

# Die Wärmewirtschaft in der Zellstoff- und Papierindustrie

Von

Dr.-Ing. J. Frhr. v. Laßberg

Zweite, völlig neubearbeitete Auflage

Mit 68 Textabbildungen



**Berlin**  
Verlag von Julius Springer  
1926

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung  
in fremde Sprachen, vorbehalten.**

**Copyright 1926 by Julius Springer in Berlin.**

ISBN-13: 978-3-642-90021-1 e-ISBN-13: 978-3-642-91878-0  
DOI: 10.1007/978-3-642-91878-0

Softcover reprint of the hardcover 2nd edition 1926

## Vorwort.

Seit der ersten Auflage meines Werkes hat sich die Wärmewirtschaft im allgemeinen und im besonderen in der Zellstoff- und Papierindustrie gewaltig entwickelt. Das Buch mußte daher vollständig neu bearbeitet werden; auch an Umfang hat es bedeutend zugenommen. Dabei schreitet die Entwicklung rasch vorwärts immer neue Aufgaben in Angriff nehmend.

Mit der neuen Auflage wollte ich für die Zellstoff- und Papierindustrie ein Werk schaffen, das Einblick in den heutigen Stand ihrer Wärmewirtschaft gibt, das aber auch zugleich die Unterlagen und die Möglichkeiten schafft, vorhandene und neue Aufgaben entsprechend anzugreifen, ohne noch andere Hilfsbücher zu Rate ziehen zu müssen. Aus diesem Grunde habe ich auch meinen die grundlegenden Fragen der Wärmeübertragung behandelnden Aufsatz in das Buch mit aufgenommen und verschiedene, oftmals vorkommende Werte in Tabellenform zusammengestellt.

Um anschließend an das Buch ein noch tieferes Eingehen in den Stoff und ein Weiterforschen zu ermöglichen, habe ich die einschlägige Literatur möglichst ausführlich angegeben. Einen Anspruch auf Vollständigkeit können die Literaturangaben aber nicht machen, ich habe mich vielmehr bemüht, die grundlegenden Aufsätze anzuführen und außerdem solche ausgesucht, die in der leichter erreichbaren Buch- und Fachliteratur veröffentlicht sind. Sind von diesen Arbeiten Auszüge in den Fachzeitschriften der Papierindustrie erschienen, so habe ich oftmals auch darauf verwiesen. Verschiedene eigene Arbeiten, die im Laufe der letzten Jahre in der Fachliteratur erschienen sind, habe ich in das Buch mit hinein verarbeitet.

Durch die vorliegende Stoffanordnung ließen sich kleine Wiederholungen an manchen Stellen nicht vermeiden. Ich hatte zuerst auch vor, die Wärmewirtschaft der kleineren Zweige unserer Industrie, so der Braunschlifferzeugung, der Pappenfabrikation, der Natronzellstofffabrikation usw. mit hereinzunehmen. Es muß dies aber einer späteren Auflage vorbehalten bleiben. Ich bin mir wohl bewußt, daß mein Buch bei weitem nicht vollkommen und in manchen Punkten auch nicht vollständig genug ist. Ich bitte daher alle Fachgenossen, durch weiteres Forschen mitzuarbeiten, daß die Wärmewirtschaft in der Zellstoff-

und Papierindustrie, die so mannigfaltig und in den verschiedenen Betrieben so verschieden gelagert ist, zu einem möglichst gut und vollständig durchforschten Gebilde ausgebaut werden kann.

Das Sachverzeichnis habe ich möglichst reichhaltig ausgestattet, um dem Buch eine möglichst allgemeine Verwertbarkeit zu geben.

Allen Personen und Firmen, die mir durch Überlassung von Material zu diesem Buche ihre wertvolle Beihilfe liehen, danke ich bestens, ebenso der Verlagsbuchhandlung Julius Springer, Berlin, für die gewohnte vorzügliche Ausstattung des Buches.

München, im April 1926.  
Jakob Klar-Str. 8.

Dr.-Ing. v. **Laßberg.**

# Inhaltsverzeichnis.

	Seite
<b>A. Die Kochung.</b> . . . . .	<b>3</b>
I. Vorbemerkungen . . . . .	3
II. Wärmeträger, Heizeinrichtungen, Zirkulation . . . . .	6
III. Dampf- und Wärmeverbrauch der Kocher . . . . .	13
a) Theoretischer Wärmeverbrauch . . . . .	13
b) Wirkungsgrade . . . . .	14
c) Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs. . . . .	18
1. von den Heizeinrichtungen . . . . .	18
2. von der Füllungsichte . . . . .	21
3. von der Frischlaugentemperatur . . . . .	23
4. von der Kocherausbeute . . . . .	25
5. von den Wärmeverlusten . . . . .	27
d) Der tatsächliche Dampfverbrauch . . . . .	41
IV. Abfallwärmen der Kochung . . . . .	48
a) Ihre Art und ihre Größe . . . . .	48
b) Ausnützung zur Frischlaugenanwärmung . . . . .	54
V. Die Abwärme der Kiesofenanlage . . . . .	61
<b>B. Die Trocknung von Zellstoff und Papier.</b> . . . . .	<b>62</b>
I. Grundlegende Größen . . . . .	62
II. Die Heizflächen der Trockenpartie . . . . .	64
III. Die Theorie der Trockenpartie . . . . .	68
a) Der Verdampfungsvorgang . . . . .	68
b) Theoretischer Dampfverbrauch . . . . .	76
c) Wirkungsgrade . . . . .	79
IV. Die Abhängigkeit des Dampfverbrauches . . . . .	82
a) vom Einlauftrockengehalt und vom Auslauftrockengehalt . . . . .	84
b) von der Luft-Außentemperatur. . . . .	87
V. Dampfverbrauchszahlen . . . . .	93
a) für Trocknung von Papier . . . . .	93
b) für Trocknung von Zellstoff . . . . .	97
c) Zusammenhang zwischen Produktion und Trockenfläche . . . . .	101
d) Wärmedurchgangszahlen in der Trockenpartie . . . . .	101
VI. Verbesserung der Trockenpartie durch wärmetechnische Mittel . . . . .	103
a) Vorbereitende auf der Naßpartie . . . . .	104
1. Wasseranwärmung verschiedener Art . . . . .	104
2. Hochdruckpresse . . . . .	111
b) auf der Trockenpartie selbst . . . . .	113
c) Die Herabminderung des Dampfdrucks in den Zylindern . . . . .	126
1. Die Wichtigkeit der Dampfdruckminderung . . . . .	126
2. Mittel zur Druckabminderung . . . . .	128
VII. Einfluß der Trockenpartie auf die Eigenschaften des Papiers. . . . .	129
VIII. Die Entlüftung des Papiermaschinenraumes . . . . .	132
a) Ältere Anlagen . . . . .	132
b) Anlagen mit Schwadenausnützung . . . . .	138
<b>C. Beiwerke der Zellstoffabrik</b> . . . . .	<b>154</b>
I. Bleicherei, Dampfverbrauch und Kraftverbrauch . . . . .	154
II. Sulfitspiritusfabrik . . . . .	155
a) Physikalische Vorgänge . . . . .	155
b) Dampfverbrauch und Kraftverbrauch . . . . .	158

	Seite
III. Ablaugenverwertung . . . . .	160
a) Die Eindampfung der Ablaugen . . . . .	161
b) Die Verbrennung der Ablaugen . . . . .	168
<b>D. Der Kraftverbrauch . . . . .</b>	<b>172</b>
I. Kraftverbrauch der Papierfabrik . . . . .	172
II. Kraftverbrauch der Zellstofffabrik . . . . .	173
<b>E. Die Kraftanlage . . . . .</b>	<b>178</b>
I. Der Gegendruckbetrieb . . . . .	178
a) Grundlegendes vom Gegendruckbetrieb . . . . .	178
b) Die Wertigkeit des Abdampfes . . . . .	179
II. Bemessung und Wahl der Dampfmaschine . . . . .	183
a) Wahl des Eintrittsdruckes . . . . .	184
b) Bestimmung der Maschinenart . . . . .	187
c) Wirkungsgrade von Turbinen und Kolbenmaschinen . . . . .	188
d) Einfluß des abgeminderten Gegendruckes . . . . .	193
III. Wahl der Kesselart, Bau und Betrieb der Kraftanlage . . . . .	194
IV. Zentrales oder dezentrales Kraftwerk . . . . .	200
V. Neuerungen der letzten Zeit . . . . .	206
a) Hochdruckdampf, Hochdruckvorschaltanlagen . . . . .	206
b) Speisewasseranwärmung, Speisewasseraufbereitung . . . . .	209
c) Ausnützung der Rauchgase . . . . .	213
VI. Das Speicherproblem . . . . .	216
a) Speicherung im eigenen Werk . . . . .	217
b) Kupplung mit anderen Industriewerken . . . . .	221
VII. Regelung der Dampf- und Kraftanlage . . . . .	223
VIII. Ausblick auf die zukünftige Entwicklung des Kraftwerkes . . . . .	224
<b>F. Allgemeiner Teil . . . . .</b>	<b>227</b>
I. Anleitung für Dampfverbrauchsmessungen . . . . .	227
a) Dampfmessungen an den Kochern . . . . .	227
b) Dampfmessungen an der Trockenpartie . . . . .	228
c) Versuche an Schwadenausnützungsanlagen . . . . .	231
II. Die Nachverdampfung im Fabrikbetrieb . . . . .	232
III. Die Wärmeübertragung . . . . .	235
a) Die Wärmedurchgangszahl . . . . .	236
b) Die Wärmeübergangszahl . . . . .	239
c) Verbesserungsmöglichkeiten für Wärmedurchgang . . . . .	249
d) Die Wärmestrahlung . . . . .	253
IV. Organisationsfragen der Wärmewirtschaft . . . . .	258
V. Rückblick und Ausblick . . . . .	262
<b>G. Anhang: Zahlentafeln und Diagramme . . . . .</b>	<b>264</b>
I. J-S Diagramm und Dampftabelle . . . . .	264
II. Zahlentafeln über verschiedene wichtige Werte . . . . .	268
III. Bemessung von Dampfrohrleitungen . . . . .	275
<b>Sachverzeichnis . . . . .</b>	<b>278</b>

#### Abkürzung von Zeitschriften.

Wochenblatt = Wochenblatt für Papierfabrikation, Verlag Biberach a. Riß.  
 Pap.-Fabr. = Papierfabrikant, Verlag Elsner, Berlin.  
 Z. V. d. I. = Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin.  
 Zeitschr. Bayr. Rev.-V. = Zeitschrift des Bayr. Revisions-Vereins München.

## Einleitung.

Als Einleitung möchte ich für solche Leser, die in die Papierindustrie nicht näher eingeführt sind, mit ein paar kurzen Worten zunächst eine Übersicht über die Zellstoff- und Papierfabrikation geben. Zellstoff ist der wichtigste Halbstoff für die Papierfabrikation, daneben kommen noch die Lumpenhalbstoffe und Holzschliff in Frage. Zellstoff nennt man die auf chemischem Wege aus dem Holz und aus dessen inkrustierenden Bestandteilen freigelegte Zellfaser, im Gegensatz zum Holzschliff, bei dem das Holz mechanisch durch Schleifsteine zerschliffen wird.

Für die Sulfitzellstofffabrikation kommt fast ausschließlich Fichten- oder Tannenholz zur Verarbeitung. Das Papierholz, das gewöhnlich in zwei Meter langen Stücken angeliefert wird, durchläuft hintereinander folgende vier hauptsächlichsten Arbeitsvorgänge.

1. Die mechanische Vorbereitung des Holzes zum Kochprozeß in der Holzvorbereitung; dort wird das Holz geschält und in Schnitzel zerhackt; die Schnitzel werden dann in gutes Kocherfertiges Holz und in Abfall sortiert, der aus Holzmehl, Stiften und Ästen besteht.

2. Die chemische Aufschließung des Holzes in der Kocherei. Es ist dies der Hauptarbeitsprozeß, um den sich die ganze Fabrikation gruppiert. Bei demselben werden in geschlossenen Kochgefäßen von sehr beträchtlicher Größe aus dem Holz durch Behandlung mit erhitzter Bisulfitlauge die Inkrusten und harzigen Bestandteile gelöst und mit der Ablauge abgeführt. Erfolgt die Erhitzung der Lauge indirekt durch Heizschlangen, so spricht man vom Mitscherlich-Kochverfahren — auch indirektem Verfahren —, erfolgt sie direkt durch Einblasen von Dampf, so handelt es sich um das Ritter-

Kellner- — direktes — Kochverfahren. Die Ablauge wird teilweise auf Sulfitspiritus verarbeitet. Der im Kocher zurückgebliebene Zellstoff wird dann durch verschiedene Entleerungsverfahren in Gruben entleert. Abb. 1 gibt ein Bild, wie sich bei einer Ritter-Kellner-Kochung die wesentlichen Größen, als da sind: die Temperatur und

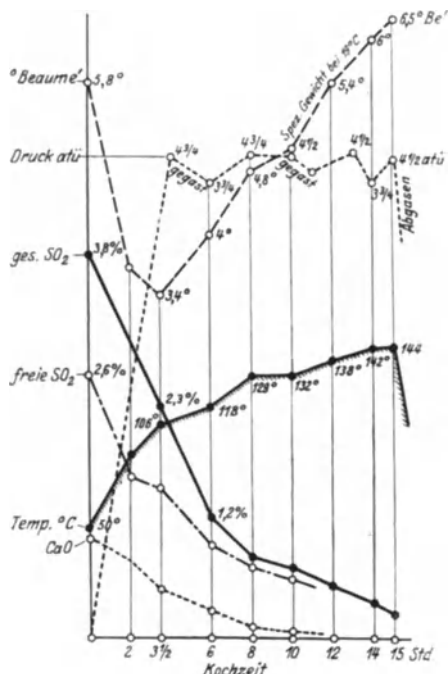


Abb. 1. Direkte Kochung.

der Druck im Kocher, sowie der  $\text{SO}_2$ -Gehalt der die Inkrusten lösen- den Bisulfitlauge ändert.

3. Der nächste Arbeitsgang bringt den Zellstoff aus der Stoffgrube in die Stoffaufbereitung, in der er verschiedene AufschlieBungs-, Reinigungs- und Sortierprozesse durchzumachen hat. In der Zellstoffaufbereitung wird mit sehr großer Verdünnung gearbeitet, so daß dort große Wassermengen nötig sind. Das Wasser muß dem Stoff bis auf kleine Reste wieder entzogen werden; es geschieht dies im vierten Arbeitsgang, und zwar zuerst durch Eindickzylinder und dann auf der Zellstoffentwässerungsmaschine. Hier wird dem Stoff zuerst mechanisch eine gewisse Menge Wasser entzogen, dann auf einer Trockenpartie, die aus geheizten Zylindern besteht, der noch verbleibende Wasserrest verdampft, so daß lufttrockene Zellstoffpappen die Maschine verlassen, die auf hydraulischen Pressen zu Ballen verpackt werden.

Diesem Hauptwerk gliedern sich verschiedene Nebenbetriebe an. Der eine besteht in der Laugenerbeitungsanlage. In derselben werden durch Rösten von Schwefelkiesen, manchmal auch durch Verbrennen von reinem Schwefel schweflige Gase ( $\text{SO}_2$ ) gewonnen, die nach entsprechender Kühlung in mit Kalksteinen gefüllte Absorptionstürme geleitet werden, in denen Wasser herabrieselt. Die auf diesem Wege hergestellte flüssige Bisulfitlauge, die sogenannte Turmlauge, wird dann in hölzernen oder gemauerten Behältern für Kochzwecke bereitgehalten, nachdem sie noch durch die stark  $\text{SO}_2$ -haltigen Abgase der Kocher verstärkt worden ist.

Ein zweiter Betrieb, der oft mit der Zellstoffabrik verbunden ist, ist die Bleicherei, in welcher der Stoff durch Chloranwendung gebleicht wird. Der Bleichprozeß schiebt sich zwischen die oben genannten Eindicktrommeln und die Entwässerungsmaschine ein. Den fertigen Sulfitzellstoff unterscheidet man vor allem in gebleichten und in ungebleichten Stoff, ferner auch in bleichfähigen Stoff, der noch in einer Papierfabrik gebleicht werden kann. Je nach der Kochart und dem Verwendungszweck unterscheidet man auch noch weiche Stoffe, harte Stoffe, pergamentierfähige Stoffe usw.

Die Papierfabrik besteht im wesentlichen aus den Vorbereitungs- maschinen, aus der eigentlichen Papiermaschine und aus den Nach- arbeitungsmaschinen. Auf den ersteren, den Holländern, werden die Halbstoffe für die Papierfabrikation, also je nach Papiersorte, Lumpen, Zellstoff oder Holzschliff, in der nötigen Mischung eingetragen, ebenso kommen in die Holländer die Zutaten, wie Leim, Farbe und Füllstoffe. Der fertige Stoffbrei wird aus dem Holländer in eine Bütte abgeleert, und kommt von dort auf die eigentliche Papiermaschine; diese hat den Zweck, den Stoffbrei zu entwässern, die Fasern zu verketten und zu verschlingen. Der Entwässerungsvorgang vollzieht sich auf dem ersten Teil der Papiermaschine ebenfalls mit mechanischen Mitteln, auf dem zweiten Teil wird das restliche Wasser durch eine mehr oder weniger große Anzahl von Trockenzyklindern herausverdampft. Je nach dem Verwendungszweck des Papierses muß dasselbe hinter der Maschine noch verschiedene Arbeitsgänge, wie Rollen, Satinieren, Schneiden durch- machen, ehe es als verkaufsfertige Ware die Fabrik verläßt. —



## A. Die Kochung.

In der ersten Auflage meines Werkchens habe ich bereits jene Umstände behandelt, die von grundlegendem Einfluß auf die Wärmewirtschaft der Kocherei sind, nämlich: Frischlaugentemperatur, Füllungsverhältnis, Wandtemperatur und ihre Beeinflussung durch die Entleerungsart der Kocher, Einfluß der Kochergröße, der Feuchtigkeit des Holzes, und der Kochzeit auf die Ausstrahl- und Anheizverluste. Seit dieser Zeit haben sich die Erkenntnisse ganz wesentlich erweitert und vertieft. Während der Bearbeitung dieses Buches hat Dr. Sieber, Kramfors, eine sehr bemerkenswerte und ausführliche Abhandlung über dieses Gebiet, die großenteils auf langjährige eigene Beobachtung fußt, veröffentlicht.<sup>1)</sup> Auf diese Arbeit werde ich in folgendem des öfteren zurückgreifen; der Verfasser gibt darin in einer großen Anzahl von Schaubildern sehr viele Zahlenwerte für die verschiedenen Kochergrößen und Kocherarten. Allerdings bin ich nicht so sehr dafür, zu weitgehend solche Schaubilder zu verwenden, da die Gefahr eines mechanischen Abgreifens der Werte zu nahe liegt. Man vergißt dabei leicht die Grundlagen und Annahmen, auf die das Schaubild aufgebaut ist. Liegen dann andere Verhältnisse vor, was bei der großen Mannigfaltigkeit der Betriebe öfters vorkommen kann, so ist leicht Gelegenheit gegeben, irreführende Schlüsse zu ziehen. Ich will versuchen, die einzelnen Darstellungen möglichst allgemein zu geben, so daß für jeden Einzelfall die Rechnung unschwer durchgeführt werden kann. Die Sieberschen Schaubilder werden dann eine willkommene Kontrolle und Kritik der Rechnung geben. Daneben werde ich des öfteren auf die Zahlen der Dr. Richterschen Arbeit verweisen<sup>2)</sup>, ebenso auch auf die Zahlen, die Dr. A. Klein in seinen verschiedenen Veröffentlichungen gibt, und die besonders die amerikanischen und nordischen Verhältnisse betreffen, zurückgreifen.

### I. Vorbemerkungen.

Vor Eintritt in die nun folgenden Betrachtungen über den Wärmeverbrauch der Kocher und dessen verschiedenartige Beeinflussungen sollen einige immer wiederkehrende Größen und gegenseitige Beziehungen erörtert werden. Die übrigen Bezeichnungen und Festwerte werden jeweils dort, wo sie zum erstenmal eingeführt sind, erläutert.

<sup>1)</sup> Sieber, Dr. R.: Über das wärmetechnische Verhalten des Sulfitzellstoff-Kochprozesses; Sonderdruck aus dem Wochenblatt für Papierfabrikation 1924/25, Gütnter-Staib Verlag, Biberach-Riß. Dieser Abhandlung sind auch die Abb. 2, 4, 5 und 7 entnommen.

<sup>2)</sup> Richter, Dr.: Dampfverbrauch im Zellstoffkocher. Wochenblatt für Papierfabrikation 1922, Festheft 22 A, S. 72.

**1. Bruttovolumen und Nettovolumen.** Das Bruttovolumen des Kochers bezieht sich auf den Kocher ohne Ausmauerung und Einbauten also lediglich auf den vom Blech umschlossenen Raum. Das Nettovolumen dagegen besteht aus dem Rauminhalt des Kochers, wie er tatsächlich zur Fabrikation zur Verfügung steht; vom Bruttovolumen ist dabei der Rauminhalt des Mauerwerks, der Schlangen, des unteren Fahrhutes usw. abzuziehen. Bruttovolumen und Nettovolumen muß für jeden Kocher einmal genau ermittelt werden; es ist eine Maschinenkonstante, die bekannt sein muß. Zur überschläglichen Beurteilung, welches Nettovolumen jeweils zu einem bestimmten Bruttovolumen gehört, diene nachstehende kleine Zahlentafel, die aber nur in erster Annäherung gültig ist.

Bruttovolumen	Nettovolumen	Bruttovolumen	Nettovolumen
100 m <sup>3</sup>	88 m <sup>3</sup>	200 m <sup>3</sup>	181 m <sup>3</sup>
120	110	220	202
140	129	240	221
160	145	260	241
180	165	280	258
		300	272

## 2. Die Kocherausbaute. Sie gliedert sich

a) in die Sterausbeute, die im Durchschnitt etwa bei 150—160 kg lufttrockenem ungebleichten Zellstoff je 1 rm Holz liegt. Nach Dieckmann<sup>1)</sup> benötigt man für 165—170 kg ungebl. Zellstoff 1 rm Holz, bzw. für 220—230 kg 1 fm Holz. Dr. Frankenbach<sup>2)</sup> rechnet 2,25 kg feuchtes Holz von 20% Wassergehalt auf 1 kg l. tr. Stoff, entsprechend 2,55 kg feuchtes Holz auf 1 kg abs. tr. Zellstoff.

b) Raumausbeute je m<sup>3</sup> Kochernettovolumen, dieselbe liegt normal zwischen 80—95 kg l. tr. Zellstoff je m<sup>3</sup> Nettovolumen, je nach Kochverfahren und Füllart, entsprechend 150—180 kg abs. tr. Holz je 1 m<sup>3</sup> Kochernettovolumen.

