheilungsröhren *sss* aus und erstrecken sich etwa bis zur halben Länge in den Zwischenraum beider Trommeln *k* und *o*.

Der zugeführte Dampf oder auch die Lauge, welche durch den Dampfdruck in die Trommel eingetrieben werden soll, muss sich also durch die siebförmigen Oeffnungen der inneren Trommel *o* vollständig vertheilen und bläst auf die Lumpenmasse ein, dieselbe recht vielfach bei langsamer Umdrehung berührend.

Zum Ablassen der schmutzigen Flüssigkeit und des Ausspülwassers dienen die Hähne *f* und *f'*.

Dem Zuführungsrohre *t* schliessen sich ausserhalb der Trommel die Röhren *w* und *u* an, von welchen das er-

stere als Zuleitungsrohr der Lauge, das letztere als Dampfrohr dienen kann. Der Hahn *v* sperrt die Leitung von *w* nach *t* ab; für Absperrung des Dampfrohres *u* müsste alsdann noch ein besonderer Hahn angeordnet werden, oder der Hahn *v* als Zweiweghahn eingerichtet und auf die Kreuzstelle beider Röhren *w* und *u* gelegt werden.

Zwei Hängeschienen *y* bilden eine Laufkatze, welche mittelst Rollen auf einem Träger *xx* verschoben werden kann. Die Schienen *y* tragen unten eine Spannschraube *z*, welche eine offene Oese bildet. Diese kann mit einem an dem Deckel *m* befestigten Haken in Verbindung gebracht werden. Ist die Spannschraube bei *z* fest angezogen und werden die Flantschschraubenmuttern des Deckels *m* gelöst, so kann der letztere mittelst der Laufkatze fortgeschoben und zur Zeit gewendet werden, so dass er bei den Füllungs- und Entleerungsarbeiten nicht hinderlich ist.

Derartige Trommeln werden zweckmässig in Dimensionen von 6 Fuss Durchmesser und 9 Fuss Länge ausgeführt und drehen sich etwa in 3 Minuten einmal um.

Durch Dingler.

Die Anfertigung des gewellten oder gerunzelten Eisenblechs.

Das in neuerer Zeit als Dachdeckmaterial zu Wänden, die im Freien stehen, u. drgl. mehr viel angewendete gereifte, gerunzelte, gewellte Eisenblech — verzinktes Blech, dessen Steifheit durch wellenförmige Biegungen erhöht ist — wird in England mittelst eines schweren Fallwerkes gestampft. Diese Maschine enthält einen ungeheuren Gusseisenklotz von der Länge der Blechtafeln (etwa 5 Fuss), an welchem unten der Stempel sich befindet. Letzterer ist 4 bis 10 Zoll breit und enthält auf dieser Breite zwei runde Rippen mit der zwischen ihnen liegenden Ausfurchung Der ebenfalls gusseiserne Unterstempel ist dem entsprechend mit zwei runden Furchen und einer dazwischen befindlichen Rippe versehen. Der Fallklotz wird von zwei Arbeitern durch Kurbeln, Zahnstange, Rad und Getrieb auf ungefähr 18 Zoll Höhe gehoben, dann dem freien Fall überlassen, um mittelst des Stempels den Stoss gegen das auf dem Unterstempel liegende Blech auszuüben. Letzteres wird von einem dritten Arbeiter nach jedem Schlage um eine Furche weiter gerückt; das vollendete Ausstampfen erfordert aber mehrmaligen Durchgang.

Neueste Erfindungen, 1858 Nr. 18.

Amie's neue Methode zur Herstellung von erhabenen Holzornamenten.

Das neue Verfahren zur Erreichung des in der Ueberschrift angedeuteten Zweckes ist im Wesentlichen folgendes: Man bringe die zu diesem Behufe eigens hergerichteten Furnüre von gewöhnlichem oder Luxus-Holz zwischen zwei Metallplatten (Matrizen), deren eine die Figur, welche man zu erlangen wünscht, in Relief darstellt, während die andere dieselbe Figur vertieft zeigt. Nachdem diese beiden Platten einer gelinden Wärme ausgesetzt worden, wird das Furnür zwischen denselben einer starken Pressung unterstellt, so dass es, aus der Form genommen, auf einer seiner Flächen die Figur in erhabener Arbeit präsentirt und von einer wirklichen Sculptur in Holz kaum zu unterscheiden ist. Die Vertiefungen auf der anderen Fläche des Furnürs werden alsdann mit irgend einer plastischen Masse, wie z. B. Cement, Papiermaché, ausgefüllt, und so bald dieselbe getrocknet und hinreichend geschliffen ist, braucht man das Furnür nur auf Möbel oder andere damit zu verzierende Gegenstände aufzuleimen.

In Nachfolgendem geben wir eine detaillirte Beschreibung des ganzen Verfahrens. Gesetzt, es würden 20 Sculptur-Imitationen auf Holz verlangt, alle nach demselben Modell, so nimmt man 20 Furnüre von der gewünschten Dimension, polirt sie auf der einen Seite, um alle Spuren der Säge oder sonstige Unvollkommenheiten zu beseitigen, und schleift die andere Seite mit Glaspapier. Nachdem diess geschehen, bestreicht man die Rückseite jedes einzelnen Furnürs mit Leim, worauf ein Blatt Papier geklebt wird, und wartet alsdann, bis die Feuchtigkeit des Leims theilweise von dem Holze absorbirt worden ist. Während die Blätter noch feucht sind, bringt man sie einzeln zwischen die zwei Seiten der erwärmten Matrizen und unterstellt sie, wie bereits erwähnt, der Einwirkung einer Presse. In Folge der dem Holze durch den Leim mitgetheilten Feuchtigkeit macht die Hitze, wenn die Reliefpartie mit dem Papier in Berührung kommt, das Furnür zu einer bildsamen Masse, welche dem Drucke der erhabenen Platte leicht nachgibt und so allmälig die entsprechenden Vertiefungen der andern ausfüllt. Man lässt das Furnür so lange Zeit zwischen den Matrizen, als nothwendig ist, um das Holz, den Leim und das Papier unter dem trocknenden Einflusse der Hitze der Matrizen vollkommen erhärten zu lassen. Alsdann herausgenommen, zeigt die polirte Fläche des Furnürs genau das Bild des Modells. Die übrigen Furnüre werden successive ganz in derselben Weise behandelt. Wenn die vertieften Theile noch mit irgend einem Kitt ausgefüllt worden, schreitet man zur Politur, worauf diese Sculptur-Imitationen zur Ornamentation auf Möbeln oder in anderer beliebiger Art verwendet werden können.

Schliesslich sei noch bemerkt, dass der Leim und das Papier einem doppelten Zwecke dienen. Der erste besteht darin, die Furnüre in Folge der Einwirkung der Wärme in eine plastische Masse umzubilden, die sich den zu erlangenden verschiedenen Gestaltungen fügt, ohne zu spalten oder zu springen. Der zweite Zweck ist, auf der Rückseite der Furnüre eine diesen adhärirende und durch die Hitze erhärtende Substanz zu bilden, um jede Veränderung, wenn der Druck der Presse aufhört, zu verhindern. Die Erfahrung hat gelehrt, dass der gewöhnliche Mehlkleister sich am besten eignet und dass ein Papier von der Consistenz eines feinen Briefpapiers den Vorzug verdient.

Génie industriel.