**3. Das spezifische Gewicht des Holzes.** Es kann angenommen werden für abs. tr. Holz zu 0,45—0,47. Thenius gibt 0,44, Dr. Sieber fand 0,453. Dabei ist die Schrumpfung des Holzes von lufttrockenem auf absolut trockenem Zustand rund 11%. Daraus rechnet sich für 1 fm absolut trockenes Holz ein Durchschnittsgewicht von 453 kg. Aus diesen Angaben kann man sich die jeweils verlangten Gewichte von feuchtem Holz errechnen. Also

1 fm absolut trocken wiegt	450 kg
1 fm mit 20% Feuchtigkeit wiegt	520 kg
1 fm „ 25% „	550 kg
1 fm „ 30% „	575 kg usw.

Dabei besteht, wenn man die Gewichte auf Raummeter umrechnen will, folgende Beziehung

<sup>1)</sup> Heuser: Technik und Praxis der Papierfabrikation. Bd. II. — Dieckmann: Sulfitzellstoff. Berlin: Verlag Elsner 1923.

<sup>2)</sup> Frankenbach: Wärmewirtschaftliche Perspektive in der Zellstoff-Industrie Wochenblatt für Papierfabrikation 1924, S. 1414, 1676.

1 rm = 0,750 fm, bei Holz von 8—14 cm Durchmesser  
 1 „ = 0,756 „ „ „ „ 10—25 „ „ „

im Mittel also 1 rm = 0,753 fm.

4. Die spezifische Wärme des Holzes. Früher rechnete man allgemein für lufttrockenes Holz mit einer spezifischen Wärme von 0,65; das ist ein zu hoher Wert. Dietze<sup>1)</sup> fand für Nadelholzschliff in absolut trockenem Zustand 0,327 kcal. Dr. Sieber gibt 0,34 an. Letzterer berechnet auch die spezifische Wärme für Holz von verschiedenem Wassergehalt und trägt die Werte graphisch auf. Dieselben sind in Abb. 2 wiedergegeben. Für Zellulose selbst gibt Sieber eine spezifische Wärme von 0,366 bis 0,332 an.

Bei allen genauen Rechnungen muß der Wassergehalt des Holzes zuerst bestimmt werden und dann muß mit diesem Wert weiter gerechnet werden. Allgemeine Angaben, wie lufttrockenes oder feuchtes Holz sind zu verschwommen und führen zu Fehlern. In Deutschland werden allerdings die meisten Hölzer für die Zellstofffabrikation mit einem Wassergehalt von 20%—30% verarbeitet, so daß spezifische Wärmen von 0,48—0,53 in Frage kommen. In Schweden, wo die Hölzer gewöhnlich auf dem Wasserweg in die Fabrik und die Holzputzerei kommen, liegen die normalen Feuchtigkeitsgehalte des Holzes fast immer höher, nämlich zwischen 30% und 40%.

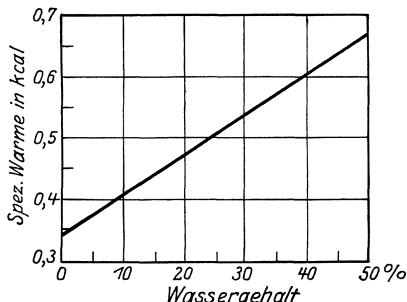


Abb. 2. Spezifische Wärme des Holzes, abhängig von seinem Wassergehalt.

#### 5. Trockengehalt.

a) Absoluttrocken ist das Fasergewicht ohne jeden Wassergehalt; im Trockenschrank werden z. B. die Stoffproben bis zur absoluten Trockenheit getrocknet; bei technischen Rechnungen sollte der Einheitlichkeit und der Einfachheit wegen nur mit absoluttrocken gerechnet werden.

b) Lufttrocken ist abmachungsgemäß in Deutschland und Österreich samt Nachfolgestaaten bei Zellstoff 88% von absoluttrocken, im Ausland größtenteils, besonders auch in Schweden, 90% von absoluttrocken. Lufttrocken wird dann als 100% angenommen und z. B. von 92% lufttrocken gesprochen. Die ganzen Ausbeutezahlen in der Zellstoffindustrie werden noch fast allgemein auf lufttrockenen Zellstoff bezogen, auch die ganze kaufmännische Rechnungsstellung wird auf lufttrockenen Zellstoff gegründet. Man sollte allmählich mit diesem Brauch brechen und auch hier auf die absoluttrockene Einheit, die man ja doch immer wieder braucht, übergehen.

<sup>1)</sup> Dietze: Über die spezifische Wärme von Faserstoffen. Dissertation, Dresden 1911.

**6. Bezugseinheit.** Was die Größe der Bezugseinheit anbelangt, so ist darauf gesehen, möglichst alle Werte für 1 kg lufttrockenen Zellstoff anzugeben, nicht, wie es sonst meist üblich ist, wahllos entweder auf 1 t oder auf 100 kg. Es hat das auch den Vorteil, das man die wichtigsten Zahlen, wenn sie alle auf die gleiche Einheit bezogen sind, viel besser im Gedächtnis behält. Nur an einigen Stellen, wo die auf 1 kg Zellstoff bezogenen Werte zu klein würden, habe ich sie auf 100 kg bezogen.

## II. Wärmeträger, Heizeinrichtung und Zirkulation.

Bei der Kochung ist nun Wärme deswegen der Bisulfitlauge zuzuführen, weil die Lösung der Inkrusten nur von warmer Sulfitlauge bewirkt wird. Die Lösung beginnt etwa bei  $100^{\circ}\text{C}$  und setzt bei  $106^{\circ}\text{C}$  stärker ein. Würde man sehr lange kochen, so könnte man mit dieser Temperatur auskommen, bei den Kochzeiten die heute üblich sind werden Endtemperaturen von etwa  $142^{\circ}\text{C}$  beim direkten und  $135^{\circ}\text{C}$  beim indirekten Kochverfahren Mittelwerte sein. Es muß unter Druck gekocht werden, da die heißen  $\text{SO}_2$ -Gase nur unter Druck im Wasser löslich sind; bei niederem Druck und den gleichen Temperaturen werden die  $\text{SO}_2$ -Gase im Wasser in immer geringerem Grade löslich, so daß die Lauge zu gasarm würde. Aus diesem Grund muß der Druck im Kocher bis auf etwa 5,5 ata gesteigert werden. Auch der Wärmeträger, der in diesem Fall nur Wasserdampf sein kann, muß einen Druck von mindestens 6—7 ata haben, bei direkten Kochern, weil er sonst nicht rasch genug den Gegendruck im Kocher überwinden kann und zu langsam einströmen würde bei indirekten, weil in den Schlangen höherer Druck herrschen soll, als in dem Kocher, da bei Undichtwerden der Schlangen sonst leicht Lauge in die Rohrleitungen kommen könnte. Was die Verwendung von überhitztem Dampf anbelangt, so ist man heute der Ansicht, daß Dampftemperaturen von  $220^{\circ}\text{C}$ — $240^{\circ}\text{C}$  beim direkten Kochverfahren dem Stoff nicht schaden, wenn nur für gute Verteilung des Dampfes gesorgt wird, so daß örtliche Überhitzung des Stoffes vermieden bleibt. Besonders fein verteilt eintretender Dampf verliert ja sofort bei der Berührung mit der Lauge seine Überhitzung. Auch für indirektes Kochverfahren halte ich etwas schwächer überhitzten Dampf für nützlich. Die Überhitzung verliert sich in der allerersten Strecke der verhältnismäßig doch ziemlich langen Heizschlange. Bei der direkten Kochung ist überhitzter Dampf noch deswegen sehr zweckmäßig, da er infolge seines höheren Wärmeinhaltes je 1 kg die Schwächung der Lauge durch sein Kondensat in geringeren Grenzen hält und auch dadurch weniger Abgasen während der Ankochzeit, das ja nur Verluste bringt, verlangt. Nimmt man z. B. an, daß Dampf von 7 ata zu Kochzwecken benützt wird, einmal mit einer Temperatur von  $240^{\circ}\text{C}$ , das andere Mal als trockener Dampf von  $164^{\circ}\text{C}$ , ferner daß die Kocherendtemperatur  $140^{\circ}\text{C}$  ist, so ist die Gesamtwärme von 1 kg Dampf im ersten Fall 701 kcal, im zweiten Fall 660 kcal, die ausnützbare Wärme im ersten  $701 - 140 = 561$  kcal, im zweiten  $660 - 140 = 520$  kcal. Der überhitzte Dampf bringt also gegenüber Sattdampf

8% mehr Wärme je 1 kg mit, folglich ist bei Verwendung von überhitztem Dampf von obiger Temperatur der Dampfverbrauch in Kilo gerechnet um 8% geringer als wenn trockener Satttdampf verwendet worden wäre.

Bei Entnahme aus Dampfturbinen liegen die Entnahmetemperaturen des Dampfes sowieso in den Grenzen von 180°—240° C, je nach der Anfangstemperatur und Turbinenbauart. Wird der Dampf einem Speicher entnommen, was ja nur in Ausnahmefällen vorkommt, da der Speicher gewöhnlich hinter die Kocher geschaltet ist, so liefert der Speicher Satttdampf; eine Nachüberhitzung ist möglich.

Die Vorrichtung zur Übertragungen der Wärme des Dampfes an das Kochgut sind die Heizeinrichtungen. Beim Ritter-Kellner-Kocher bestehen dieselben einzig und allein in der Anordnung eines Dampfeintrittstutzens am unteren Ende des Kochers. Allerdings werden in neuerer Zeit auch für die Zufuhr von direktem Dampf im unteren Teil der Kocher ganz besonders, wenn dieser nicht als schlanke Kegelform ausgebildet ist, einige gelochte Heizschlangen gelegt um den Dampf fein verteilt in das Kochgut zu bringen, was zur besseren Durchmischung besonders bei Anwendung von überhitztem Dampf zweckmäßig erscheint. Die Wärmeübertragung erfolgt also hier durch unmittelbaren Wärmeaustausch zwischen kondensierendem Dampf und Kochgut.

Eine wichtige Rolle spielen im Gegensatz hierzu die Heizeinrichtungen bei den Mitscherlich-Kochern. Sie bestehen aus Heizschlangen, die im Kocher liegen; früher, besonders in den damaligen liegenden Kochern bestanden sie aus Bleischlangen, die heute allgemein durch Kupferschlangen ersetzt sind. In stehenden Kochern werden dieselben korbartig in der unteren Halbkugel aufgebaut; da sie beim Leeren des Kochers ziemlich starken mechanischen Beanspruchungen ausgesetzt sind, müssen sie sicher im Kocher lagern. Diese Lagerung macht vielfach Schwierigkeiten, da das Kochermauerwerk möglichst wenig dazu herangezogen werden soll. Sie geschieht heute meist auf Bleiträgern, die für die Auflage der Rohre entsprechende Lagerstellen haben und die oben und unten durch Ringe aus säurefestem Material starr verbunden sind. Wärmetechnisch wäre es richtiger, die Heizeinrichtungen zentral in die Kocher zu legen, was man auch früher verschiedentlich versuchte. Die zentrale Anordnung behindert aber das Füllen und Leeren zu stark, aus diesem Grund liegen die Heizschlangen heute ausnahmslos an der Wand; wärmetechnisch bringt das den Nachteil mit sich, daß auf einer Seite der Heizschlangen eigentlich die Kocherwand geheizt wird und daß die Wärme bis sie zum Kocherkern vordringt einen größeren Weg als nötig zurückzulegen hat.

Von starkem Einfluß auf den Verlauf und die Länge der Kochung ist die Größenbemessung der Heizvorrichtung, die angibt, wie viele m<sup>2</sup> Heizfläche auf 1 m<sup>3</sup> Kocherraum in praktisch ausführbarer Weise untergebracht werden können. Durch Nachrechnung ausgeführter Anlagen nach diesem Gesichtspunkt fand ich, daß häufig vorkommende Werte

$$H = 0,35 \text{ V bis } 0,45 \text{ V}$$

bei kupfernen Schlangen sind.

Auf  $1 \text{ m}^3$  Kochervolumen treffen also bei kupfernen Schlangen  $0,35\text{--}0,45 \text{ m}^2$  Heizfläche. Dr. Klein gibt an<sup>1)</sup>, daß die Heizfläche je  $1 \text{ m}^3$  Kocherraum immer kleiner als  $0,42 \text{ m}^2$  sei. Die Werte die Kirchner<sup>2)</sup> mit  $0,5$  bis  $1,0 \text{ m}^2$  für  $1 \text{ m}^3$  Volumen angibt, dürften zu hoch sein, mindestens in ihren oberen Werten.

Die Heizschlangen der Zellstoffkocher besitzen trotz der Ausführung in Kupfer mit Bronzeverschraubung eine verhältnismäßig kurze Lebensdauer, da selbst diese Baustoffe von der Lauge angegriffen werden und sie auch bei der Leerung verschiedenen mechanischen Zerstörungseinflüssen ausgesetzt sind. Bei guter Instandhaltung der Schlangen kann man mit einer Betriebsdauer von rund 2 Jahren rechnen.

Die Heizeinrichtungen bzw. die Art der Wärmezufuhr sprechen bei der Formgebung besonders des Kocherunterteils entscheidend mit. Ausgehend von der Forderung, daß im Kocher eine gute Wärmeverteilung stattfinden muß, da anderenfalls in solchen Teilen des Kochers, in denen keine gute Dampfverteilung herrscht, die Aufschließung des Holzes nicht vollkommen erfolgt, tritt beim Ritter-Kellner-Kocher der Dampf an der tiefsten Stelle des Kochers ein. Um beim Hochsteigen des Dampfes eine gleichmäßige Wärmeverteilung zu sichern, erhält der Ritter-Kellner-Kocher seine ihm eigentümliche Form in dem nach unten spitz zulaufenden Kegel. Beim stehenden Mitscherlich-Kocher jedoch verlangt die nötige Fläche zur Auflage der umfangreichen Heizschlange gerade das Gegenteil, also möglichst große Flächen, daher wird der untere Teil des Mitscherlich-Kochers als möglichst flache Kugelhaube, die bis in die Halbkugel übergehen kann, ausgebildet.

Da bei den großen, stehenden Kochern infolge der Unmöglichkeit die Heizschlangen in ihrer Heizfläche groß genug bemessen zu können, die Temperatur in der Ankochzeit nicht rasch genug hochgetrieben werden kann, wird heutzutage oftmals die kombinierte Kochung angewandt, bei der unter Zusatz von direktem Dampf angekocht und indirekt fertig gekocht wird. Dieses Mittel ist zweckmäßig weil anderenfalls für die Ankochzeit eine viel zu große Heizfläche nötig wäre, die praktisch nicht mehr sicher genug gelagert und daher kaum untergebracht werden kann, und die im weiteren Verlauf der eigentlichen Kochung, wo die Wärmezufuhr eingeschränkt wird, doch nicht mehr ganz zur Ausnützung käme.

Die Dampfzuleitungen zum Kocher sind genauestens zu berechnen, damit der Kochdampf in genügender Menge und ohne zu große Druckverluste zu den Kochern gebracht werden kann. Früher war der sogenannte „engste Querschnitt“ in der Fabrikation während der Kochzeit gewöhnlich das Kesselhaus, heute, nachdem das in vielen Fabriken durch Einführen des Ruths' Speichers nicht mehr der Fall ist, liegt der engste Querschnitt nicht zu selten in der Rohrleitung selbst. Es kann oft der Fall eintreten, daß der Kocher lediglich durch zu enge Dampfrohrlösungen den Dampf nicht aufnehmen kann, der ihm vom Kesselhaus bzw. Speicher geboten wird.

<sup>1)</sup> Wochenblatt 1920, Nr. 41 und 43.

<sup>2)</sup> Kirchner: Ratgeber für den Betrieb. S. 220. Biberach, Gütter-Staib Verlag, 1923.

Um eine größtmögliche Leistungsfähigkeit der Heizschlange zu erzielen, ist eine weitgehende Unterteilung des Heizsystems zu empfehlen. Während früher, beeinflusst durch das Bestreben, den Kochermantel und das Mauerwerk an möglichst wenig Stellen zu durchbrechen, bloß 1 oder 2 Rohrschlangen in den Kocher eingeführt wurden, ist es zweckmäßig und auch jetzt gewöhnlich so durchgeführt, daß die ganze Heizschlange in mehrere Teile aufgeteilt wird. Dadurch entstehen eine Reihe möglichst kurzer Rohrstücke, deren Heizwirkung bedeutend besser ist. Man wird bei Anwendung von solchen kürzeren Teilschlangen eine für die Kochung vorteilhaftere Wärmeverteilung erhalten, da in mehreren Teilen des Kochers die höchstmöglichen Temperaturen herrschen, während lange Schlangen nur in ihrem Anfang lebhaftere Kondensation haben, später aber hauptsächlich Wasser führen. Werden die Heizeinrichtungen in Zukunft noch mehr als bis jetzt nach diesen Gesichtspunkten durchgebildet, so kann ohne Vergrößerung der Heizflächen vielfach eine weit stärkere Heizwirkung erzielt werden. Daraus ergibt sich auch, daß die auf S. 7 gebrachten Zahlen für die Heizflächengröße durchaus nicht zugleich die Stärke der möglichen Heizwirkung eindeutig bestimmen, es sind vielmehr nur Angaben, für die in einem gegebenen Kocher aus baulichen Gründen mögliche Heizfläche. Es werden, da sehr viel an der konstruktiven Durchbildung der Heizanlage liegt, 2 Kocher mit gleichen Heizflächen aber verschiedener Schlangenunterteilung sehr verschiedenartige Heizwirkungen aufweisen können. Der Bruch  $\frac{H}{V}$ , der die Heizfläche für die Raumeinheit des Kochers darstellt, gibt also keinen endgültigen Maßstab für die Wirkung der Heizschlangen.

Die Heizeinrichtungen der Mitscherlich-Kocher sind also eigentlich höchst unwirtschaftlich arbeitende Betriebsteile, da trotz der hohen Anschaffungskosten und der kurzen Lebensdauer ihre Benutzungsdauer sehr klein ist. Es müssen die Heizeinrichtungen mit Rücksicht auf die Ankochzeit, die für kurze Zeit größten Wärmebedarf fordert, gebaut werden, wobei sie trotzdem nicht immer genügen. Für die Fertigmachzeit aber, die eine geringe, auf längere Zeit verteilte Wärme beansprucht, muß ihre Leistung wieder künstlich durch teilweises Schließen der Ventile herabgesetzt werden. Während der sogenannten Zwischenzeiten endlich sind sie nicht nur ganz außer Betrieb, sondern noch zerstörenden Einflüssen ausgesetzt und den Arbeitsvorgängen teilweise hinderlich.

Dies alles leitet immer wieder auf den Gedanken, die ganze oder doch einen Teil der Ankochzeit aus dem Kocher herauszulegen und damit dessen Gesamtumtriebszeit zu kürzen und seine Leistungsfähigkeit zu erhöhen. Schon Kellner gibt ein getrennt aufzustellendes Erhitzungsgefäß für die Lauge mit Schlangenheizung an<sup>1)</sup>. Die Patente Morteruds beruhen auf ähnlichen Erwägungen<sup>2)</sup>. Es soll hiernach für mehrere oder alle Kocher eine Zentralheizeinrichtung geschaffen werden, die es

1) Hoffmann: Handbuch der Papierfabrikation. S. 1545.

2) Morterud: D. R. P. 273860, auch Papierzeitung 1914, S. 2789; 1915, S. 169.

gestattet, die Lauge außerhalb des Kochers mit Frisch- bzw. Abdampf zu erwärmen. Diese könnte natürlich kleiner sein, als die Summe der im Kocher bisher verwandten Heizeinrichtungen, sie könnte ständig ausgenutzt werden und wäre zugleich der Beschädigung im Kocher entzogen.

Bei Anschaffung einer neuen Heizeinrichtung<sup>1)</sup> hat man es in der Hand, die Verhältnisse möglichst günstig zu gestalten. Für den Wirkungsgrad einer schon vorhandenen Heizeinrichtung werden die mehr oder minder starken wärmehemmenden Ablagerungen, die sich im Laufe jeder Kochung durch Ausscheidung von Monosulfit bilden, ausschlaggebend sein. Dieser sogenannte Rohrstein ist im wesentlichen ein Niederschlag des Kalkes, der sich mit etwa 1% in der Lauge befindetet. Der Rohrstein hat dabei folgende Zusammensetzung<sup>2)</sup>, wobei die Analyse eines normalen Kesselsteines<sup>3)</sup> daneben gesetzt ist. Ein Vergleich zeigt den geringen Unterschied zwischen einem Rohrstein und dem gewöhnlichen Kesselstein.

Zahlentafel I.

Rohrstein		Kesselstein
Wasser . . . . .	2,69%	—
Kieselsäure . . . . .	0,24%	Kieselsäure . . . . . 0,7%
Eisenoxyd u. Tonerde . . . . .	0,24%	Eisenoxyd . . . . . 0,9%
Schwefelsaurer Kalk . . . . .	84,88%	Tonerde . . . . . Spuren
Unterschwefelsaurer Kalk . . . . .	3,58%	Schwefelsaurer Kalk . . . . . 80,8%
Schwefelsaures Kupfer . . . . .	6,34%	Kohlensaurer Kalk . . . . . 15,2%
		Kohlensaure Magnesia . . . . . 2,4%

Die Größenordnung der Wärmeübergangszahl für die Heizeinrichtungen der Zellstoffkocher sowie deren Verminderung durch wärmehemmende Niederschläge auf den Rohren soll durch folgende Betrachtung geklärt werden. Ist

$\alpha_1$  die Wärmeübergangszahl von kondensierendem Wasserdampf an die Rohrwand in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{st } ^\circ\text{C}}$

$\alpha_2$  die Wärmeübergangszahl von der Rohrwand an ruhendes nicht siedendes Wasser in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{st } ^\circ\text{C}}$

$\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m st } ^\circ\text{C}}$  so ist die Wärmedurchgangszahl

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad \text{in} \quad \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{st } ^\circ\text{C}}$$

<sup>1)</sup> Theoretische Berechnung für neue Schlangen s. Sieber, Dr.: a. a. O. Seite 3, Fußnote 1.

<sup>2)</sup> Wochenblatt 1902, S. 82.

<sup>3)</sup> Eberle: Versuche über den Einfluß des Kesselsteines auf den Wärmedurchgang. Z. Bayr. Rev.-V. 1909, S. 61.



Nach meinen Versuchen ergab sich ein mittleres  $\kappa$  von  $135 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } ^\circ\text{C}}$ . Nimmt man  $\delta = 6 \text{ mm}$  als Wandstärke des Kupferrohres,  $\lambda = 330$ ,  $\alpha_1 = 6000$ , da schlechte Kondensatabführung, so ergibt sich ein  $\alpha_2$  als Wärmeübergangszahl von der Rohrwand an die Kocherfüllung aus folgender Gleichung:

$$135 = \frac{1}{\frac{1}{6000} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{0,006}{330}}$$

Die Werte  $\frac{1}{6000}$  u.  $\frac{0,006}{330}$  können gegen  $\frac{1}{\alpha_2}$  vernachlässigt werden,

so daß  $\frac{1}{135} = \frac{1}{\alpha_2}$  also  $\alpha_2 = \sim k \sim 135$ ; da man sonst rund 500 für den Wärmeübergang an nicht siedendes ruhendes Wasser annimmt, ist dieser Wert sehr gering, es rührt das daher, daß die Frischlauge, vermischt mit Holzstückchen eine sehr träge Zirkulation hat.

Entstehen nun auf den Rohrwandungen wärmehemmende Niederschläge, so wird sich die Wärmedurchgangszahl natürlich von  $\kappa$  auf einen niedrigeren Wert  $\kappa'$  herabmindern. Für die Bezeichnung von  $\kappa'$  gilt

$$\frac{\kappa'}{\kappa} = \frac{1}{1 + \frac{\delta'}{\lambda} \cdot \kappa}$$

wobei  $\delta'$  die Dicke des Belags in Metern und  $\lambda'$  seine Wärmeleitfähigkeit darstellt. Aus der Formel geht hervor, daß  $\kappa'$  im Verhältnis zu  $\kappa$  um so kleiner wird, je größer als  $\kappa$  an und für sich ist, je hochwertiger also die Heizfläche. Nach Reutlinger<sup>1)</sup> können schlechtleitende Ablagerungen auf hoch beanspruchten Heizflächen bis zu 50% und mehr Verschlechterung im Wärmedurchgang herbeiführen. Die Verschlechterung in der Wärmedurchgangszahl der reinen gegenüber der verunreinigten Heizfläche schreibt sich zu

$$\varepsilon = \frac{100}{\kappa} (\kappa - \kappa') \text{ in } \%.$$

In der Zahlentafel 2 habe ich für drei verschiedene Rohrsteinstärken und für zwei verschiedene Wärmedurchgangszahlen die Verschlechterungen durch Rohrstein berechnet.

Zahlentafel 2.

Rohrsteinbelag $\delta$	$\kappa = 135 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } ^\circ\text{C}}$		$\kappa = 300 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } ^\circ\text{C}}$	
	$\kappa'$	$\varepsilon$	$\kappa'$	$\varepsilon$
1 mm	126	7%	258	14%
2 „	118	13%	229	24%
3 „	108	17%	203	32%

<sup>1)</sup> Reutlinger: Der Einfluß des Kesselsteins auf Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit von Heizeinrichtungen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 94, Berlin V. D. I. Verlag.

Da also schon durch Rohrstein, wie er bei einer einzigen Kochung anfällt, bedeutende Hindernisse im Wärmedurchgang auftreten, so ist es nötig, den Rohrstein nach jeder Kochung zu entfernen; wird diese Reinigung versäumt, so verdickt sich derselbe durch weitere Niederschläge beträchtlich und reichert sich überdies noch mit einem erheblichen Prozentsatz von Zellstoffasern an, die infolge ihrer guten Isolierfähigkeit die Wärmedurchgangszahlen noch mehr herunterdrücken.

In enger Wechselbeziehung mit der Art der Wärmezufuhr steht der Umlauf im Kocher. Für eine gleichmäßige gute Kocherausbeute und hochwertiges Fabrikationsgut ist er von großer Wichtigkeit, da der ganze Kocherinhalt den gleichen Lösungsbedingungen ausgesetzt sein soll. Schlechter Umlauf gibt im Kocher Nester von unaufgeschlossenem Stoff und macht bei indirekten Kochern den Wärmeübergang von den Schlangen zum Kochgut äußerst schleppend. Verschiedene Beobachtungen lassen darauf schließen, daß der Umlauf im Kocher sehr schwerfällig ist, allgemein trachtet man darnach ihn zu verbessern. Bei dem heutigen Stand der Fabrikation erfolgt der Umtrieb der Lauge in dem Kocher lediglich durch den Wärmeartrieb. Mechanische Unterhaltung des Umlaufes wurde verschiedentlich, doch ohne Erfolg versucht. Rührwerke konnten sich bei der Größe der heutigen Kocher, der Schwierigkeit des Einbaues, des Dichthaltens der Stopfbüchsen, ferner wegen Behinderung des Füllens und Leerens nicht behaupten, ebensowenig Kreiselpumpen, die außerhalb und innerhalb des Kochers angeordnet wurden; auch Injektoranlagen wurden versucht. Die beste Durchmischung des Kochgutes geben natürlich drehbare Kugelkocher. Beim direkten Kochverfahren wird ein gewisser Umlauf durch die Strömungsenergie des in den Kocher eintretenden Dampfstrahles eingeleitet. Diese Wirkung hat man verschiedentlich auch durch Düsenanordnungen zu verstärken versucht. Doch haben hier die Kalkniederschläge aus dem Kocher bedeutende Schwierigkeiten gebracht. Daher ist man auch heute noch fast einzig und allein auf den durch Wärme bedingten Umlauf angewiesen und ist demselben auch erhöhtes Augenmerk zuzuwenden. Wegen der engen Wechselbeziehungen zwischen Wärmeübergang von den Heizeinrichtungen an das Kochgut und dem Umlauf im Kocher gelten hier all die Darlegungen, die bei den Heizeinrichtungen ausführlich behandelt worden sind. Beste Bedingungen für einen guten Umlauf würden die zentrisch angeordneten Heizeinrichtungen bieten, da im innerem röhrenförmigen Teil der Heizeinrichtung eine starke immer neu erwärmte Flüssigkeitssäule hochsteigt, oben überfällt und von unten neue, kältere Lauge nachströmt. Je mehr nun Holz in den Kocher eingebracht wird, je größer also seine Füllungsichte wird, um so schwerfälliger, aber auch um so nötiger, wird der Umlauf der Lauge zur gleichmäßigen Aufschließung des Kochgutes, da es dichter lagert und die Lauge mehr Widerstand beim Durchströmen findet.

Die Richtung des Umlaufes im Kocher bedingt durch die örtlich verschiedene Art der Wärmezufuhr verläuft im Mitscherlich-Kocher gerade entgegengesetzt wie im Ritter-Kellner-Kocher. Beim Mit-

scherlich-Kocher erwärmen sich zuerst die am Umfang gelegenen Teile des Kochgutes, so daß also der Umlauf von außen nach innen verlaufen muß, außen hochsteigend, innen niederfallend, beim Ritter-Kellner-Kocher wird der Umlauf von innen nach außen erfolgen; die warme Laugensäule wird innen hochsteigen, oben überfallen und an den kälteren Außenwandungen wieder herabziehen. Abb. 3a u. 3b veranschaulichen die Art des Umlaufes bei den beiden Kocherarten, zugleich gibt sie die typische Form des Mitscherlich- und des Ritter-Kellner-Kochers wieder.

Außer durch die Wärmezufuhr zum Kochgut wird die Zirkulation im Kocher eingeleitet bzw. künstlich unterstützt durch Eingriffe von außen in die Kontinuität der Kochung. Es sind das besonders

1. das Abgasen von oben, das besonders während der Ankochzeit des öfteren vorkommt, um allzu hoch gestiegenen Kocherdruck abzumindern,

2. das kurzzeitige rasche Abstoßen der Lauge am unteren Kocherteil, wie es das patentierte Verfahren von Dr. A. Peetz vorsieht<sup>1)</sup>.

Bei dem in sich geschlossenen Kochvorgang, der nicht unterbrochen werden kann und bei den großen heute üblichen Kochern, ist die Beobachtung oder gar die Berechnung der Umlauferscheinungen sehr erschwert. Diese Vorgänge sind mit Aussicht auf Erfolg nur in gut ausgerüsteten Laboratorien zu studieren. Dabei sind aber kleine Versuchskocher, besonders was Wärmeverluste usw. anbelangt mit großer Vorsicht zu behandeln, da ihre Oberflächen im Verhältnis zu den Kochern der Fabrikbetriebe außergewöhnlich groß sind. Jedenfalls ist erhöhter Umlauf mit allen Mitteln anzustreben und fabrikatorisch und wärmewirtschaftlich von großem Vorteil.

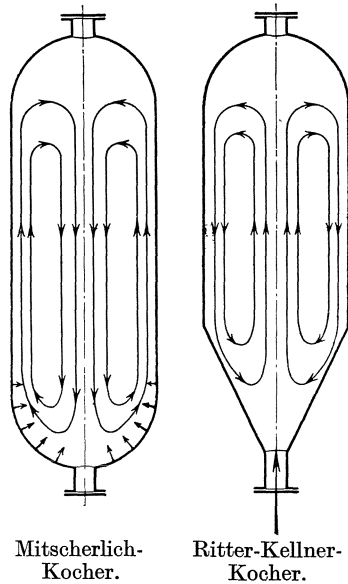


Abb. 3a und b. Umlauf im Kocher.

### III. Dampf- und Wärmeverbrauch der Kocher.

#### a) Theoretischer Dampfverbrauch.

Nach diesen Vorbemerkungen soll nun der theoretische Wärmeverbrauch für die Kochung entwickelt und daran anschließend die für die Beurteilung des Kochprozesses maßgebenden Wirkungsgrade aufgestellt werden. Ist

<sup>1)</sup> Dieses neuartige Kochverfahren wurde vornehmlich durch Direktor G. Süreth, Aschaffenburg allgemein in die Praxis eingeführt.

$W_{th}$  der theoretische Wärmebedarf um die Kocherfüllung je 1 kg Stoff von der Anfangs- auf die Endtemperatur zu bringen,  
 $G_L$  das Laugengewicht je 1 kg absolut trockener Stoff,  
 $c_L$  die spezifische Wärme der Lauge, die genau genaug = 1 genommen werden kann,  
 $G_H$  das Holzgewicht,  
 $c_H$  das spezifische Gewicht des Holzes von bestimmtem Feuchtigkeitsgehalt,  
 $t_a$  bzw.  $t_e$  die Anfangs- bzw. die Endtemperatur der Kochung,  
 so ist

$$W_{th} = (G_L \cdot c_L + G_H c_H) (t_e - t_a)$$

mit dieser Formel kann man bei Einsetzen der entsprechenden Zahlenwerte den theoretischen Wärmebedarf für alle möglichen Fälle berechnen. Dr. Sieber nennt diese theoretische Wärme produktive Wärme im Gegensatz zu den Verlusten der unproduktiven Wärme. Schreibt man diese Formel in der ursprünglichen Form nämlich:

$$W_{th} = G_L c_L (t_e - t_a) + G_H c_H (t_e - t_a)$$

und nimmt noch die Bedingungen dazu, daß der Raum im Kocher immer ein- und derselbe bleibt, daß also:

Holzvolumen + Laugenvolumen = Kocherinhalt = konstant,

so sieht man — Vollfüllung des Kochers immer angenommen —, in dieser Formel schon alle die Einflüsse, die den theoretischen Wärmeverbrauch verändern. Konstant ist in engen Grenzen die Endtemperatur  $t_e$  der Kochung. Das Laugengewicht  $G_L$  kann sich ändern, wenn sich das Holzgewicht ändert, die spezifische Wärme des Holzes kann sich mit seiner Feuchtigkeit ändern, am verschiedensten kann die Anfangstemperatur  $t_a$  der Kochung sein.

#### b) Wirkungsgrade.

Bei den Wirkungsgraden, die für die Kochung maßgebend sind, unterscheide ich:

1. den Wirkungsgrad der Heizeinrichtung,
2. den Wirkungsgrad des tatsächlichen Arbeitsvorganges,
3. den Gesamtwirkungsgrad der Kochung,
4. den wärmetechnischen Vollkommenheitsgrad des vorliegenden Prozesses im Vergleich zu einem angenommenen Idealprozeß.

Der Wirkungsgrad der Heizeinrichtung sagt uns, wieviel Wärme vom Dampf an das Kochgut übergeht, er beantwortet also die Frage, wieviel Wärme leite ich im Dampf in den Kocher ein und wieviel Wärme wird davon an das Kochgut übertragen. Je nachdem ob Ritter-Kellner-Kocher oder Mitscherlich-Kocher vorliegt schreibt sich dieser Wirkungsgrad zu

$$\eta_{IRK} = \frac{\lambda - t_e}{\lambda} = 1 - \frac{t_e}{\lambda} \text{ bzw. } \eta_{IMi} = \frac{\lambda - q'}{\lambda} = 1 - \frac{q'}{\lambda}.$$

dabei ist  $\lambda$  die Gesamtwärme des eintretenden Dampfes,

$t_e$  die Endtemperatur der Kochung,

$q'$  die Flüssigkeitswärme des Kondensates in den Kocherheischlangen vor dem betreffenden Kondensstopf, die im allgemeinen nicht mit der Flüssigkeitswärme, die dem Druck in den Dampfschlangen entspricht, identisch ist.

Der Wirkungsgrad des tatsächlich vorliegenden Arbeitsprozesses sagt uns, in welchem Verhältnis die theoretisch für den Kochprozeß nötige Wärme zu der ganzen vom Dampf an das Kochgut übertragenen Wärme steht, mit anderen Worten, gibt er uns einen Aufschluß über die Verluste. Er schreibt sich zu:

$$\eta_{II} = \frac{\text{theoretisch nötige Wärme}}{\text{vom Dampf an das Kochgut abgegebene Wärme}}$$

$$= \frac{\text{theoretisch nötige Wärme}}{\text{theoretisch nötige Wärme} + \text{Wärmeverluste}} = \frac{W_{th}}{(\lambda - q) \cdot D}$$

Dabei ist  $D$  der Dampfverbrauch der Kochung, der durch Dampfmesung oder Kondensatmessung bekannt sein muß. Für  $q$  im allgemeinsten Sinn ist je nachdem ob es sich um Ritter-Kellner- oder Mitscherlich-Kochung handelt  $t_e$  oder  $q'$  einzusetzen. Um den Wirkungsgrad  $\eta_I$  und  $\eta_{II}$  so groß wie möglich zu bekommen, müssen die Verluste so klein wie möglich werden. Gibt uns der Wirkungsgrad  $\eta_I$  an, wie die Heizvorrichtung arbeitet, so gibt uns  $\eta_{II}$  Aufschluß darüber, wie die Wärme, die von der Heizvorrichtung abgegeben wird, einerseits zur Deckung des theoretischen Wärmebedarfs, andererseits zur Deckung der Wärmeverluste verwandt wird.

Das Produkt  $\eta_I \cdot \eta_{II} = \eta$  kann man den Gesamtwirkungsgrad der vorliegenden Kochung heißen. Es faßt die Ausnützung des Dampfes in der Heizrichtung und die Ausnützung der an das Kochgut übertragenen Wärme zusammen. Bildet man sich diese Größe, so schreibt sich dieser Wirkungsgrad zu:

$$\eta = \frac{\text{theoretisch nötige Wärme}}{\text{im Dampf enthaltene Wärme}} = \frac{W_{th}}{D \cdot \lambda}$$

Dieses  $\eta$  ist die Endzahl zur Beurteilung des Wärmeumsatzes einer tatsächlich vorliegenden Kochung, sie liegt erfahrungsgemäß bei 0,6 bis 0,7. Natürlich kann dieser Wirkungsgrad auch direkt angeschrieben werden, ohne den Umweg über die beiden zuerst entwickelten Teilwirkungsgrade  $\eta_I$  und  $\eta_{II}$  zu nehmen; diese Werte sind aber zum klaren Einblick in die Verhältnisse sehr zweckmäßig.

Bei den oben entwickelten Wirkungsgraden hat man durch dieselben immer nur einen Einblick, ob die betreffende tatsächlich vorliegende Kochung wärmetechnisch gut oder schlecht abschneidet, aber noch keineswegs, ob das Arbeitsverfahren überhaupt wärmetechnisch hochwertig liegt oder nicht. Den gleichen Gesamtwirkungsgrad von  $\eta = 0,7$  kann z. B. ein Verfahren haben, das mit kalter Frischlauge,

und ein solches, das in hochwertigster Weise mit stark vorgewärmter Frischlauge arbeitet.

Hier kann man Einblick erhalten, wenn man wärmetechnisch betrachtet ein Idealkochverfahren aufstellt, gekennzeichnet z. B. durch 100° C Frischlaugenanfangstemperatur, 140° C Endtemperatur, 8 l Lauge auf 1 kg Zellstoff. Dafür wird der theoretische Wärmeverbrauch gerechnet, er sei  $W_{thi}$ . Bildet man nun den theoretischen Wärmeverbrauch  $W_{th}$  des tatsächlich vorliegenden Verfahrens mit etwa 30° C Frischlaugenanfangstemperatur, sonst aber mit den gleichen Verhältnissen wie oben, mit so ist das Verhältnis der beiden theoretischen Wärmemengen der Vollkommenheitsgrad der Kochung. Er schreibt sich zu

$$\frac{W_{thi}}{W_{th}} = \text{Vollkommenheitsgrad.}$$

Durch diesen Vergleich der theoretischen Wärmemenge der tatsächlich vorliegenden Kochung mit der theoretischen Wärme eines Idealprozesses bekommt man erst ein abschließendes Urteil, in welche Wertigkeits- oder Vollkommenheitsstufe das in einem Werk angewandte Kochverfahren einzuordnen ist. In den meisten Fällen wird man sehen, daß man noch sehr weit von dem Idealzustand entfernt ist. Man macht es ja in anderen Betrieben z. B. im Kesselhausbetrieb geradeso; man stellt sich einen Idealzustand auf und sieht zu, diesen zu erreichen bzw. zu erkennen, wieviel noch am Erfolge fehlt.

Man kann nun noch, wenn man will, einen Schritt weiter gehen und das Produkt aus Gesamtwirkungsgrad und Vollkommenheitsgrad bilden. Ist z. B.  $W_{thi} = 370$  kcal,  $W_{th} = 1030$  kcal so ist

$$\text{der Vollkommenheitsgrad des Prozesses } \frac{370}{1030} = 0,362.$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  der vorliegenden Arbeitsweise sei nun zu 0,7 gefunden, so ist die für das Gesamtverfahren maßgebende Zahl  $0,362 \cdot 0,7 = 0,247$ . Diese Zahl bildet dann das allerletzte Beurteilungsglied. Sie wird in den allermeisten Fabriken noch sehr weit von der Zahl 1, die ja letzten Endes anzustreben ist, entfernt liegen. Ganz kann diese Zahl 1 nie erreicht werden, weil ja kein Prozeß ohne Verluste verläuft. Wohl aber muß er sich dieser Zahl soviel wie möglich nähern. Der Vollkommenheitsgrad allerdings kann gleich 1 werden und wird es in demselben Augenblick, wo mit Anfangslaugentemperatur von 100° C gearbeitet wird.

Wird der Vollkommenheitsgrad tatsächlich = 1, so muß man auch noch wissen, mit welchen wirtschaftlichen Mitteln diese Zahl erreicht ist. Man muß also zur erschöpfenden Beurteilung auch noch den Dampfverbrauch der Kocher mit hereinnehmen, ebenso Anlagekapital und Amortisierung der immerhin beträchtlichen Apparaturen zur Frischlaugenvorwärmung. Man könnte sich denken, daß die Frischlauge mit Abdampf oder sogar mit Frischdampf vorgewärmt wird, dann bringt dieser Prozeß nur eine Zeitersparnis für den Kocher durch die herausgelegte Ankochperiode, nicht aber eine Dampfersparnis. Erst darin, daß die hohe Frischlaugentemperatur, wie später gezeigt, durch die Abwärme des

Kochers selbst erreicht wird, daß also ein gewisser Teil des Wärmeumsatzes im Kocher einen Kreislauf vollzieht, liegt der Gewinn. Nun muß man sich weiter fragen, was hat dieser Vollkommenheitsgrad der Kochung, der durch hohe Vorwärmung der Frischlaugung durch die Abwärme des Kochers erreicht wird, für Folgen und wie ordnete er sich in das Gesamtbild des gesamten Fabrikationsprozesses überhaupt ein. Es soll hier vorweg genommen werden, daß dadurch der Dampfverbrauch der Kochung, der bei den meisten deutschen Werken wohl noch zwischen 2,4 und 2,8 kg je 1 kg lufttrockenem Zellstoff liegt, auf 1—1,2 kg herabgedrückt werden kann. Für die nordischen Werke, die ihre ganze Kraft mit Wasserkraft und den Koch- und Heißdampf gewöhnlich gesondert davon erzeugen, ist das ein idealer Zustand. Für die Werke, die jetzt ihre Kraft im Gegendruckbetrieb mit Dampf erzeugen, hat dies zur Folge, daß sie mit den Kesseldrücken entweder höher hinaufgehen müssen, da ihnen dann mit Einschluß des Dampfes für die Trockenpartie nur rund 3 kg Dampf je 1 kg Zellstoff zur Verfügung steht, oder aber, daß sie einen Kondensationsteil hinter die Turbine schalten müssen, der allerdings wieder den Vorteil hat, daß er einen besseren Ausgleich in den Dampf- und Kraftschwankungen ermöglicht, so daß der Ruths-Speicher etwas kleiner gehalten werden kann. Andererseits muß aber die Entwicklung der Zellstoffindustrie auch dahingehen, eine Ablaugenverwertung irgendwelcher Art zu schaffen. Sowohl Spritfabrik wie Ablaugenverwertung, welche letztere immer auf einer vorhergehenden Ablaugeneindickung aufbaut, haben überwiegend Heißdampfbedarf, es wird also dadurch für den beim Kochverfahren mit hoch vorgewärmter Frischlaugung ersparten Kochdampf wieder Ersatz geschafft und so die Krafterzeugung im reinen Gegendruckbetrieb doch ohne allzu hohe Drücke wieder ermöglicht. Nebenbei wird es nach den bisherigen Erfahrungen noch geraume Zeit dauern, bis die Mehrzahl der Zellstoffabriken auf höchste Frischlaugenanwärmung übergegangen sind. In dieser Zeit werden sich auch die eben erwähnten Nebenbetriebe weiter entwickeln, so daß absolut keine Ursache vorliegt, aus obigen Gründen, die allerdings zur klaren Erkenntnis der Sachlage entwickelt werden mußten, von dem Übergang zur höchsten Frischlaugenanwärmung auch nur einen Augenblick Abstand zu nehmen.

Zur vollkommenen wärmetechnischen Beurteilung des Kochprozesses und zur Beurteilung der Wirkungsweise von vorgenommenen Änderungen wären also jeweils zu bilden:

1. Der Wirkungsgrad  $\eta_I$ , der uns den Gütegrad der Dampfausnutzung in der Heizeinrichtung gibt,

2. der Wirkungsgrad  $\eta_{II}$ , der uns den Gütegrad der vorliegenden Arbeitsweise zeigt und uns sagt, wieviel von der an das Kochgut übergebenen Wärme zur Deckung der theoretisch nötigen Wärme und wieviel zur Deckung der Verluste verwandt wird,

3. der Gesamtwirkungsgrad  $\eta$ , der die beiden vorhergehenden Werte zusammenfaßt und angibt, wieviel von der im Dampf zugeführten Wärme effektiv ausgenützt wird,

4. der Vollkommenheitsgrad der uns aufklärt, wie der vorliegende Kochprozeß zum Idealkochprozeß liegt.

Praktisch liegt  $\eta_I$  bei 78<sup>0</sup>/<sub>0</sub>—84<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, wovon die niedrigeren Zahlen für Mitscherlich-Kochungen, die höheren für Ritter-Kellner-Kochungen gelten;  $\eta_{II}$  bei 85<sup>0</sup>/<sub>0</sub>—94<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, wovon die niedrigeren Zahlen für Ritter-Kellner wegen des öfteren Abgasens, die höheren für Mitscherlich-Kocher gelten, der Gesamtwirkungsgrad liegt also für beide Kochverfahren ungefähr zwischen 70<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und 75<sup>0</sup>/<sub>0</sub>. Der Vollkommenheitsgrad hängt in erster Linie von der Frischlaugentemperatur ab und dürfte wohl heute noch meistens in der Größenordnung von 30<sup>0</sup>/<sub>0</sub> bis 40<sup>0</sup>/<sub>0</sub> zu finden sein.

#### c) Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs.

Es sollen nun zuerst die verschiedenen Einflüsse besprochen werden, die den Wirkungsgrad der Heizeinrichtung, den theoretischen Wärmeverbrauch und Dampfverbrauch beeinflussen, dann diejenigen, welche den effektiven Dampfverbrauch ändern, also die Wärmeverluste. Dadurch wird zugleich ersichtlich, was zu tun ist, um den Wärmeverbrauch möglichst niedrig zu halten.

Zu den Einflüssen der ersten Art gehören:

1. Eintrittszustand des Dampfes,
2. Unterkühlung des Kondensats.

Zu den Einflüssen der zweiten Art gehören:

1. die Füllungsdichte des Kochers,
2. die Anfangstemperatur der Frischlauge,
3. die absolute Ausbeute aus dem Kocher.

Zu den Einflüssen der dritten Art gehören:

1. die Abgasverluste,
2. die Anheizverluste für Mauerwerk und Blech,
3. die Wärmeverluste des Kochers nach außen.

**Wärmeausnützung in der Heizvorrichtung.** Bei Betrachtung der Wärmeausnützung in der Heizvorrichtung selbst, d. h. bei der Beurteilung der Frage wieviel von der in die Heizleitung in Form von Dampf eingeleiteten Wärme an das Kochgut übertragen wird und wieviel als Verlust des Prozesses abgeht, soll auch das direkte Einströmen des Dampfes in die Ritter-Kellner-Kocher als Heizeinrichtung betrachtet werden.

Beim Mitscherlich-Kocher strömt der Dampf im allgemeinsten Sinne als überhitzter Dampf mit der Gesamtwärme  $\lambda$  in die Schlange mit einem gewissen Druck meist 6—8 ata ein. Der Dampf wird kondensiert, das Kondensat fließt aus den Schlangen ab, vorausgesetzt, daß hinter den Schlangen ein Kondenstopf oder ein Kondensatrückleiter sitzt, so daß tatsächlich nur Wasser austritt. Läßt man den Dampf ohne Stauung hinter den Schlangen durch diese nur durchblasen, wie es bei Schlangen, die in der Heizfläche zu knapp bemessen sind, bisweilen geschieht, so ist dieser Fall der Rechnung schwer zugänglich. Normalerweise fließt das Kondensat mit der dem Eintrittsdruck des Dampfes entsprechenden Sättigungstemperatur und Flüssigkeitswärme ab, z. B.



Eintrittsdruck 7 ata, Sättigungstemperatur 164° C, Flüssigkeitswärme 166 kcal. Bei der Mitscherlich-Kochung, bei der der Kocherinhalt anfangs nur 20—25° C hat, wird das Kondensat noch unterkühlt, d. h. es wird einen Teil seiner Flüssigkeitswärme, die dem Sättigungsdruck entspricht, noch nutzbar an das Kochgut abgeben. Wie groß dieser Teil ist, kann durch Temperaturmessung des Kondensates vor dem Kondenswasserableiter gefunden werden. Nach und nach, mit Erhöhung der Kochtemperatur wird das Kondensat vor dem Topf, seine dem Druck entsprechende Sättigungstemperatur annehmen.

Ist nun  $t_s$  bzw.  $q$  die dem betreffenden Eintrittsdruck des Dampfes in die Schlange zugeordnete Sättigungstemperatur bzw. Flüssigkeitswärme, wobei beide Werte für angenäherte Rechnung gleichgesetzt werden können, ist ferner  $t'$  die vor dem Kondensatableiter wirklich gemessene Temperatur, so ergibt sich nach Dr. Sieber als Mittel über die ganze Kochdauer, die wirkliche Endtemperaturen bzw. Endflüssigkeitswärme des Kondensates zu

$$t' = \varepsilon t \text{ bzw. } q' = \varepsilon q$$

d. h. die wirkliche Kondensatwärme, mit der das Kondensat abgeht, ist kleiner wie die Kondensatwärme, die dem Eintrittsdruck des Dampfes entspricht. Als Festwerte  $\varepsilon$  sind angegeben

$\varepsilon = 0,8$  bei ungedämpften Kochern, bei denen die Anfangstemperaturen des Kochgutes tiefer liegen,

$\varepsilon = 0,9$  bei gedämpften Kochern, bei denen sie höher liegen.

Wird eine Schaltung gewählt derart, daß das Kondensat während der ersten Zeit der Ankochperiode eines zweiten Kochers noch durch dessen Schlange geführt wird, so kann ihm natürlich noch bedeutend mehr Flüssigkeitswärme entzogen werden. Man erhält dann

$\varepsilon = 0,4$  bei ungedämpften und

$\varepsilon = 0,6$  bei gedämpften Kochern.

Diese Schaltung gibt also eine wesentlich bessere Ausnützung der Dampfwärme, sie sei nur des Zusammenganges wegen hier aufgeführt, eigentlich ist diese Ausnützungsart ja schon eine Ausnützung der Abfallwärme des Kochers. Für die Gesamtwärmebilanz der Anlage ist es ja ganz gleichgültig, ob das Kondensat des einen Kochers z. B. zur Kesselspeisung oder zur weitem Beheizung eines zweiten Kochers verwandt wird. Die letztere Verwendungsart läßt sich natürlich praktisch leichter durchführen, da hier keine Schwierigkeiten wegen des Säuregehaltes des Kondensates zu befürchten sind.

Nach Seite 14 lautet die Formel für den Wirkungsgrad  $\eta_I$  der Heizeinrichtung bzw. der Dampfausnützung in ihr:

$$\eta_{IMi} = 1 - \frac{q'}{\lambda} \text{ bzw. } \eta_{IRK} = 1 - \frac{t_e}{\lambda}$$

wobei  $\lambda$  die Gesamtwärme des Dampfes aus dem J-S Diagramm<sup>1)</sup> entnommen werden kann, sobald Druck und Temperatur des Eintrittszustandes des Dampfes bei überhitzten bzw. der Druck allein bei ge-

<sup>1)</sup> Erklärung siehe Seite 264.

sättigtem Dampf bekannt ist. Der Wert  $q'$  findet sich am genauesten durch Beobachtung mit dem Thermometer als Durchschnittswert über die ganze Kochung oder durch Verwendung der oben gegebenen Festwerte  $\varepsilon$  als erste Annäherung. Dies gilt für Mitscherlich-Kocher. Für Ritter-Kellner-Kocher wird die Kondensatwärme, die unter der Endtemperatur des Kochers liegt, überhaupt nicht ausgenützt, da schließlich das Kondensat doch immer auf die Endtemperatur des Kochers, z. B.  $140^{\circ}\text{C}$ , gebracht werden muß. Wenn auch tatsächlich während der Ankochzeit, z. B. wenn der Kocher auf  $70^{\circ}\text{C}$  steht, der über  $70^{\circ}\text{C}$  liegende Teil der Flüssigkeitswärme des augenblicklich einströmenden Dampfes zur Erwärmung des Kochgutes ausgenützt wird, so ist auch dieses Kondensat durch den später zuströmenden Dampf ebenfalls auf die Endtemperatur  $t_e$  zu bringen.

Um den Wirkungsgrad  $\eta_I$  möglichst groß zu bekommen, ergibt sich aus der Formel, daß bei Mitscherlich-Kochern das Glied  $\frac{q'}{\lambda}$  möglichst klein zu machen ist, das kann an und für sich geschehen durch kleines  $q'$  oder durch großes  $\lambda$  oder durch beide Einflüsse zusammen. Da die Flüssigkeitswärme  $q$  und damit auch  $q' = \varepsilon q$  beim Übergang von hohen zu niederen Drücken bedeutend rascher abnimmt als die Gesamtwärme, so ist auf möglichst niedere Eintrittsdrücke in den Heizschlangen zu sehen, will man günstige Dampfausnützung in diesen bekommen. Die Grenzen sind natürlich durch die praktische Forderung des Kochprozesses gezogen vor allem dadurch, daß der Innendruck der Schlangen immer über dem Kocherdruck liegen soll.

Bei Ritter-Kellner-Kochern, bei welchen die Endtemperatur der Kochung in der Formel

$$\eta_I = 1 - \frac{t_e}{\lambda}$$

in den engen Grenzen von  $140^{\circ}\text{C}$  —  $150^{\circ}\text{C}$  festliegt — je tiefer  $t_e$  desto besser ist  $\eta_I$  — ist der Wirkungsgrad durch möglichst hohe Gesamtwärme, also möglichst hohem Druck günstig zu gestalten. Dazu kommt noch das Mittel hoher Überhitzung. Nach Dr. Sieber liegen diese Wirkungsgrade zahlenmäßig ungefähr folgendermaßen:

Zahlentafel 3.

Satttdampf			Überhitzter Dampf			
Ritter-Kellner	Mitscherlich		Ritter-Kellner		Mitscherlich	
	ohne Dämpfung	mit Dämpfung	Dampftemperatur			
			$180^{\circ}\text{C}$	$220^{\circ}\text{C}$	$180^{\circ}\text{C}$	$220^{\circ}\text{C}$
0,785	0,8	0,774	0,786	0,792	0,778	0,784

Da der theoretische Dampfverbrauch  $D_{th} = \frac{W_{th}}{\lambda \cdot \eta_I}$  so kann nun dieser für verschiedene Fälle angegeben werden. Für einen fest angenommenen

Prozeß mit 20° C Frischlaugeneintrittstemperatur gibt Dr. Sieber folgende Werte für  $D_{th}$  bezogen auf Dampf von 7 ata Eintrittsdruck:

2,55 kg	direktes Kochverfahren, Sattedampf
2,38 kg	„ „ Dampf auf 220° C überhitzt.
2,22 kg	indirekt. Kochverfahren, Sattedampf
2,13 kg	„ „ Dampf auf 220° C überhitzt
1,84 kg	„ „ mit Kondensatnutzung im 2. Kocher

**Füllungsdichte.** Unter Füllungsdichte versteht man die Anzahl Festmeter Holz, welche in feuchtem Zustand in 1 m<sup>3</sup> Kochernetto-volumen eingebracht wurden. Die Füllungsdichte schreibt sich also zu:

$$\text{Füllungsdichte} = \frac{\text{Gesamtholzvolumen im Kocher in fm}}{\text{Kochernetto-volumen in m}^3}$$

Die Füllungsdichten lagen früher zwischen 0,36—0,39, heute etwa 0,40—0,46.

Die höheren Füllungsdichten werden erreicht:

- a) durch verschiedene Behandlung beim Füllen selbst, nämlich
1. durch Dämpfen des Holzes, wodurch sein Gewicht erhöht wird, das Holz zusammensitzt und nachgefüllt werden kann,
  2. durch Stampfen mit Preßluftstampfern,
  3. durch Lehmannsche Fallgewichte,
  4. durch das Freskverfahren, bei dem die Schnitzel durch einen Luftstrom in geordneter Weise in den Kocher gelegt werden, wodurch sie dichter lagern<sup>1)</sup>.

b) durch nasses Holz, denn je nasser das Holz ist, desto schwerer ist es, desto mehr setzt es sich besonders im unteren Teil des Kochers durch sein Eigengewicht zusammen. Dieser letztere Einfluß erscheint sehr wesentlich. Dr. Klein<sup>2)</sup> gibt auf Grund eines Aufsatzes von G. P. Genberg in American Technical Association folgende kleine Tabelle:

Zahlentafel 4.

Holzfeuchtigkeit	Ausbeute aus dem gleichen Kocher	
	faserfest	bleichfähig
20 %	18,8 t	16,0 t
40 %	19,1 t	17,6 t

Dr. Sieber stellt den Einfluß der Holzfeuchtigkeit durch das in der Abb. 4 wiedergegebene Schaubild dar.

c) durch die verschiedenen Kochergrößen. Größere Kocher haben um einige Prozente bessere Ausbeute als kleine, da das Holz unter dem Druck der höheren Holzsäule sich besser zusammensetzt, auch können die oberen Teile der Kocher besser und bequemer beschickt werden. So ist z. B. nach Dr. Klein<sup>2)</sup>

Zahlentafel 5.

Kocher-Volumen	Raumausbeute	Erhöhung
48 m <sup>3</sup>	68,8 kg	—
235 m <sup>3</sup>	74,5 kg	+ 6 %

<sup>1)</sup> Wochenblatt 1925, S. 1068.

<sup>2)</sup> Dr. Klein: Das Kochen von Sulfitzellstoff. Wochenblatt 1924, S. 1341.

Je mehr Holz in den Kocher gegeben werden kann, desto weniger Lauge wird nötig, da der Gesamtkocherraum der gleiche bleibt.

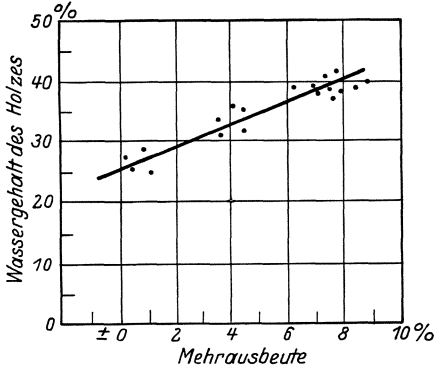


Abb. 4. Verhältnismäßige Mehrausbeute aus der Einheit des Kochervolumens bei steigendem Wassergehalt des Holzes.

Natürlich muß die Lauge entsprechend stärker sein. Da das Holz, das an Stelle der Lauge getreten ist, leichter wie diese ist und zudem eine kleinere spezifische Wärme, etwa 0,4 gegenüber 1, hat, so muß der Wärmeverbrauch sinken. Wird aber mehr Holz in den Kocher gegeben, so hat man größere Ausbeutezahlen je m<sup>3</sup> Kochervolumen unter Voraussetzung gleicher Sterausbeute. Rechnet man dann die Dampf- oder Wärmeverbrauchsanzahl je 1kg Zellstoff, so wird sie aus drei Gründen kleiner als bei Kochern mit kleiner Füllungsichte, nämlich:

1. weil absolut weniger Lauge im Kocher ist, dafür mehr Holz,
2. weil sich eine höhere Raumausbeute gegen früher ergibt,
3. weil sich diese größere Ausbeute auf eine gegen früher kleinere Gesamtwärmemenge verteilt.

Diese drei Gründe addieren sich in ihrer Wirkung.

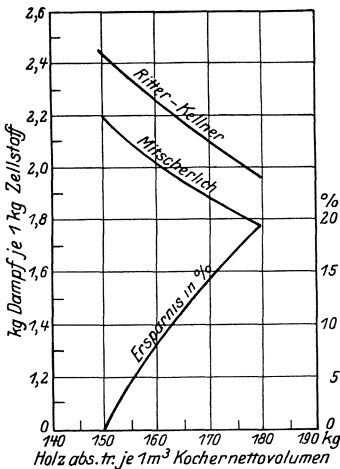


Abb. 5. Einfluß der Füllungsichte auf den Wärmeverbrauch der Kochung.

Diese Erscheinung wird noch durchsichtiger, wenn man sich die drei Einflüsse hintereinander eintretend denkt: also zuerst wird mehr Holz eingebracht, weniger Lauge ist die Folge, die Ausbeute bleibe aber aus irgendeinem Grunde die gleiche wie früher. Der Dampfverbrauch muß schon jetzt bei sonst ganz gleichen Verhältnissen kleiner werden; die Ausbeute werde jetzt auf das normale Maß gebracht, die Ausbeute aus der Raumeinheit steige also um 10%. Um diesen Betrag muß auch der Einheitsdampfverbrauch sinken. Diese letztere Beeinflussung ist eine rein rechnerische, denn wenn in einem Bruch der Zähler konstant bleibt, und der Nenner sich vergrößert, so wird das Endergebnis kleiner. Die Summe beider Einflüsse ist zahlenmäßig sehr erheblich; man sieht aus

Abb. 5, wie mit steigender Füllungsichte von 150 auf 180 kg Holz je Kubikmeter Kochernettovolumen der Einheitsdampfverbrauch stark abnimmt. Der Einfluß der Füllungs-

dichte ist nach dem Einfluß der Frischlaugenanfangstemperatur derjenige, der am wesentlichsten ins Gewicht fällt.

Ein zweites Charakteristikum für die in den Kocher gefüllte Laugenmenge bildet auch das Verhältnis  $\frac{\text{Holzgewicht}}{\text{Laugengewicht}}$ . Beide Größen sind für vorliegende Kochungen bekannt. Das Verhältnis liegt in den Grenzen von 0,35—0,52. Erstere Größe bei ungestampften, letztere bei gestampften Kochern. Dabei sei immer angenommen, daß der Kocher mit Lauge vollgefüllt ist; die Laugenmenge läßt sich nun durch Kunstgriffe noch beeinflussen, die Laugensparnis oder Dampfersparnis bzw. beides bringen nämlich:

1. beim Ritter-Kellner-Verfahren wird der obere Teil des Kochers nicht ganz mit Lauge vollgefüllt, da einerseits durch das Kondensat des Dampfes, besonders wenn er auch noch naß ist, die Laugenmenge vergrößert und daher der freie Raum bald aufgefüllt sein wird und andererseits der Kocherinhalt bis es wirklich zum Lösungsvorgang kommt, doch zusammensinkt;

2. während des Ankochens wird nach den Patenten von Dr. A. Peetz statt des Abgasens verschiedene Male im unteren Konus Lauge abgezogen<sup>1)</sup>;

3. von der vorhandenen Laugenmenge wird bei 120—130° C eine gewisse Menge abgezapft und in einen anderen Kocher, der vor der Ankochperiode steht, geleitet (Überlaugerverfahren).

Diese Verfahren verkleinern den Wärmeverbrauch nicht unbedeutend, da beim ersten Verfahren eine gewisse Laugenmenge und die zu ihrer Erwärmung nötige Wärme ganz gespart wird, während beim zweiten und dritten Verfahren die abgezapfte Laugenmenge nicht im ganzen Temperaturbereich erwärmt werden muß.

**Frischlaugentemperatur.** Die Erkenntnis, daß durch die Anwärmung der Frischlauge viel Wärme gespart werden kann, ist schon lange vorhanden. Diese Erkenntnis zu gewinnen, ist ja schließlich auch nicht schwer. Allmählich geht man auch daran, diese Erkenntnis in die Tat umzusetzen. Es fragt sich nun noch um die Mittel, mit denen diese Anwärmung zu erreichen ist. Rein theoretisch gesprochen sind es Frischdampf, Abdampf und Abfallwärme. Die ersten beiden bringen keine Dampfersparnis, da diese Mittel im Kocher ja auch angewandt werden, die Verwendung von Abfallwärme, die später noch eingehend besprochen wird, ist das einzig richtige Mittel, wodurch Dampf gespart wird. Die Apparatur, die andererseits zur Durchführung der Frischlaugenanwärmung nötig ist, ist teuer und umfangreich. Große Behälter, die außerdem wie die Kocher säurefest und druckfest ausgebildet sein müssen und Pumpen zum Befördern der Frischlauge unter Druck in die Kocher sind nötig. Dazu kommt noch das an und für sich schwierige Arbeiten mit der Frischlauge wegen ihres SO<sub>2</sub>-Gehaltes und die Materialfrage. Letztere war früher sehr schwierig, ist aber durch die Erkenntnisse und die Erfahrungen der

<sup>1)</sup> Siehe auch Fußnote 1 Seite 13.

letzten Jahre besonders auch durch die Erfindung des Kruppschen säurefesten Stahls einfacher geworden. Die Schwierigkeiten müssen aber alle in Rücksicht auf die Vorteile, die die Anwärmung bringt, überwunden werden. Die Vorteile liegen ja hauptsächlich neben der Dampfersparnis in der Zeitersparnis. Die überragende Bedeutung der Zeit im Fabrikationsgang tritt hier neben der Bedeutung der Ersparnis im Wärmeverbrauch einschneidend hervor. Die Zeitersparnis besteht darin, daß der Ankochprozeß aus dem Kocher herausgelegt wird, die zeitliche Produktionsfähigkeit des Kochers wird dadurch ganz wesentlich er-

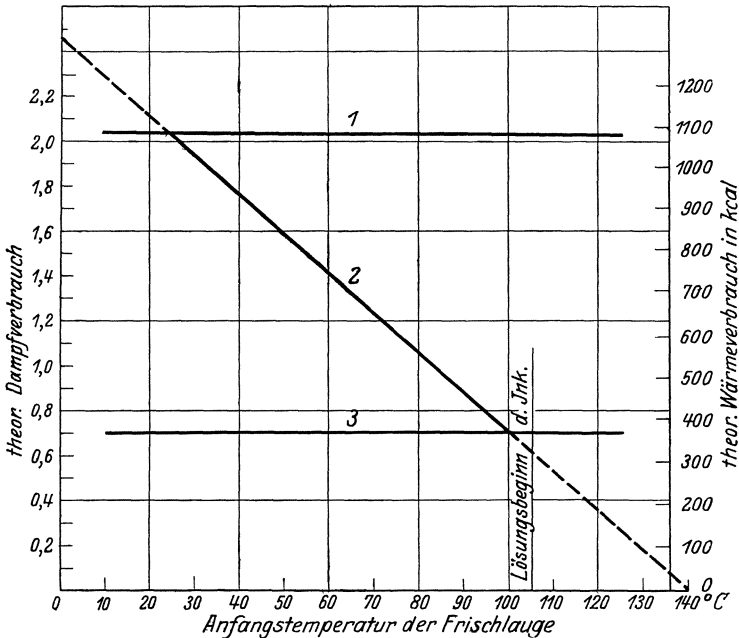


Abb. 6. Theoretischer Wärmeverbrauch der Kochung abhängig von der Frischlaugentemperatur.

Kurve 1 theor. Dampfverbrauch (Wärmeverbrauch) bei 25° C Anfangstemperatur der Frischlauge.  
Kurve 2 theor. Dampfverbrauch (Wärmeverbrauch) bei verschiedenen Anfangstemperaturen der Frischlauge).

Kurve 3 theor. Dampfverbrauch (Wärmeverbrauch) des Idealprozesses (100° C Anfangstemperatur der Frischlauge).

höht. Die Ausbeutezahl aus der Kocherraumeinheit und zwar in der Zeiteinheit ist heute in der Praxis und in der Literatur noch viel zu wenig gewürdigt und bekannt.

Wie grundlegend der Wärmeverbrauch der ganzen Kochung durch die Anfangs- und Endtemperatur beeinflusst wird, zeigt am besten Abb. 6. Dieselbe ist auf mittleren Verhältnissen, also auf einem Laugenverbrauch von 8 l Frischlauge je 1 kg Zellstoff, auf einem Holzverbrauch von 2,63 kg Holz im Kocher von 20% Feuchtigkeit, auf 140° C Kocherendtemperatur aufgebaut. Es ist eine Mitscherlich-Kochung mit Sattedampf 7 ata und 132° C durchschnittliche Kondens-

satabgangstemperatur angenommen. In dem Schaubild ist die theoretische Wärme aufgezeichnet, die zum Erwärmen von Holz und Lauge von verschiedenen Anfangstemperaturen auf 140° C Endtemperatur nötig ist. Nimmt man den Gesamtwirkungsgrad der Kochung ungefähr mit 0,7 an, so zeigt noch deutlicher folgende kleine Zahlenaufstellung, auf welcher niedrige effektive Dampfverbräuche man bei hoher Frischlaugevorwärmung kommen kann. Die mehr oder weniger hohe Anfangstemperatur der Frischlauge ist ausschlaggebend für den Dampfverbrauch der ganzen Kochung. Der Einfluß der Frischlagentemperatur, mit der die Kochung begonnen wird, geht weit über alle anderen Einflüsse hinaus. Die Abbildung ist ganz grundlegend für den Dampfverbrauch und für die spätere Erörterung über die Frischlaugeanwärmung. Mögen sich auch die einzelnen Verhältnisse bei den verschiedenen Kochern und Kochungsarten etwas verschieden gestalten, so zeigt sich doch, wie auf alle Fälle der Dampfverbrauch durch Erhöhung der Frischlagentemperatur äußerst günstig beeinflusst werden kann.

Zahlentafel 6.

Anfangstemperatur der Frischlauge im Kocher	theor. Dampfverbrauch je 1 kg Zellstoff	tatsächlicher Dampfverbrauch je 1 kg Zellstoff
25° C	2,03 kg	2,92 kg
40° C	1,77 kg	2,54 kg
70° C	1,24 kg	1,78 kg
90° C	0,89 kg	1,28 kg
100° C	0,7 kg	1,0 kg

**Ausbeute.** Durch die Frischlaugeanwärmung wird aber nicht nur Dampf gespart, sondern, wie schon erwähnt, auch die Ausbeutemöglichkeit aus der Kocherraumeinheit in der Zeiteinheit bedeutend gehoben. Diese Größe ist neben der Sterausbeute, die nur die Ausnützung des Holzes angibt, aber nicht auf die Zeit eingeht, neben der Ausbeute aus dem Kubikmeter Kochernetzraum — der Raumausbeute — eine sehr wichtige Größe. Ich möchte für sie den Namen spezifische Kocherausbeute vorschlagen. Diese ist im wesentlichen eine Funktion der Frischlaugevorwärmung außerhalb des Kochers; sie soll angeben, wieviel Kilo lufttrockner Zellstoff aus 1 m<sup>3</sup> Kochernetzraum in 1 Stunde Gesamtumtriebszeit gewonnen wurde. Es ist zweckmäßig, auch hier die Zeiteinheit, also die Stunde und nicht den Tag oder Monat als Grundlage zu nehmen. Die spezifische Kocherausbeute schreibt sich also zu:

$$\text{spez. Kocherausbeute} = \frac{\text{kg lufttrockner Zellstoff je Kubikmeter Kochernetzraum}}{\text{Stunde Gesamtumtriebszeit}}$$

Die Gesamtumtriebszeit wird dabei zweckmäßig in den Jahresdurchschnitten der Werke zweifach anzugeben sein, da sonst durch die Möglichkeit von erfolgten größeren Stillständen der Kocher das Bild verwischt würde. Also

a) bezogen auf die normale Kocherumtriebszeit ohne abnormale Stillstände,

b) mit abnormalen Stillständen.

So sei z. B. die spezifische Kocherausbeute nach a) 5 kg je Kubikmeter und Stunde, nach b) 4,8 kg je Kubikmeter und Stunde.

Die spezifische Kocherausbeute ist die einzige endgültige Vergleichsgröße, denn selbst wenn man die Raumausbeute aus dem Kochervolumen kennt, kann man ohne die Zeitangaben nicht die Produktionsfähigkeit der Kocher ermitteln. Diese spezifische Kocherausbeute liegt zahlenmäßig wegen der verschiedenen Kochzeiten sehr verschieden. Ich fand sie in Werken mit überreichlichem Kocherraum zu 1,48, in anderen zu 3,7, in wieder anderen zu 5,4 kg. In der Literatur finden sich nur spärliche Angaben. Nach Dr. A. Klein<sup>1)</sup> schwankt sie bei 22 verschiedenen Kochungen verschieden

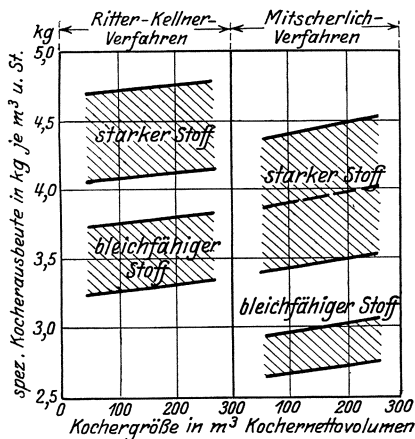


Abb. 7. Spezifische Kocherausbeute ( $^{90/100}$  gerechnet).

durch Dämpfen vergrößert wurde. Die punktierte Linie beim Mitscherlich-Verfahren trennt die Verfahren bei denen gedämpft wurde (obenliegend) und die, bei denen nicht gedämpft wurde (untenliegend). Auch diese Kurven zeigen, daß die spezifische Kocherausbeute mit der Kochergröße ansteigt, aber nicht so stark, wie bei gleichen Verhältnissen die Raumausbeute aus dem Kochernettovolume. Der Grund hierfür ist der, daß bei großen Kochern die Kochzeit, die hier länger ist wie bei kleinen, den günstigen Einfluß der Kochergröße auf die Raumausbeute wieder herabdrückt.

Die Art und Weise, wie die hohe Vorwärmung der Frischlauge die spezifische Kocherausbeute, also die Produktionsfähigkeit des Kochers in der Zeiteinheit günstig beeinflusst, ist ein Schulbeispiel dafür wie sich wärmewirtschaftliche Maßnahmen nicht nur in der Kohlenersparnis, sondern, was weit wichtiger ist, in der größeren Produktionsfähigkeit für das Werk auswirken können. Solche Fälle sind natürlich für die Wärmewirtschaft ganz besonders fruchtbringend.

Es ist bereits untersucht, welchen Einfluß die Erhöhung der Kocherausbeute durch erhöhte Füllungsichte auf den Wärmeverbrauch

<sup>1)</sup> Dr. A. Klein: a. a. O. siehe Fußnote 2 Seite 21.

verschiedener Werke zwischen 2,9 und 8,1 bei Gesamtumtriebszeit von 23,5 Stunden bis herunter zu 10 Stunden. Dr. Sieber gibt auch hier eine Schar Zahlenwerte. Ich habe die Ordinate der Originalabbildungen, weil ich alles auf eine Stunde als Einheit bezogen haben will, entsprechend umgeändert, um auf Abb. 7 zu kommen. Allerdings beschränkt sich der Verfasser leider nur auf die Mittelwerte, ohne besonders die nach oben hervorstechenden Werte mit aufzunehmen. Die Kurven sind außerdem mit Ausschluß der Kochverfahren gezeichnet, bei denen die Füllungsichte durch andere Mittel wie



je 1 kg Zellstoff hat. Die Raumausbeute aus 1 m<sup>3</sup> Kochernetto-volumen kann aber auch noch aus anderen Gründen sich verändern. Bleibt dabei die Füllungsdichte konstant, so beeinflußt diese Änderung der Raumausbeute wohl den Einheits-Dampfverbrauch, nicht aber den Gesamtdampfverbrauch der Kocher. Dadurch, daß der Gesamtverbrauchdampf zur Berechnung des Einheitsdampfverbrauches durch die verschiedenen Ausbeutezahlen geteilt wird, kann sich bei gleichbleibendem Gesamtdampfverbrauch der Einheitsdampfverbrauch ändern. Gründe zur Änderung der Ausbeute liegen:

1. in dem verschiedenen Aufschlußgrad des Stoffes, starker Stoff gibt mehr kg Raumausbeute, bleichfähiger weniger; z. B. 20% Chlorverbrauch, Raumausbeute 81,7 kg/m<sup>3</sup>, 9—12% Chlorverbrauch, Raumausbeute 68,1 kg/m<sup>3</sup>, also bei bleichfähigem Stoff 17% schlechter<sup>1)</sup>.

2. durch Veränderung der Rohausbeute (Sterausbeute) aus dem Holz, es kann dabei die Füllungsdichte des Kochers, es kann der Aufschlußgrad und die sonstigen Verhältnisse gleich sein wie früher und doch ist z. B. infolge veränderter Holzqualität die Ausbeute aus dem Holz an Zellstoff besser oder schlechter.

Der Einheitsdampfverbrauch ändert sich natürlich umgekehrt proportional zur Ausbeuteänderung. Je größer die Ausbeute, desto kleiner der Einheitsdampfverbrauch. Damit kann der Einheitsdampfverbrauch aus Gründen, die mit der Wärmewirtschaft gar nichts zu tun haben bei gleichem Gesamtdampfverbrauch der Kochung größer oder kleiner werden. Es können sich also hier Fabrikationsvorgänge rein rechnerisch und zahlenmäßig auf die Dampfverbrauchszahl in gutem oder schlechtem Sinne auswirken. Bei der Berechnung des Einheitsdampfverbrauches durch die Ausbeute der Kocher muß man sich ferner bewußt sein, daß diese erst hinter der Entwässerungsmaschine durch die Wage festgestellt wird. Aus dem Kocher kommt auf alle Fälle mehr Stoff heraus, da zwischen Kocher und Schluß der Entwässerungsmaschine in jedem normalen Betriebe Verluste entstehen. Der Einheitsdampfverbrauch ist also in Wirklichkeit etwas kleiner als berechnet, denn es war mehr Stoff im Kocher als die Wage hinter der Maschine angibt. Kommt es aus irgendwelchen Gründen bei der Fabrikation hinter dem Kocher zu größeren Stoffverlusten, so ergibt sich gegenüber der Wirklichkeit eine zu niedrige Kocherausbeute und daher ein zu hoher Einheitsdampfverbrauch.

**Wärmeverluste.** Abgasen. Es ist zu unterscheiden, das Gasen, auch Abgasen genannt, während der Kochung und das Endabgasen nach der Kochung. Nur das Gasen während der Kochung kommt für die Beeinflussung des Dampfverbrauchs in Frage. Der Wärmeverlust beim Abgasen ist derjenige, welcher lange Zeit überhaupt nicht gewürdigt wurde, auch heute kann er nach Lage der Verhältnisse streng zahlenmäßig noch schlecht angegeben werden. Um ihn besser zu verstehen, seien die Vorgänge, die das Abgasen nötig machen, kurz gestreift, und zwar beim Ritter-Kellner-Verfahren, das, wie später sofort klar wird, größere

---

<sup>1)</sup> Dr. A. Klein a. a. O.

Abgasverluste aufzuweisen hat. Der Kocher sei mit Holz und Lauge gefüllt und zwar soll der Kocher ganz mit Lauge gefüllt sein. Das Holz enthält in seinen Poren einen großen Teil Luft, diese zieht allmählich nach oben, dafür saugt das Holz Lauge auf. Der Laugenpiegel im Kocher wird je nach dem Aufsaugungsvermögen des Holzes langsam absinken. Es wird sich über dem Flüssigkeitsspiegel ein Raum bilden, der Gasraum. Er ist zuerst mit der aus dem Holz entweichenden Luft gefüllt, die baldigst abgelassen wird. Früher wurde der Kocher manchmal durch Dampfstrahlgebläse evakuiert, um schnelleres Eindringen der Lauge zu ermöglichen. Der Gasraum wird nun ein Gemisch aus Wasserdampf und  $\text{SO}_2$ -Gasen enthalten, der Druck des Gemisches setzt sich nach dem Daltonschen Gesetz zusammen, aus den beiden Bestandteilen, nämlich Wasserdampf und den  $\text{SO}_2$ -Gasen.

Beim Verdampfen von sehr schwachen Lösungen flüchtiger Stoffe, wie sie hier vorliegen, ist zu unterscheiden, ob der gelöste Körper für sich selbst, bei den in Frage stehenden Temperaturen eine merkliche Dampfspannung besitzt oder nicht. Im zweiten Fall ist der Dampf über der Flüssigkeit reiner Wasserdampf, wie das z. B. bei Salzlösungen und auch bei der Ablaugeneindampfung der Fall ist; ist die erste Voraussetzung erfüllt, so ist der Dampf, der über der Lösung steht, ein ähnliches Gemisch wie die Lösung selbst<sup>1)</sup>. Bei der Kochlauge ist dies der Fall, wie folgende Zahlentafel der Sättigungsdrücke der  $\text{SO}_2$ -Dämpfe zeigt.

Zahlentafel 7: Sättigungsdrücke von  $\text{SO}_2$ <sup>2)</sup>

Temperatur	Sättigungsdruck	Temperatur	Sättigungsdruck
0	1,59	55	9,35
5	1,87	60	10,69
15	2,72	65	12,11
20	3,24	70	14,31
25	3,84	80	18,09
30	4,52	90	22,47
35	5,28	100	27,82
40	6,15	120	41,86
45	7,11	150	71,56
50	8,19	155,4	78,9
			kritischer Druck

Die Sättigungsdrücke steigen also bei  $\text{SO}_2$  mit der Temperatur sehr rasch an. Bei  $155,4^\circ \text{C}$  entsprechend  $78,9 \text{ Atm.}$  liegt schon der kritische Druck. Nur dem Umstand, daß wir im Kocher sehr schwache Lösungen haben und daß die  $\text{SO}_2$ -Dämpfe in dem Dampfgemisch des Gasraumes in etwa der gleichen geringen Konzentration enthalten sind wie in der Lösung selbst, ist es zuzuschreiben, daß wir

<sup>1)</sup> Winkelmann: Physik, Bd. III, 2. Teil, S. 681, 2. Aufl., Leipzig: Verlag Barth.

<sup>2)</sup> Landolt-Börnstein Physikalisch-Chemische Tabellen. 5. Aufl. Berlin: Julius Springer. 1923.

in den Gasräumen und damit im Kocher noch mit verhältnismäßig niederen Drücken zu arbeiten haben. Der Druck im Gasraum, unter dem natürlich der ganze Kocherinhalt steht, ist also abhängig von der Temperatur und von der Konzentration der Lösung. Es ist also bei gleicher Temperatur aber verschieden hohen  $\text{SO}_2$ -Konzentrationen der Lauge ein verschiedener Druck im Kocher zu erwarten. Je höher die Konzentration, desto höher ist der Druck im Kocher, weil auch das über der Flüssigkeit stehende Gemisch aus  $\text{SO}_2$ - und Wasserdämpfen eine höhere Konzentration an  $\text{SO}_2$  aufweist und der Teildruck der  $\text{SO}_2$ -Dämpfe also stärkeren Einfluß hat. Die Konzentration und die Temperatur bestimmen also hier den Druck, nicht wie beim reinen Wasserdampf nur die Temperatur. Im Gasraum sind dann beide Dämpfe mit den ihren Temperaturen zukommenden Teildrücken vertreten.

Fällt nun durch den Heizdampf der direkten Kochung noch Kondensat im Kocher an, so steigt der Druck im Gasraum aus zwei Ursachen einmal, weil durch das vermehrte Kondensat die Flüssigkeit im Kocher steigt und der Gasraum kleiner wird, dann aber wegen der steigenden Temperatur. Dieses Spiel setzt sich fort, der Druck würde nach und nach unzulässig hoch werden. Aus diesem Grund wird das Abgasventil geöffnet und ein Teil des Gasgemisches aus dem Kocher herausgelassen. Der Druck fällt um rund  $\frac{1}{2}$  Atmosphäre und der eben geschilderte Vorgang beginnt von neuem. Das Abgasen wiederholt sich mehrmals während der Ankochperiode. Da beim Abgasen Wärme aus dem Kocher herausgelassen wird und zwar hauptsächlich in der unproduktiven Ankochperiode, handelt es sich tatsächlich um direkte Wärmeverluste. Ob diese Wärme später irgendwie, z. B. zur Frischlaugenanwärmung, wieder ausgenützt wird, spielt bei der Beurteilung der Kochung im engeren Sinne, wie sie hier vorliegt, nicht mit.

Bei Mitscherlich-Kochungen ist natürlich die Notwendigkeit abzugasen, bedeutend geringer, da hier der Kocherinhalt nicht durch das Kondensat des Dampfes vermehrt und der Gasraum dadurch nicht verkleinert wird, auch ist die Laugenkonzentration an  $\text{SO}_2$  geringer. Hier hat einzig und allein bei gleicher Konzentration der Lauge an  $\text{SO}_2$ , die Temperatur Einfluß auf die Drucksteigerung im Gasraum. Aus diesem Grund muß beim Mitscherlich-Verfahren weniger abgegaset werden.

Es soll bei dieser Gelegenheit darauf aufmerksam gemacht werden, daß beim Zellstoffkocher beim eigentlichen Kochprozeß die Sättigungstemperatur des Wassers nicht erreicht wird. Wohl aber bildet sich durch Oberflächenverdampfung des Wassers bei Temperaturen, die unter der Sättigungstemperatur liegen entsprechender Wasserdampf im Gasraum. Etwas anderes ist es beim Entspannen des Kochers durch das Endabgasen, hier wird die Sättigungskurve erreicht.

Beim Abgasen während der Ankochperiode kann es zuerst eine kurze Zeit geben, in der flüssige Lauge fortgeht. Die Wärmeverluste sind dadurch nicht groß, da die betreffenden Laugenmengen nicht groß sind und die Temperaturen noch niedrig liegen. Bei den späteren Abgasungen geht hauptsächlich Wasserdampf ab und entsprechend der geringen

Konzentration an  $\text{SO}_2$  nur ganz kleine Mengen von  $\text{SO}_2$ -Dämpfen. Diese bringen für sich allein durch ihre geringe Menge und durch ihre geringe spezifische Wärme von 0,15 nur ganz geringe Wärmeverluste. Der Hauptwärmeverlust liegt in den abziehenden Wasserdämpfen. Für die zahlenmäßige Größe der Wärmeverluste beim Abgasen fand ich bei mehrmaligen Messungen der Wassermengen und Wassertemperaturen der sogenannten Abgaskühlung, durch die in Bleirohrleitungen die Wasserdämpfe beim Abgasen kondensiert und die entsprechende  $\text{SO}_2$ -Gase heruntergekühlt werden, einen Wärmeverlust von rund 9,5% der Gesamtdampfwärme, in absoluten Zahlen ausgedrückt 2200000 kcal, und zwar bei Ritter-Kellner-Kochungen mit Kochern von rund 200 m<sup>3</sup> Nettovolumen. Bei Mitscherlich-Kochern gleicher Größe fand ich rund 80000 kcal. Allerdings waren die Versuche mit ziemlich einfachen Mitteln und behaftet mit verschiedenen Fehlerquellen durchgeführt. Die Werte stimmen aber gut mit denjenigen überein, die jetzt Dr. Sieber gibt. Ebenso liegen sie nicht allzuweit von denjenigen ab, die Dr. Richter fand. Der erstere rechnet ungefähr:

8—11% Verlust der Gesamtwärme beim direkten Verfahren, durchschnittlich also rund 10%, die kleinere Zahl bei größeren Kochern, die größere Zahl bei kleineren Kochern.

Bei Mitscherlich-Kochern ist der Abgasverlust bedeutend kleiner, etwa 40% von dem bei direkten Kochern, also 3—5,5% der Gesamtwärme.

Richter<sup>1)</sup> fand einen Wärmeverlust von 13,5% der Gesamtwärme durch das Abgasen bei Kochern von 106 m<sup>3</sup> Nettovolumen des Kochers.

Das Abgasen während der Kochung wird von Hand eingeleitet, es spielt daher auch die ganze Kocherführung und die ganze Kocherbedienung eine nicht zu unterschätzende Rolle.

Anheizverluste. Bei der Berechnung der Anheizverluste und der Wärmeverluste der Kocher nach außen, sei es durch Berührung oder Strahlung oder durch beide Erscheinungen, sind die Oberflächen der Kocher auszurechnen, andererseits sind die Verluste je 1 m<sup>2</sup> Oberfläche auf 1 m<sup>3</sup> Kochernettovolumen zu beziehen, es ist also zu suchen wieviel Oberfläche bei verschiedenen Kochergrößen und Kocherarten auf 1 m<sup>3</sup> Kochernettovolumen kommen. Ich entwickle die Formel und gebe zugleich, um die Rechnung zu vereinfachen, die Konstanten in kleinen Zahlentafeln ausgerechnet wieder, dabei ist der zylindrische stehende Kocher, der als unteren und oberen Abschluß eine Halbkugel trägt, zugrunde gelegt. Weiter unten wird aber auch gezeigt, wie weit die Formeln für andere Kocherformen Geltung haben. Ist nun

$d$  der Durchmesser des Kochers in m,

$l$  die Höhe des ganzen Kochers ohne Fahrhut in m,

$O$  die Oberfläche des Kochers in m<sup>2</sup>,

$V$  das Nettovolumen des Kochers in m<sup>3</sup>,

$\frac{l}{d} = \alpha$  das Längenverhältnis des Kochers,

<sup>1)</sup> Richter a. a. O. Siehe Fußnote 2 Seite 3.

so ergeben sich folgende Gleichungen:

$$\begin{aligned} 1. O &= \pi d \cdot (l - d) + d^2 \pi \\ &= \pi dl - \pi d^2 + \pi d^2 \\ &= \alpha d^2 \pi \\ &= C_1 \cdot d^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2. V &= \frac{\pi d^2}{4} (l - d) + \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d}{2}\right)^3 \\ &= \frac{\pi}{12} d^3 (3a - 1) \\ &= C_2 d^3 \end{aligned}$$

Die Größe, die besagt wieviel Quadratmeter Kocheroberfläche jeweils auf 1 m<sup>3</sup> Kochervolumen treffen, sei spezifische Oberfläche  $\alpha$  genannt. Es ist also:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{O}{V}; \\ \alpha &= \frac{C_1 d^2}{C_2 d^3} = \frac{C_1}{C_2} \cdot \frac{1}{d} = \frac{C_3}{\sqrt[3]{V}} \end{aligned}$$

In der folgenden Zahlentafel habe ich die Konstanten  $C_1, C_2, C_3$  für die Werte  $\frac{l}{d} = 1,2$  bis  $\frac{l}{d} = 3,8$  berechnet, wobei sich der kleinste Wert dieses Verhältnisses dem Kugelkocher nähert, während der Höchstwert dem schlanken stehenden Kocher entspricht. Es dürften in diese Grenzwerte des Längenverhältnisses wohl die Mehrzahl aller stehenden Kocher hineinfallen. Zur besseren Übersicht, wie die Größe  $\alpha$ , also die spezi-

Zahlentafel 8: Tafel der Konstanten  $C_1, C_2, C_3$ .

Längenverhältnis . . . $l/d$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
Oberflächenkonstante . $C_1$	3,768	4,397	5,026	5,654	6,282	6,910	7,538
Volumenkonstante . . $C_2$	0,680	0,838	0,998	1,160	1,310	1,467	1,624
Spezifische Oberflächenkonstante . . . . . $C_3$	4,86	4,92	5,09	5,14	5,25	5,35	5,45
Längenverhältnis . . . $l/d$	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
Oberflächenkonstante . $C_1$	8,167	8,795	9,423	10,051	10,676	11,304	11,932
Volumkonstante . . . $C_2$	1,782	1,939	2,096	2,253	2,407	2,564	2,720
Spezifische Oberflächenkonstante . . . . . $C_3$	5,55	5,65	5,75	5,85	5,95	6,05	6,15

fische Oberfläche mit zunehmender Kochergröße fällt, ist dieser Wert in Abb. 8 für die beiden äußersten Fälle des Längenverhältnisses zum Kocherinhalt als Abszisse aufgetragen. In der Zahlentafel sind außerdem die Zahlenwerte von  $\alpha$  zusammengestellt, so daß Zwischenwerte durch Interpolation jederzeit leicht gefunden werden können. Da  $\alpha$  bekannt, so

kann ohne weiteres mit dieser Zahlentafel zu dem jeweils bekannten  $V$  durch die Beziehung  $a = \frac{O}{V}$  bzw.  $a \cdot V = O$  ohne viel Rechnung die Oberfläche gefunden werden. Die spezifische Oberfläche nimmt mit

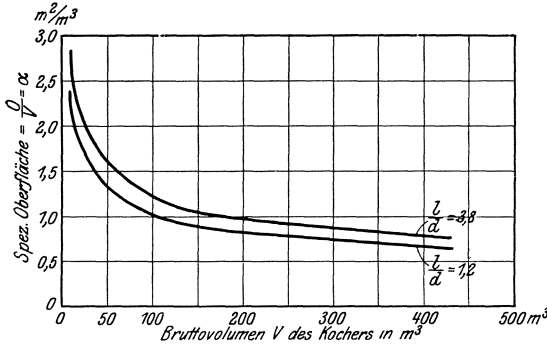


Abb. 8. Spezifische Kocheroberfläche.

der dritten Wurzel aus dem Volumen ab. In gleichem Maße nehmen die von der Oberfläche abhängenden Wärmeverluste ab. Die Werte sind streng genommen nur für Kocher gültig, deren oberer und unterer Abschluß durch eine Halbkugel gebildet wird. Doch können sie mit Unterschieden von nur wenigen Hundertteilen auch für Kocher

mit abweichender Gestalt benützt werden. Die Ausrechnung ergibt, daß z. B. der Inhalt des Kochers von der Form der Abb. 9a und 9c bei jeweils gleichem Durchmesser  $d$  und Längenverhältnis  $l/d$  nur um 2 vH größer bzw. um 3 vH kleiner ist als der von Abb. 9b.

Zahlentafel 9: Tabelle der  $\alpha$ -Werte.

Bruttovolumen in $m^3$	Längenverhältnis $l/d$		
	1,2	2,4	3,8
10	2,25	2,52	2,85
25	1,61	1,87	1,11
50	1,32	1,48	1,65
100	1,05	1,17	1,32
150	0,91	1,02	1,15
200	0,83	0,93	1,05
250	0,77	0,87	0,98
300	0,73	0,81	0,92
350	0,69	0,78	0,88
400	0,66	0,74	0,84

Die Berechnung der Anheizverluste des Kochers selbst, also die Verluste, die dadurch entstehen, daß Ausmauerung und Kochermantel von der gerade herrschenden Anfangstemperatur auf ihre Endtemperatur gebracht werden müssen, gestaltet sich einfach, da die grundlegenden Werte alle bekannt sind, bzw. verhältnismäßig leicht gerechnet werden können. Die geometrische Gestalt der Kocher liegt fest, die spezifischen Wärmen und spezifischen Gewichte von Mauerwerk und Blech sind bekannt, die Wandtemperaturen auch. Hier ins einzelne gehende Formeln zu geben hat wenig Wert; die Wärme, die jeder Körper aufnimmt, ist

$$W = G \cdot c \cdot (\vartheta_e - \vartheta_a)$$

dabei ist  $G$  sein Gewicht,  $c$  seine spezifische Wärme,  $\vartheta_e$  und  $\vartheta_a$  die mittlere Wandtemperatur — und zwar örtlich in der Mitte der Wand gemessen — über eine Kocherumtriebszeit. Man stellt also zur Berechnung der ent-

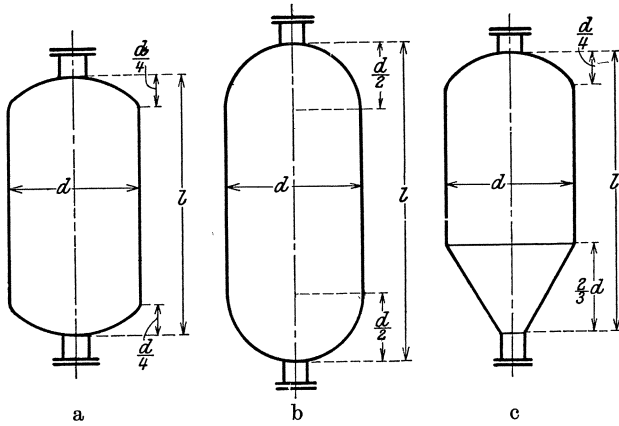


Abb. 9a—c.

sprechenden Gewichte von Mauerwerk und Blechmantel die Oberfläche fest, das kann mit Hilfe der eben entwickelten Konstanten ohne weitere Rechnung geschehen. Will man aber die Rechnung z. B. wegen abweichender Verhältnisse von Anfang an genau durchführen, so genügt es bei den großen Durchmessern und schwachen Wandstärken, wenn man mit dem mittleren Durchmesser sowohl von Mauerwerk wie von Blech rechnet, und die entsprechende Fläche mit der Wandstärke multipliziert. Der Kocher setzt sich dabei aus einer oder aus mehreren der vier Grundformen, nämlich Zylinder, Halbkugel, Kegelstumpf, Kugelhaube, zusammen.

Die hierfür in Frage kommenden Oberflächenformeln sind

$$\text{Zylindermantelfläche} = d\pi h$$

$$\text{Halbkugeloberfläche} = \frac{\pi d^2}{2}$$

$$\text{Kegelstumpfmantelfläche} = \pi \sigma s$$

$$\text{dabei ist } \sigma = R + r$$

$$s = \sqrt{\delta^2 - h^2}$$

$$\delta = R - r$$

wobei  $R$  = großer Halbmesser,  $r$  = kleiner Halbmesser des Kegelstumpfs,  $h$  = Höhe des Kegelstumpfs ist,

$$\text{Kugelhaubenmantelfläche} = 2\pi r h,$$

dabei ist  $r$  = Kugelhalbmesser,  $h$  = Höhe des Kugelabschnittes.

Was die Wandstärke der Ausmauerungen betrifft, so kann man sie zu 80 mm bei ganz kleinen, bis zu 150 mm bei ganz großen Kochern annehmen. Falls es sich nicht um tatsächlich vorhandene Kocher handelt, bei denen die Ausmauerstärke ja bekannt ist, kann man im Mittel mit

100 mm Wandstärke rechnen. Die Blechstärken der Kocher liegen etwa folgendermaßen:

Zahlentafel 10.

Kochergröße in m <sup>3</sup> brutto	50	100	150	200	250	300
Blechstärke $\delta$ in mm	20	22	24	25	30	34

Zur reinen Blechstärke  $\delta$  sind noch rund 10 % für Laschen und Nietköpfe zuzuschlagen.

Die spezifische Wärme des Mauerwerkes	kann mit	0,22 kcal
„ „ „ „ Eisens	„ „	0,114 kcal
das „ Gewicht des Mauerwerkes	„ „	2,13 kg
„ „ „ „ Eisens	„ „	7,81 kg

angenommen werden. Mit diesen Werten kann nun, sei es, daß die Oberfläche aus den Zahlentafeln entnommen oder aber gesondert gerechnet wird, weitergearbeitet werden.

Zur Berechnung der Anheizverluste sind noch die mittleren Wandtemperaturen nötig. In der ganzen Betrachtung der Anheiz- und Ausstrahlverluste spielen die Temperaturverhältnisse in der Wandung eine große Rolle. Diese sind abhängig von der Temperatur des Kocherinhalt sowie von den Temperaturen, die in den Zwischenzeiten zwischen Leeren und Dampfeinlassen im Kocher herrschen. Die letzteren Temperaturen sind wieder abhängig von den Leerungsarten. Beginnen wir die Betrachtung bei höchster Innentemperatur, so werden die Kocherwandungen entsprechende Wärme aufnehmen, wird beim Leeren der Kocherinhalt abgekühlt, so wird Wärme vom Kochermauerwerk in den Kocher zurückfließen, so lange noch Flüssigkeit im Kocher ist in stärkerem Maße, wenn Luft darin ist, in ganz bedeutend geringerem Maße, da die Wärmeübergabezahl im ersteren Fall rund 400 kcal, im letzteren Fall bei ruhender Luft 4—6 kcal beträgt. Aus diesem Grund wird das Kochermauerwerk sehr wenig Wärme verlieren, solange Luft allein oder Holz mit viel Luft im Kocher ist, wird die kalte Lauge eingepumpt, so ist der Wärmerückfluß in diese wieder stärker und dauert so lange, bis die Laugentemperatur gleich der Wandtemperatur ist. Dann dreht sich der Vorgang wieder um, und Wärme fließt vom Kocherinnern nach Außen. Die Außenwand, mag sie unisoliert oder isoliert sein, gibt ständig Wärme nach außen ab, solange, bis die Wandaußen-temperatur gleich der Lufttemperatur ist. Am höchsten bleibt die Temperatur im Kocher beim Ausblaseverfahren mit 90°—100° C, beim Leerungsverfahren mit Auswaschen ist sie rund 50° C—60° C, beim Stampfen mit Preßluftstampfer, bei denen Leute in die Kocher geschickt werden müssen und das Kocherinnere durch Lufteinblasen künstlich gekühlt wird, liegt sie zwischen 35° und 40° C. Dementsprechend wird die Mitteltemperatur im Mauerwerk während der Zwischenzeit beim ersten Verfahren am höchsten liegen, beim letzten am tiefsten.

Ist der Kocher isoliert, so gilt diese Betrachtung sinngemäß nur mit dem Unterschied, daß die Isolation die äußeren Wandtemperaturen stark herunterzieht. Die Mitteltemperaturen vom Mauerwerk, Blech und Isolation werden am besten dadurch gefunden, daß man sich die



Wand-Innentemperatur aus der Temperatur des Kocherinhalt errechnet, die Außentemperatur mißt. Graphisch findet man dann die Mitteltemperaturen für die Anfangs- und Endzustände für Mauerwerk, Blech und Isolation. Je weiter man nach Außen kommt, desto kleiner wird der Unterschied, in den Mitteltemperaturen vom Anfangszustand zum Endzustand.

Die Wandtemperaturen können dabei auch nach folgender Formel gerechnet werden:

$$\text{Innenwand-Temperatur} = \vartheta_1 = t_1 - \frac{\kappa}{\alpha_1} (t_1 - t_2)$$

$$\text{Außenwand-Temperatur} = \vartheta_2 = t_2 + \frac{\kappa}{\alpha_2} (t_1 - t_2)$$

dabei ist  $t_1$  die Temperatur der Kocherfüllung,  $t_2$  die Lufttemperatur außen am Kocher;  $\alpha_1$  bzw.  $\alpha_2$  sind die jeweiligen Wärmeübergangszahlen,  $\kappa$  die Wärmedurchgangszahl.

Berechnet man mit  $t_1 = 140$ ,  $t_2 = 25$ ,  $\alpha_1 = 400$ ,  $\alpha_2 = 8$ ,  $\kappa = 0,51$  (isolierter Kocher) die Wandtemperaturen, so ergibt sich ein  $\vartheta_1$  von  $139,8^\circ\text{C}$ ; die Innenwandtemperatur ist also fast gleich der Temperatur der Kocherfüllung,  $\vartheta_2$  ergibt sich zu  $27^\circ\text{C}$ .

Zahlenmäßig liegen die Anheizverluste bei normalen Temperaturverhältnissen etwa bei 1400—1600 kcal bezogen auf  $1\text{ m}^3$  Nettovolumen. Sie müssen für jeden vorliegenden Fall gerechnet werden, was ja durch die obigen Angaben und Hilfsmittel sehr einfach geworden ist. Im übrigen soll das Volumen vom Blechmantel und Mauerwerk ein für allemal bekannt sein, es erfordert dies ja nur eine einmalige kurze Rechnung. Alle diese Angaben, die man immer wieder braucht, z. B. Kocher-Bruttovolumen, -Nettovolumen, Mauerwerks- und Blechgewicht, Heizfläche usw. gehören in einem geordneten Betrieb in eine Maschinenkarte eingetragen, die mindestens für jede Hauptmaschine angelegt und in einer Kartei vereinigt werden soll. In diese werden auch andere Veränderungen wie Zeit und Art größerer Stillstände, Leistungszahlen der Maschinen, Kraftverbrauch usw. eingetragen. Eine solche Karte leistet außerordentlich gute Dienste, gibt guten Überblick, erspart oft vieles Rechnen, Nachschlagen und Herumsuchen.

Die Anheizverluste sind wenig zu beeinflussen, sie machen auch nur rund  $5\%$  der Gesamtwärme aus. Ist der Kocher isoliert, so erhöht die Isolierung die allerersten Anheizverluste noch etwas, wenn der Kocher vom kalten Zustand aus angeheizt wird, infolge des sehr geringen spezifischen Gewichtes des Isoliermaterials und der sehr geringen spezifischen Wärme von  $0,3$ — $0,4$  fällt diese Erhöhung kaum ins Gewicht. Die Anheizverluste, genauer in diesem Fall „Aufheizverluste“ zwischen zwei Kochungen werden durch die Isolierung der Kocher bedeutend vermindert, da der Unterschied in den mittleren Temperaturunterschieden von Mauerwerk und Blech bedeutend kleiner geworden ist.

Wärmeabgabe nach außen und Isolierung. Die Frage der Kocherisolierung ist von zwei ganz verschiedenen Gesichtspunkten aus zu betrachten, nämlich 1. vom wärmetechnischen, 2. vom betriebs-technischen. Zuerst soll die rein wärmetechnische Seite der Isolierung

besprochen werden. Für die Berechnung der Wärmeverluste stehen im allgemeinen zwei Formeln zur Verfügung:

$$1. Q = \varkappa \cdot F \cdot z \cdot (t_1 - t_{Luft})$$

$$2. Q = \alpha \cdot F \cdot z \cdot (\vartheta_{Wand} - t_{Luft}),$$

dabei ist

$Q$  der gesamte Wärmeverlust in kcal,

$F$  die Oberfläche in  $m^2$ ,

$z$  die Zeit in Stunden,

$\varkappa$  die Wärmedurchgangszahl in  $\frac{\text{kcal}}{m^2 \text{st } ^\circ C}$ ; Temperaturunterschied

zwischen Innen- und Außentemperatur gemessen,

$t_1$  die mittlere Temperatur des wärmeabgebenden Mediums,

$t_{Luft}$  die Temperatur der Luft in etwa 20 cm Abstand vom Kocher (wärmeaufnehmendes Medium),

$\vartheta_{Wand}$  die äußere Wandtemperatur des Kochers am Blech bzw. auf der Isolierung in  $^\circ C$ ,

$\alpha$  die Wärmeübergangszahl von der Wand an die Luft in  $\frac{\text{kcal}}{m^2 \text{st } ^\circ C}$ , Temperaturunterschied zwischen Wand und Luft zu messen.

Bezüglich der Berechnungsweise ist darauf aufmerksam zu machen, daß die genauesten und richtigsten Werte erhalten werden, wenn man die gesamte Wärmedurchgangszahl  $\varkappa$  in beiden Fällen isoliert und nicht isoliert berechnet, und dann Formel 1 benützt. Die Rechnung lediglich aufzubauen auf Oberflächentemperatur und  $\alpha$ -Werten, wie es in der Formel 2 geschehen ist, wird außerordentlich unsicher. Wenn man schließlich bei

Betrachtung des Wärmedurchgangswiderstandes  $\frac{1}{\varkappa}$ , also des umgekehrten Wertes der Wärmedurchgangszahl die einzelnen Teile, aus denen er sich zusammensetzt, in einen verhältnismäßigen Zusammenhang bringt, so wird man daraus ohne weiteres ersehen, wie wichtig oder wie unwichtig die genaue Kenntnis der einzelnen Teile ist. Man wird finden, daß beim isolierten Kocher der Wärmeübergang von Wand an Luft nur einen geringen Bruchteil des ganzen Wärmeschutzes ausmacht. Wird nun die Berechnung der durch die Wandungen durchgehenden Wärmemengen auf diese Wärmeübergangszahl und auf der Oberflächentemperatur aufgebaut, so wird die Rechnung, mag sie auch theoretisch noch so richtig sein, aus dem angegebenen Grund sehr ungenau.

Es kommt also nur Formel 1 in Frage; zu deren Auswertung ist die Wärmedurchgangszahl  $\varkappa$  zu berechnen, alle anderen Werte sind bekannt oder wie  $t_1$  und  $t_{Luft}$  sehr genau durch Thermometer meßbar. Es ist dann der umgekehrte Wert von  $\varkappa$ , also  $\frac{1}{\varkappa}$ , der Wärmewiderstand zu bilden und zu untersuchen, wie sich dieser Widerstand in die fünf einzelnen Teilwiderstände aufteilt.

Nimmt man einen isolierten Kocher an, so schreibt sich die Wärmedurchgangszahl zu

$$\varkappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ in } \frac{\text{kcal}}{m^2 \text{st } ^\circ C}$$

dabei berücksichtigt der erste Bruch  $\frac{1}{\alpha_1}$  den inneren Wärmeübergang, der zweite  $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$  den Wärmewiderstand des Mauerwerkes, der dritte  $\frac{\delta_2}{\lambda_2}$  denjenigen des Bleches, der vierte  $\frac{\delta_3}{\lambda_3}$  denjenigen der Isolierung und der fünfte  $\frac{1}{\alpha_2}$  den äußeren Wärmeübergang an die Luft. Der ganze Wärmedurchgang setzt sich also aus fünf Teilen zusammen.

Um die Aufgabe zahlenmäßig zu lösen, werden folgende Zahlenwerte, die der Praxis am nächsten kommen, eingesetzt.

$$\alpha_1 = 500 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ st } ^\circ\text{C}}$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_1 = 100 \text{ mm} \\ \lambda_1 = 0,6 \end{array} \right\} \text{Mauerwerk}$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_2 = 25 \text{ mm} \\ \lambda_2 = 56 \end{array} \right\} \text{Blech}$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_3 = 100 \\ \lambda_3 = 0,06 \end{array} \right\} \text{Isolierung}$$

$$\alpha_2 = 8,5,$$

dann ergibt sich

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{500} + \frac{0,10}{0,6} + \frac{0,025}{56} + \frac{0,10}{0,06} + \frac{1}{8,5}}$$

$$= \frac{1}{0,002 + 0,167 + 0,0005 + 1,67 + 0,12}$$

oder besser mit dem Wärmewiderstand gerechnet

$$\frac{1}{\kappa} = 0,002 + 0,167 + 0,0005 + 1,67 + 0,12$$

$$= 1,959$$

daraus ergibt sich

$$\kappa = \frac{1}{1,959} = 0,51 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ st } ^\circ\text{C}}$$

Diese Wärmedurchgangszahl stimmt auch gut mit der vom Ruths-Speicher überein, die im allgemeinen zu 0,8—1 kcal angegeben wird. Dabei ist aber zu bedenken, daß der Ruths-Speicher durchschnittlich immer höhere Temperaturen hat und keine Innenisolierung durch das Mauerwerk wie der Kocher besitzt. Die Stärke des Mauerwerkes beeinflusst die endgültigen Werte des Wärmedurchganges wenig. Setzt man bei sonst ganz gleichbleibenden Zahlen die Stärke des Mauerwerkes 150 statt 100 mm, so errechnet sich ein

$$\kappa = 0,49,$$

läßt man das Mauerwerk wie früher mit 100 mm, setzt man aber die Isolierung statt mit 100 mit 150 mm ein, so ergibt sich ein

$$\kappa = 0,36 \text{ gegen } \kappa = 0,51 \text{ bei einer Isolierung von 100 mm Stärke.}$$

Für den ganzen Wärmeverlust  $Q$  des untersuchten Kochers von  $80 \text{ m}^2$  Oberfläche und 18 Stunden Kochzeit und einer mittleren Temperatur im Kocher von  $90^\circ \text{ C}$  ergibt sich:

$$\begin{aligned} Q &= \kappa \cdot F \cdot z \cdot (t_1 - t_{\text{Luft}}) \\ &= 0,51 \cdot 80 \cdot 18 (90 - 22) \\ &= 50\,000 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Beim unisolierten Kocher schreibt sich die Formel für den Widerstand zu

$$\begin{aligned} \frac{1}{\kappa} &= 0,002 + 0,167 + 0,0005 + 0,12 \\ &= 0,289, \text{ also} \\ \kappa &= 3,45 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } ^\circ \text{C}} \end{aligned}$$

und der Wärmeverlust unter den gleichen Voraussetzungen wie oben zu

$$\begin{aligned} Q &= 3,45 \cdot 80 \cdot 18 \cdot 68 \\ &= 340\,000 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Die Ersparnis, die der isolierte gegenüber dem unisolierten Kocher bringt, errechnet sich also pro Kochung:

$$340\,000 - 50\,000 = 290\,000 \text{ kcal je Kochung.}$$

Das sind rund  $3\%$  des Gesamtwärmeverbrauchs.

Um zu sehen, in welchem Grad die fünf Teile des Gesamtwärme- widerstandes eines isolierten Kochers am Gesamtwiderstand teilnehmen, sollen die verhältnismäßigen Anteile eines jeden Gliedes am ganzen Widerstand gebildet werden.

Gesamtdurchgangswiderstand des isolierten Kochers . . .	= 1,959	= 100%
Übergangswiderstand von der Kocherfüllung an das Mauerwerk . . . . .	= 0,002	= 0,11%
Durchgangswiderstand des Mauerwerkes . . . . .	= 0,167	= 8,4%
Durchgangswiderstand des Bleches . . . . .	= 0,0005	= 0,025%
Durchgangswiderstand der Isolierung . . . . .	= 1,67	= 85%
Übergangswiderstand Isolierungs-Luft . . . . .	= 0,12	= 6,1%
Gesamtdurchgangswiderstand . . . . .	<u>1,959</u>	= 100%

Daraus ist zu sehen, daß der Hauptwiderstand, wie auch nicht anders zu erwarten, in der Isolierung, dann im Mauerwerk liegt, daß der Wärmeübergangswiderstand von der Flüssigkeit an die Mauer und von der Isolierung an die Luft besonders der erstere sehr unbedeutend ist und daß es daher für die Berechnung des Gesamtwiderstandes unwesentlich erscheint, diese Größen genau zu kennen, daß es aber wesentlich ist, der Isolierung selbst erhöhtes Augenmerk zuzuwenden. Der Durchgangswiderstand durch das Blech kann ganz vernachlässigt werden.

Um auch beim unisolierten Kocher die verhältnismäßige Verteilung des Wärmewiderstandes kennen zu lernen, sei hier die gleiche Rechnung gemacht; es ergibt sich dann:

Übergangswiderstand Kocherfüllung an das Mauerwerk . . .	0,002	= 0,069%
Durchgangswiderstand des Mauerwerkes . . . . .	0,167	= 58,0%
Durchgangswiderstand des Bleches . . . . .	0,005	= 0,174%
Übergangswiderstand Blech — Luft . . . . .	0,12	= 41,5 %
Gesamtdurchgangswiderstand . . . . .	<u>0,289</u>	= 100%

Hier macht also der Wärmewiderstand des Mauerwerkes viel aus, es bildet gleichsam eine wirksame innere Wärmeisolierung, dann aber fällt beim unisolierten Kocher auch der Wärmeübergang Blech—Luft stark in die Wagschale.

Es sei schließlich auch noch zum theoretischen Vergleich ein Kocher ohne Innenausmauerung und ohne Isolierung gerechnet, dabei ergibt sich:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\kappa} &= 0,002 + 0,005 + 0,12 \\ &= 0,12 \\ \kappa &= 8,3 \\ Q &= 1060000 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Zu oben berechnetem Wärmeverlust durch Berührung an die Außenluft kommt noch der durch Strahlung dazu, so daß sich die endgültige Wärmedurchgangszahl für unisolierte Kocher auf 7—8 kcal je m<sup>2</sup>, Stunde und 1 Grad Celsius stellen wird. Der Wärmeverlust durch Berührung hängt natürlich in seiner Größe auch etwas von der Luftbewegung im Kocherhaus ab, die so gering wie möglich sein soll. Der in der ersten Auflage dieses Buches von mir zu 11,3 gegebene Wert dürfte zu hoch liegen, ebenso auch der von Dr. Sieber mit 10,4 angegebene. Bei isolierten Kochern hat die Abstrahlung dann nur mehr wenig Einfluß.

Zahlenmäßig zeigt sich, daß die Isolierung gerade nicht sehr bedeutende Wärmeersparnis bringt. Bei größeren Kochern wird sie verhältnismäßig kleiner wegen Abnahme der spezifischen Oberfläche. Nach Dr. Sieber gehen bei Kochern von 240m<sup>3</sup> Volumen die Ersparnisse bis auf 2,8 bei Ritter-Kellner, bzw. 3,5% des Gesamtwärmeverbrauchs bei Mitscherlich-Kochern zurück. Im allgemeinen liegen die Ausstrahlungsverluste bei Mitscherlich-Kochern höher, da sie bedeutend längere Kochzeit haben. Der Einfluß der längeren Kochzeit überwiegt dabei den Einfluß der höheren Innentemperaturen, die bei den Ritter-Kellner-Kochern vorliegen.

Wenn auch der Gewinn durch die Isolierung nicht sehr groß ist, so sind die Wärmeverluste nach außen doch ein Dauerposten, und wenn man den ganzen Wärmebedarf der Kochung bei den heute meist üblichen Kochergrößen um rund 3% herabsetzen kann, so ist das auf Jahreskohlenverbrauch gerechnet gewiß nicht zu vernachlässigen. Es kommt auch hier wieder zur Geltung, daß man im Kraftwerk mit Recht jedem Prozent Wärmeverlust ängstlich nachgeht, bei der Dampfverwendung im Betrieb dann aber weit weniger sorgsam verfährt.

Über die Frage, ob aus betriebstechnischen Gründen der Kocher isoliert werden soll oder nicht, sind die Ansichten geteilt. Tatsache ist, daß in Schweden und Finnland wohl die meisten Kocher isoliert sind, in Deutschland die wenigsten. Der Isolierung wird zum Vorwurf gemacht, daß man die Undichtheiten nicht rechtzeitig erkennt, tatsächlich dürfte es aber wohl so sein, daß durch die Isolierung die Undichtheiten aufgehoben oder doch vermindert werden, da der Kocher von außen

besonders in der kälteren Jahreszeit keinen so scharfen Temperaturänderungen mehr unterworfen ist und bei Isolierung auch die Mauer-

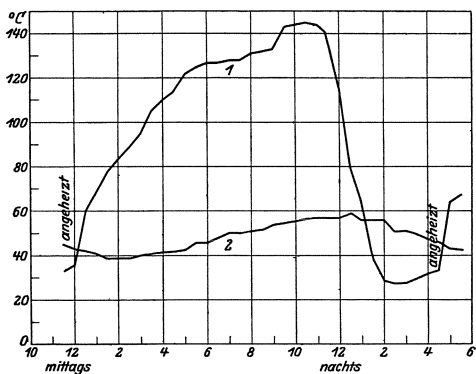


Abb. 10. Wandtemperaturen außen bei unisoliertem Kocher.

Kurve 1 Kochgut-Innentemperatur.  
Kurve 2 Wandtemperatur am Blech  
Lufttemperatur im Kocherhaus 26° C.

abzeichnen. Der Nutzen der Isolierung liegt also durch Verhindern von starken Temperaturschwankungen auf betriebstechnischem und

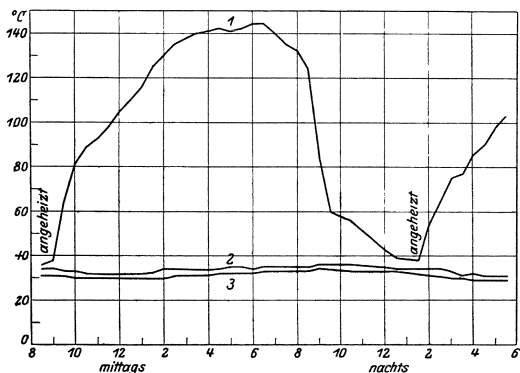


Abb. 11. Wandtemperaturen außen bei isoliertem Kocher.

Kurve 1 Kochgut-Innentemperatur.  
Kurve 2) Wandtemperaturen auf der Isolierung  
Kurve 3) Wandtemperatur an 2 verschiedenen Stellen.  
Lufttemperatur im Kocherhaus 20° C.

werks- und Blechtemperaturen nicht mehr so stark schwanken. Überdies gibt es genug Isolierungsarten, die entweder die Nietnähte ganz frei lassen oder doch so gebaut sind, daß man sie aufdecken und gut besichtigen kann. Auch sieht man, wenn die Isolierung gut erhalten und hell gestrichen ist, welche Maßnahme schon wegen der Ausstrahlverluste günstiger wirkt als ein dunkler oder schwarzer Anstrich, da helle Körper viel schlechter strahlen als dunkle, sehr bald undichte Stellen sich auf der Isolierung als feuchte Flecke abzeichnen. Der Nutzen der Isolierung liegt also durch Verhindern von starken Temperaturschwankungen auf betriebstechnischem und durch Abminderung der Wärmeverluste auf wärmetechnischem Gebiet; sie kann also ganz erhebliche wirtschaftliche Vorteile bringen.

Daß die Isolierung eine bedeutende Herabminderung der Wandtemperatur, zugleich aber einen Ausgleich in ihren Schwankungen bringt, zeigt Abb. 10 und 11, die von mir gemachte Versuche darstellen. Man sieht dort, wie die Außentemperatur bei isolierten Kochern niedriger und gleichmäßiger liegt und von den Schwankungen

der Innentemperatur kaum mehr beeinflußt wird. Ich fand bei unisolierten Kochern von 80 m<sup>3</sup> Nettovolumen, 48° C Mitteltemperatur an der Außenwand: Höchstwert 58°, Mindestwert 38°, Schwankung  $\pm 10^\circ$ , bei isolierten Kochern 32° C Mitteltemperatur an der Außenwand: Höchstwert 34° C, Mindestwert 30° C, Schwankung  $\pm 2^\circ$  C. Fast genau dieselben

Schwankungen nach oben und unten bei isolierten und nichtisolierten Kochern findet auch Dr. Sieber. Sind also die Schwankungen auf der Außenwand der isolierten Kocher auf wenige Grade zurückgegangen, praktisch gleich Null geworden, so klingen sie in gleichem Maße nach innen ab. Die Mitteltemperaturen liegen höher, die Anheizverluste werden damit kleiner. Der ganze Kocher, insbesondere auch sein Mauerwerk, wird also nicht mehr so stark durch Temperaturschwankungen arbeiten wie ohne Isolierung. Das ergibt einen wesentlichen Sicherheitsfaktor, der zugunsten der Isolierung zu buchen und gegebenenfalls mit hohen Geldbeträgen einzusetzen ist. Die gleiche Schonung erhält der Kocher durch die Isolierung gegenüber Temperaturschwankungen, die von außen kommen. Nicht selten bestreichen den unisolierten Kocher durch aufgemachte große Fenster, fehlende Fensterscheiben recht kalte Luftströmungen, oft sogar noch in ganz einseitiger Weise. Es soll das ja nicht vorkommen, aber es kommt vor und auch gegen solche Unachtsamkeiten hat der Kocher durch die Isolierung einen guten Schutz.

Die praktische Durchführung der Isolierung ist in vielerlei Weise möglich. Die einfachsten Isolierungen sind die Isolierungen durch aufgeschmierte Zellstoffmasse durch Filze usw. Eine gute Isolierung besteht auch aus einem Eisengerippe, das in 5—10 cm Abstand um den Kocher gelegt und mit Isolierplatten ausgesetzt wird. Zwischen den Isolierplatten und dem Kocher liegt dann noch eine isolierende Luftschicht. Auch durch ähnliche Isoliermassen wie die Dampfrohrleitungen wird der Kocher öfters isoliert, nur muß dabei durch Eisenbänder bzw. Eiseneinlagen für die nötige mechanische Festigkeit der großen Oberfläche der Isoliermasse gesorgt sein. Will man die Nietreihen und die Anschlußstellen der außenliegenden Laschen aus Blech von der Isolierung frei lassen, um die Ausschwitzungen eher zu sehen, so ist auch das ohne weiteres möglich.

#### d) Dampfverbrauchszahlen.

Über Dampfverbrauchszahlen finden sich in der Literatur eigentlich nur wenige Angaben. Meine eigenen Versuche seien in Zahlentafel 11 nochmals angeführt. Fast alle veröffentlichten Zahlen kranken daran, daß sie die Angaben der Nebenumstände, unter denen sie gewonnen sind, meist vollständig vermissen lassen. Meistens ist nicht einmal die Temperatur, mit der die Kochung begonnen und beendet wurde, und die doch die Grundlage des Dampfverbrauches darstellt, angegeben. Der Dampfverbrauch muß um einigermaßen mit anderen Zahlen vergleichbar zu sein, mindestens diese Angaben enthalten, und aus diesem Grunde habe ich auch ein Schema für die Versuche über Dampfverbrauchsmessungen an Zellstoffkochern ausgearbeitet (S. 227). Welcher Dampfverbrauch bei einer gewissen Laugenanfangstemperatur ungefähr zu erwarten ist, gibt ohne weiteres Abb. 6. Dort sind die theoretischen Dampfverbräuche bei verschiedenen Laugenanfangstemperaturen und für eine gewisse Füllungsichte aufgezeichnet. Der Gesamtwirkungsgrad des Wärme-

Zahlentafel 11: Versuchsergebnisse.

	Mitscherlich I. b. fest	Mitscherlich I. b. fest
1	Art der Kochung . . . .	Kupferschlangen; 69 m <sup>2</sup>
2	Art der Heizung; Heizfläche	Kupferschlangen; 69 m <sup>2</sup>
3	Kochergröße; Brutto in m <sup>3</sup>	225 m <sup>3</sup>
4	Verhältnis von Heizfläche: Kochervolumen . . . .	0,312
5	Dampfdruck vor dem Kocher . . . . .	6,8 atü
6	Dauer der Kochung(Dampfeinlaß — Abgasen) . . .	25 Stunden
7	Holzmenge in rm. . . . .	115 rm
8	Laugenmenge in m <sup>3</sup> . . . .	160 m <sup>3</sup>
9	Laugenzusammensetzung . .	$\left\{ \begin{array}{l} \text{ges. SO}_2 = 4,8\%_0; \\ \text{freie SO}_2 = 3,68\%_0; \\ \text{geb. SO}_2 = 1,12\%_0; \\ \text{CaO} = 0,98\%_0; 5,6^0 \text{ Bé} \end{array} \right.$
10	Ausbeute in kg lufttr. Zellstoff . . . . .	16231 kg
11	Anfangstemperatur der Kochung in °C . . . . .	27° C
12	Endtemperatur der Kochung in °C . . . . .	130° C
13	Dampfverbrauch:	
	a) pro Kochung i. ganzen	44200 kg
	b) pro Stunde durchschnittlich . . . . .	1700 kg
	c) pro 100 kg lufttr. Zellstoff . . . . .	272 kg
	d) pro 100 kg l. Zellst., u. 1° C Temp.-Erh. . . .	2,64 kg
14	Wärmeverbrauch:	
	a) pro Kochung i. ganzen	23212956 kcal
	b) pro Stunde durchschnittlich . . . . .	892806 kcal
	c) pro 100 kg lufttr. Zellstoff . . . . .	142100 kcal
	d) pro 100 kg l. Zellst., u. 1° C Temp.-Erh. . . .	1380 kcal
15	Wärmedurchgangszahl	
	$\approx$ in $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ st } ^\circ \text{C}}$	
	im Durchschnitt . . . .	134 kcal

umsatzes im tatsächlichen Kochprozeß soll jeweils bekannt sein. Es kann also aus dieser grundlegenden Abbildung ohne weiteres überschläglich der je nach dem Wirkungsgrad sich tatsächlich einstellende Dampfverbrauch gefunden werden. Wie ersichtlich, geht die als sehr wichtig betrachtete Größe des Dampfverbrauches immer mehr auf eine Frage der Frischlaugenanfangstemperatur über. Diese ist in großen Zügen ein Maß für den Dampfverbrauch, zumal wenn mittlere Ausbeutezahlen je m<sup>3</sup> Kochernetto volumens vorliegen. Man kann sagen, mit der Frischlaugentemperatur ist auch überschläglich der Dampfverbrauch bekannt, all die jetzigen oft starken Abweichungen im Dampfverbrauch sind meist auf verschiedene Frischlaugentemperaturen zurückzuführen. Nebenbei spielt nur noch die Füllungsichte eine etwas größere Rolle.





Dampf- und Wärmemengen auf die einzelnen Teilprozesse verhältnismäßig verteilen; man kann so sehen, wo man bei Verbesserungen einsetzen muß. Wie nicht anders zu erwarten, kommt natürlich der Hauptteil der Wärme auf die Laugenerwärmung, d. h. auf die Ankochzeit.

Wird ein Kocher vorher gedämpft, so rechnet man bei Holz mit 35—40% Wassergehalt, 0,35—0,38 kg Dampf je 1 kg Zellstoff. Nach Dr. Sieber nur 0,25 kg. Auch hier kommt es natürlich auf die Anfangstemperatur und den Wassergehalt des Holzes an. Auch die Rechnung ergibt zum Erhitzen von Holz von 30% Feuchtigkeit von 20° C auf 100° C einen Dampfverbrauch von rund 0,4 kg je 1 kg Zellstoff.

Obige Zahlentafel zeigt, daß die absoluten Dampfverbrauchszahlen sehr verschieden sind; in Schweden kommen heute schon Werte von 1,86 kg Dampf je 1 kg Zellstoff vor, weil dort im allgemeinen mit höherer Frischlaugenanfangstemperatur gearbeitet wird. Um einigermaßen vergleichbare Werte zu bekommen, möchte ich für die Zukunft als Vergleichsmaßstab vorschlagen, jeweils den spezifischen Dampfverbrauch bzw. den spezifischen Wärmeverbrauch also den Dampf- bzw. Wärmeverbrauch je 100 kg Zellstoff und 1° C Temperaturerhöhung der Kocherfüllung, zugrunde zu legen. Die Zeiteinheit hier noch hereinzunehmen hat sich als nicht richtig erwiesen, da durch die Zeit beim Kochverfahren wärmetechnisch ja nur die Wärmeverluste beeinflußt werden. Gibt man den spezifischen Dampfverbrauch an, so ist der Einfluß der Anfangs- und Endtemperatur der Kocher ausgeschaltet, gibt man den spezifischen Wärmeverbrauch an, so ist noch dazu der Einfluß der Dampfspannung und -Temperatur, die an und für sich ja wissenschaftlich wertvoll sind, eliminiert. Der spezifische Wärmeverbrauch gibt also den besten Vergleichsmaßstab. Allerdings hat die verschiedene Füllungsichte und die verschiedene Ausbeute noch Einfluß auf diesen Wert; diese Einflüsse sind aber auf einfache Weise rechnerisch schwer auszuschalten. Immerhin ist der spezifische Dampf- bzw. Wärmeverbrauch ein Vergleichsmaßstab auch für Kochungen, die recht verschieden in der Anfangstemperatur liegen. Er ist ausnahmsweise auf 100 kg Zellstoff zu beziehen, weil man sonst auf zu kleine Werte kommt. Es ist also:

spez. Dampfverbrauch = Dampfverbrauch in kg je 100 kg lufttr. Zellstoff und 1° C Temperatur-Erhöhung im Kocher

spez. Wärmeverbrauch = Wärmeverbrauch in kcal je 100 kg lufttr. Zellstoff und 1° C Temperatur-Erhöhung im Kocher.

Wird Frischlauge außerhalb des Kochers durch Frisch- oder Abdampf vorgewärmt, so ist dieser Wärmeverbrauch mit in diese Formel hereinzunehmen. Erfolgt die Frischlaugenanwärmung durch Abfallwärme aus dem Kochprozeß selbst, dann natürlich nicht.

Ich habe nun für verschiedene Versuche, die ich in der Literatur fand, den spezifischen Wärmeverbrauch gebildet und in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt. Er zeigt sich selbst zwischen Versuchen, die in verschiedenen Ländern und in verschiedenen Jahren ausgeführt wurden, außerordentlich gute Übereinstimmung. Bei seiner Beurteilung muß jeweils die Raumausbeute aus einem Kubikmeter Nettovolumen

Zahlentafel 13.

Spez. Wärme- verbrauch in kcal je 100 kg Stoff u. 1° C	Laugen- temperatur		Ausbeute in kg je 1 m <sup>3</sup> Kocher- nettovolumen	Kochart	Lit. Quelle	Bemerkungen
	Anfang °C	Ende °C				
1480	30	135	75	Mitsch.	Laßberg Versuche S. 42 dieses Buches	Kocher 212 m <sup>3</sup> Brutto 203 m <sup>3</sup> Netto
1380	24	130	76,5	Mitsch.		
920	81	136	95,6	Mitsch.	Dr. Sieber Wochenbl. 1925, S. 914	Zukunfts-Idealprozeß mit hoher Frischlau- genanwärmung
1070	75	142	93,5	R.-K.		
1120	26	140	81	R.-K.	Dr. Sieber	gerechnet nach Unter- lagen aus Betrieb Kocher 164 m <sup>3</sup>
1200	26	140	76 2	R.-K.	„ „	
1070	41	135	82	Mitsch.	„ „	Versuch mit Kocher 145 m <sup>3</sup>
1500	30	150	76	R.-K.	Richter Wochenbl. 1922 Festheft 22A S. 72	Versuch mit Kocher 105 m <sup>3</sup>
1480	26	140	76	R.-K.	Alfthan Pap.-Fabr. 1921, S. 657	Mittel aus einer Ver- suchsreihe. Kocher 164 m <sup>3</sup>

zur Beurteilung dazugenommen werden. Er ist natürlich auch von dieser abhängig, und zwar so genau, daß ohne Kenntnis der Ausbeute durch die Verschiedenheit im spezifischen Wärmeverbrauch auf diese Rückschlüsse gezogen werden können.

Was nun den zeitlichen Verlauf des Dampfverbrauchs einer Kochung anbelangt, so lassen sich im allgemeinen 4 Abschnitte unterscheiden:

1. sehr starker Dampfbedarf bis 105° C,
2. kurze Zeit wenig Dampf während des Stillstandes,
3. längere Zeit etwas mehr Dampf zum Weiterkochen,
4. wenig Dampf zum Fertigmachen.

Geht der Kochung eine Dämpfung voraus, so ist für diese viel Dampf in äußerst kurzer Zeit nötig. Da die Kochungsführung in den verschiedenen Werken oft sehr verschieden gehandhabt wird, kann sich natürlich die zeitliche Einstellung des Dampfverbrauchs entsprechend verschieben.

Ein typisches Bild über den Verlauf des Dampfverbrauchs in einer Zellstofffabrik mit Bleicherei während 24 Stunden zeigt Abb. 12. Man sieht daraus besonders die kurzzeitigen sehr hohen Dampfspitzen, die den Zellstoffwerken mit wenig Kochern eigentümlich sind, besonders, wenn in gewissen Zeiten der Dampfverbrauch zum Ankochen und zu Bleichereizwecken noch übereinandergreift. Andererseits sind die tiefen Dampfbedarfstäler bemerkenswert. Um diese Täler aufzufüllen und die Spitzen für den Dampfbedarf zu liefern und so gleichmäßigen Be-

trieb im Kesselhaus herzustellen sind die Wärmespeicher berufen, die später noch eingehend erörtert werden sollen. Jede Zellstofffabrik hat so ziemlich ein anderes Dampfverbrauchs-Schaubild.

Je mehr Kocher vorhanden sind und je kleiner sie sind, desto mehr gleicht sich der Dampfverbrauch aus, je weniger und größere Kocher vorhanden sind, desto stärker sind auch die Schwankungen. Für die Größe der Schwankungen ist auch noch die Kocherumtriebszeit sehr wichtig. Liegt sie so, daß sich die Ankochzeiten der Kocher überdecken, so erhält man besonders große Spitzen<sup>1)</sup>.

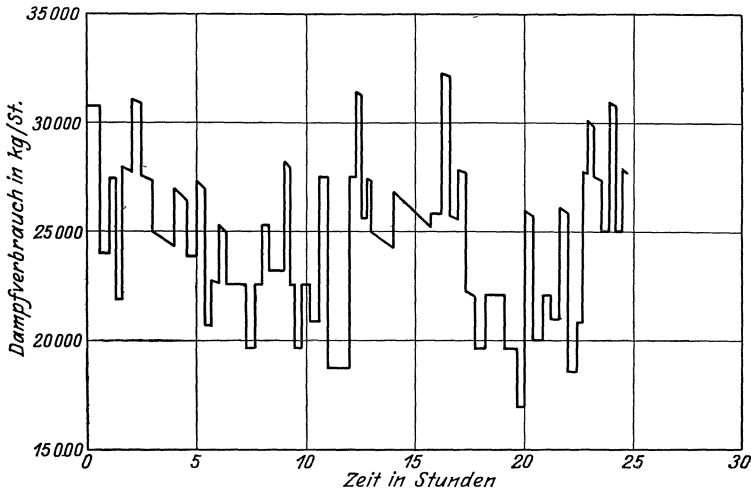


Abb. 12. Gesamtdampfverbrauchs-Schwankungen in einer Zellstofffabrik.

Ist  $z$  die Gesamtumtriebszeit des Kochers,  $z_a$  die Ankochzeit,  $n$  die Kocherzahl, so können die günstigsten Verhältnisse für den Gesamtdampfverbrauch der Kocherei geschaffen werden, wenn:

$$n \cdot z_a \cong z$$

z. B.  $n = 3$ ;  $z_a = 8$  Std.;  $z = 24$  Stunden.

In diesem Falle ist ein Turnus möglich derart, daß sich die Ankochzeiten nicht überdecken, andererseits auch keine großen Dampfbedarftäler zwischen den Ankochzeiten der verschiedenen Kocher entstehen. Das ist ein Idealbild, das in diesem besonderen Falle zu erreichen ist, wenn es auch ab und zu durch besondere Umstände, wie verzögerte Kochzeit, längere Zwischenzeiten doch wieder durchbrochen wird. Das Normalbild in einer Zellstofffabrik besteht allerdings gewöhnlich darin, daß irgendwelcher Turnus aus den verschiedensten Fabrikationsgründen, besonders auch wegen der verschiedenen zu kochenden Stoffarten, wohl schwer einzuhalten ist. Ist  $n \cdot z_a$  größer als  $z$ , so überdecken sich die

<sup>1)</sup> Hakanson: Über Schwankungen im Dampfbedarf und die Anwendung des Vaporakkumulator-Systems in der Zellstoff- und Papierindustrie. Papierfabrikant, 1921 S. 929.

Ankochzeiten teilweise, es kommen sehr große Dampfbedarfsspitzen vor, ist  $n \cdot z_a$  kleiner als  $z$ , so entstehen Dampftäler, die besonders, wenn mit Gegendruckbetrieb gearbeitet wird und die Kraftanforderung von seiten des Werkes konstant bleibt, auch unangenehm empfunden werden.

Ist kein Ruths-Speicher in der Anlage vorhanden, so können diese Ankochzeiten bei gegenseitiger Überlagerung sehr große Stöße auf das Kesselhaus bringen, wobei der Dampfbedarf zeitweise 100% über Mittel liegen kann. Andere Zeiten gibt es wieder, wo er 50% unter Mittel liegt. Fast jede Fabrik hat hier andere Verhältnisse. Gerade aus diesen Schwankungen des Kocherbedarfes heraus ist ja der Ruths-Speicher entstanden.

Zur Deckung des Dampfbedarfes für die Kocher waren früher gewöhnlich eigene Dampfkessel aufgestellt, die den Kochdampf mit mindestens 7 ata für den Kocher erzeugten und zwar damals noch nicht überhitzt. Auch heute ist dies meist in den Werken noch der Fall, die noch nicht nach den neuzeitlichen Gesichtspunkten des Gegendruckbetriebes umgebaut sind, natürlich auch in Werken, die ihre Kraft mit Wasserkraft erzeugen. Neuerdings wird allgemein die sogenannte Gegendruckkochung eingeführt, bei der der Abdampf der Dampfkraftmaschinen in die Kocher eingeleitet wird. Bei dem bekannten schwankenden Dampfverbrauch der letzteren ist die Einschaltung eines Speichers nötig, falls es sich nicht um mindestens 5 oder mehr Kocher von ungefähr derselben Größe und Stoffart handelt. Da der Kochdampf mit mindestens 7 ata dem Kocher zugeführt werden muß, so ist je nach der örtlichen Lage mit 7,25—7,5 ata am Austrittsstutzen der Dampfkraftmaschine zu rechnen, der Kesseldruck sollte also mindestens bei 22—25 ata liegen, damit noch nennenswerte Kraftausnutzung in der Gefällsstufe bis auf 7 ata herauskommt.

Es ist nicht unbedingt nötig, während der ganzen Kochzeit Dampf von 7 ata zu verwenden, es sind auch Schaltungen bekannt und im Betrieb, bei denen der Dampf mindestens zum Dämpfen, aber auch zum Ankochen bis zu einer entsprechenden Druckhöhe im Kocher dem 3 Atm.-Netz der Zellstofffabrik entnommen wird<sup>1)</sup>. In gewissem Sinne war diese Art der Kochung ein Vorläufer der Kochung mit Gegendruckdampf. Diese Schaltung ist zweckmäßig, wenn der nötige Kraftbedarf schwer aus dem Heizdampf herauszubringen ist, z. B. in einer Fabrik, die keine hohe Kesselspannung hat oder aber nur nassen Stoff herausarbeitet; ferner ist in dieses Dampfnetz oftmals ein Speicher eingeschaltet, so daß die Schwankungen im Dampfbedarf von niedrigem Druck direkt von diesem aufgenommen werden. Die Schaltungsart erfordert natürlich doppelte Leitungs- und Ventilanordnung, wodurch die Gesamtleitungsanlage nicht einfacher wird. Mindestens aber sollte der Dampf zum Dämpfen, ein Arbeitsvorgang, der in kurzer Zeit sehr viel Dampf erfordert, aus dem 3 Atm.-Dampfnetz bzw. aus dem eingeschalteten Speicher genommen werden.

<sup>1)</sup> Holmboe: Papierfabrikant 1915, S. 501; auch Dieckmann: S. 208.

#### IV. Abfallwärmern der Kochung<sup>1)</sup>.

##### a) Art und Größe.

Im Kochereibetrieb treten verschiedene Abfallwärmern auf, und zwar:

1. die Abwärmern beim Abgasen,
2. die Entspannungswärmern durch Drucksenkung im Kocher,
3. die Abwärmern mit der die freiablaufende Ablauge abzieht,
4. die Abwärmern, mit der der Stoff und die an ihm hängende Ablauge abgeht,
5. die Abwärmern des Kondensates beim Mitscherlich-Kocher.

Die Wärmern, die beim wiederholten Abgasen hauptsächlich während der Ankochzeit verloren geht, ist bei der Besprechung der Wärmeverluste der Kocher Seite 30 schon ausführlich behandelt worden. Des Zusammenhangs wegen sei hier nochmals erwähnt, daß ihre Größe noch nicht ganz geklärt ist, daß sie sehr von der Führung des Kochprozesses abhängt und daß sie bei steigender Anfangstemperatur der Kochung abnehmen wird. Für heutige Verhältnisse kann man als Durchschnittswert rechnen

für Ritter-Kellner-Kocher rund 10% der Gesamtwärmern der Kochung, also etwa 130 kcal je 1 kg Stoff,

für Mitscherlich-Kocher etwa rund 4,2% der Gesamtwärmern der Kochung, also etwa 52 kcal je 1 kg Stoff.

Sie fällt fast ganz an Wasserdampf gebunden an. Die SO<sub>2</sub>-Gase führen so wenig Wärmern ab, daß diese vernachlässigt werden kann.

Ein wichtiges Glied der Abfallwärmern ist die Entspannungswärmern des Zellstoffkochers; damit bezeichne ich diejenige Wärmernmenge, die dann frei wird, wenn der Druck im Zellstoffkocher nach vollendeter Kochung durch das Endabgasen abgemindert wird bzw. wenn Kochgut oder Ablauge von dem im Kocher noch herrschenden Innendruck der ständig abnimmt an die Atmosphäre austritt, also unter den Druck der Außenatmosphäre kommen. Diese Entspannungswärmern tritt in ihrer ganzen Größe auf alle Fälle auf, gleichgültig auf welche Art der Kocher entleert wird. Je nachdem, ob der Druck im Kocher ganz durch die Abgasleitung abgelassen wird oder ob mit einem gewissen Druck abgelautet oder ob der Kocher ausgeblasen wird, finden sich die Entspannungsdämpfe, in ihrer Menge verschieden verteilt, teilweise in der Abgasleitung, teilweise beim Austritt der Ablauge an die Atmosphäre, teilweise besonders beim Ausblaseverfahren in den Abzugsrohrleitungen der Stoffgruben. Die Entspannungswärmern sind bei diesen verschiedenen Leerungsarten verschieden schwer zu fassen. Sie werden auch erst von dem Augenblick an frei, wenn sich beim Abmindern des Druckes die Endtemperatur im Kocher mit der Sättigungstemperatur des Wasserdampfes deckt. Bei dem Vorgang des sogenannten End-

<sup>1)</sup> Unter Verwendung der Arbeit: Laßberg: Abfallwärmern in Zellstoff- und Papierfabriken. Papierfabrikant 1924, S. 461.

abgasens, der hier vorliegt, handelt es sich dabei wärmetechnisch so gut wie um reinen Wasserdampf, nicht mehr um eine Lösung von  $\text{SO}_2$  im Wasserdampf, weil ja der  $\text{SO}_2$ -Gehalt der Lauge sehr klein geworden ist. Der Kocher wirkt dann wie ein Ruths-Speicher in der Entspannungsperiode; durch die Drucksenkung wird Flüssigkeitswärme frei, die selbsttätig und sehr spontan aus dem Flüssigkeitsinhalt des Kochers Dampf erzeugt. Man kann sich obigen Anfangspunkt für die Entwicklung der Entspannungs-dämpfe ohne weiteres konstruieren, wenn man wie Abb. 13 zeigt, die Linie der Kocherendtemperatur mit der Kurve der Satigungstemperaturen zum

Schnitt bringt. Der Schnittpunkt gibt dann den Druck an, bei dessen Unterschreitung Wärme und damit Entspannungs-dämpfe frei werden. Vom Beginn des Endabgasens bis zu diesem Augenblick findet jeweils nur eine

Oberflächenverdampfung bei der entsprechenden Kochtemperatur statt. Die Größe der bei weiterer Entspannung freiwerdenden Wärmemenge je 1 kg Flüssigkeit ist ohne weiteres durch die Strecken zwischen der Linie der Kocherendtemperatur und der Satigungskurve, also z. B. durch die

Strecke  $a$  oder bei weiter fortgeschrittener Entspannung durch die Strecke  $b$  ablesbar. Die physikalische Grundlage für den Vorgang ist dabei die, daß die Flüssigkeitswärme, mit abnehmendem Druck abnimmt, so daß die der jeweiligen Drucksenkung entsprechende Differenz der Flüssigkeitswärme dabei frei werden muß.

Die ganze Erscheinung ist ja nichts anderes als eine Nachverdampfung im großen, wie sie im kleinen bei Austritt von Kondenswasser aus den Kondenstopfen erfolgt. Je höher der Druck ist, unter dem das Kondensat vordem Töpfen steht, desto größer wird auch dort der Nachverdampfungsverlust bei Austritt aus demselben<sup>1)</sup>. Die großen Verluste durch Nichtausnutzung der Entspannungs-dämpfe sind lange Zeit gar nicht erkannt worden, auch heute noch werden sie stark unterschätzt. Die Entspan-

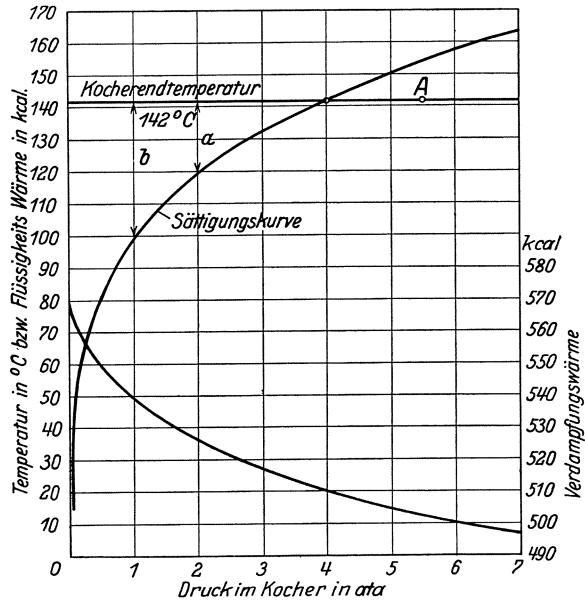


Abb. 13. Ermittlung der Entspannungswärme.

<sup>1)</sup> Schulze: Praktische Erfahrungen auf dem Gebiet der Kondensatrückführung. Wochenblatt 1924, S. 1943 und 2009.

nungsdämpfe der Kocher wurden größtenteils in der Abgaskühlung nutzlos niedergeschlagen oder aber sie verpufften in großen Dampfvolken beim Austritt der Ablaugen aus dem Kocherhaus ständig in die Luft.

Das folgende Zahlenbeispiel gibt über die Größenverhältnisse der Entspannungswärmen und ihre zeitliche Verteilung Aufschluß.

Angenommen, die Endtemperatur im Kocher sei  $142^{\circ}\text{C}$ , der Enddruck im Kocher 5,5 ata. Aus der Sättigungskurve oder Dampftabelle entnimmt man, daß zur Temperatur von  $142^{\circ}\text{C}$  ein Sättigungsdruck von 4,0 ata gehört. Von 5,5 ata bis hierher wird nur der auf der Flüssigkeitsoberfläche liegende Druck aus einem Gas-Wasserdampfgemisch abgemindert, wobei nur geringe Oberflächenverdampfung stattfindet, ab 4,0 ata entwickeln sich die Entspannungswärmen. Wie die Entspannung sich dann auf die einzelnen Abschnitte, also Endabgasen, Ablaugen und Leeren zeitlich verteilt, ist ganz einerlei, bis herab zu 1 ata wird immer die gleiche Wärmemenge frei. Diese rechnet sich zu

$$\begin{aligned} q_1 &= \text{Flüssigkeitswärme am Anfang der Entspannung} = 143,8 \text{ (bei 7 ata)} \\ q_2 &= \text{„ „ Ende „ „} = 99,2 \text{ („ 1 „)} \\ \text{frei werdende Entspannungswärme je 1 kg Wasser} &= 44,6 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Die Ablauge kann in diesem Fall wärmetechnisch gleich dem Wasser gesetzt werden. Wird also von 5,5 ata bis 2,5 ata abgegast, dann die Ablauge abgelassen, dann geleert, so tritt die Entspannungswärme in folgender Verteilung auf:

1. ganze Ablaugenmenge entspannt im Kocher durch das Abgasventil von 4,0 auf 2,5 ata; frei geworden je 1 kg Ablauge 143,8 — 127,3 = 16,5 kcal; die Entspannungswärme findet sich in den durch die Abgasleitung abgehenden Wasserdämpfen.

2. Man kann nun ungefähr rechnen, daß je 1 kg im Kocher enthaltene Ablauge 0,7 durch die Ablaugenleitung abgehen und 0,3 am Stoff hängen bleiben und mit diesem abgehen. Es entspricht das dem Verhältnis, daß von 8 kg Ablauge 5,5 in der Ablaugenleitung und 2,5 mit dem Stoff abgehen. Die 0,7 kg Ablauge werden beim Austritt aus der Ablaugenleitung ins Freie entspannt, sie entwickeln dort je 1 kg 28,1 kcal, je 0,7 kg 19,67 kcal.

3. Die übrigen 0,3 kg entspannen während dieser Zeit im Kocher und machen während dieser Zeit frei: je 1 kg 28,1 kcal, je 0,3 kg 8,43 kcal, also in Summa  $16,5 + 19,67 + 8,34 = 44,60$  kcal je 1 kg Ablauge.

Durch die freiwerdenden 44,6 kcal je 1 kg Ablauge<sup>1)</sup> werden verdampft

$$\frac{44,6}{510,4 + 540,2} = \frac{44,6}{525,2} = 0,085 \text{ kg Dampf je 1 kg Flüssigkeit, wenn}$$

510,4 und 540,2 die Verdampfungswärme bei 4,0 und 1,0 ata, 525,2 also die mittlere Verdampfungswärme ist. Um auf die Zellstoffeinheit zu kommen, sei mit 8 kg Ablauge je 1 kg lufttrockenen Zellstoff gerechnet, dann ergibt sich

<sup>1)</sup> Das spezifische Gewicht der Ablauge ist zu 1 angenommen worden (genau = 1,052).



Entspannungswärme je 1 kg Zellstoff  $8 \cdot 44,6 = 356,8$  kcal

Entspannungsdämpfe je 1 kg „  $8 \cdot 0,085 = 0,680$  kg Dampf.

Liegen andere Verhältnisse vor, als wie die obigen Annahmen von Kocherendtemperatur, Kocherenddruck und Ablaugenmenge je 1 kg Zellstoff besagen, so ist die Rechnung hierfür leicht an Hand dieses Beispielen durchzuführen. Um nun die Entspannungswärme noch auf den Normalkocher von 20 t Zellstoff zu beziehen und somit ein abschließendes Zahlenbild zu bekommen, so rechnet sich diese zu:

Gesamtentspannungswarme  $20000 \cdot 356,8 = 7136000$  kcal

Gesamtentspannungsdampfe  $20000 \cdot 0,680 = 13600$  kg Dampf

Es ist dies eine sehr erhebliche Menge, die der Ausnützung schon wert ist.

Zur Beurteilung der absoluten Größe mag folgender Vergleich dienen:

1 kg Zellstoff benötigt an Kraft für die ganze Fabrikation rund  $0,25$  kWst = 210 kcal,

1 kg Zellstoff macht 356,8 kcal Entspannungswärme, gebunden an 0,680 kg Dampf von 1 ata frei.

Das ist also mehr wie 150% von dem Wärmewert, den 1 kg Zellstoff für die ganze Fabrikation in Form von Kraft braucht. Der große ungünstige Unterschied für die Ausnützung ist nur der, daß die 356,8 kcal bei niederem Druck- und Temperaturniveau dargeboten werden.

Die Wärme, die der Stoff selbst im Kocher, absolut trocken gedacht, in sich trägt, äußert sich nicht als Entspannungswärme; es handelt sich bei diesem Vorgang lediglich um einen Körper, der z. B. von 142° auf 100° C in der Temperatur abnimmt. Er gibt seine Wärme durch Beruhung an seine Umgebung, hier die Ablauge, ab, zu deren Temperaturerhöhung sie dient. Für den ganzen Kocher von 20 t Ausbeute rechnet sie sich zu:

$$20000 (143 - 100) \cdot 0,319 = 20000 \cdot 43 \cdot 0,319 \\ = 275000 \text{ kcal,}$$

also nur rund 4% der gesamten Entspannungswärme; die durch Abkühlung des Stoffes frei werdende Wärme ist also so gering, daß sie vernachlässigt werden kann. Sie wird zur Dampfbildung aus der Ablauge im Kocher verwandt. Ebenso ist die vom Mauerwerk beim Entspannen und beim Temperaturrückgang der Ablauge von 143° C auf 100° C in diese ruckfließende Wärme zu beurteilen, sie ist ohne genaue Temperaturmessung an den Wänden schwer zu messen, kann aber in diesem Zusammenhang auch vernachlässigt werden.

Der Stoff selbst enthält dann bei seiner Abgangstemperatur von 100° C aus dem Kocher

$$100 \cdot 0,319 = 31,9 \text{ kcal je 1 kg Stoff,}$$

die 2,5 kg Ablauge, die an diesem Stoff hängen, führen eine Flüssigkeitswärme von 250 kcal ab. Wird der Stoff vor dem Leeren mit Wasser aufgeschlämmt und gewaschen, so geht diese Wärme an dieses über, so daß sich eine Mischtemperatur einstellt.

Was den zeitlichen Anfall dieser Entspannungswärmen betrifft, so gibt die Spannungskurve Abb. 13 durch ihren steileren Verlauf im Gebiete kleinerer Drucke ohne weiteres den Hinweis, daß im niedrigeren Druckgebiet die freiwerdende Wärmemenge bei gleicher Druckabminderung größer ist. Ins Zahlenmäßige übersetzt heißt dies, wenn zur Druckabsenkung von 4,0 ata auf 3 ata 20 Minuten gebraucht werden, so wird auf 1 kg Flüssigkeit 10,3 kcal frei, wird zur Drucksenkung von 2 ata auf 1 ata, also wiederum um 1 ata, wieder 20 Minuten gebraucht, so werden 20,8 kcal je 1 kg Flüssigkeit frei, also in der gleichen Zeit um 100% mehr. Dieselbe Erscheinung liegt ja auch beim Ruths-Speicher vor.

Bei der aus dem Kocher abgehenden Ablauge liegen die wärmetechnischen Verhältnisse höchst einfach; sie tritt mit rund 100° C ins Freie. Von den 8 l der Frischlauge, die man überschläglich je 1 kg Zellstoff rechnet, gehen heute gewöhnlich rund 5,5 l durch die Ablaugenleitung ab. Die übrigen bleiben am Stoff hängen. Nur die Abwärme dieses ersten Teils der Ablauge kommt zur Ausnützung in Frage; für je 1 kg Zellstoff werden also in der ausnutzbaren Ablauge 550 kcal abgeführt. Natürlich hat man bei der mit 100° C ins Freie tretende Ablauge die Möglichkeit, auch die Flüssigkeitswärme, die unter 100° C liegt, bis auf einige Grade über der Frischlagentemperatur bzw. bei Warmwasserbereitung über der Kaltwassertemperatur auszunützen. Wie weit man hier gehen will, ist lediglich eine Frage der Apparatur bzw. des Anlagekapitals. Wird unter Druck abgelautet, so liegen die Ablaugentemperaturen entsprechend höher.

Die Ausnützung der Wärme, die an der am Stoff haftenden Ablauge hängt, ist bei den heutigen Arbeitsmethoden so gut wie ausgeschlossen, da dieser Teil der Ablauge bereits durch Ausspritzwasser verdünnt und gekühlt ist.

Die angegebene Ausnützung der Ablaugenwärme im Temperaturgebiet unter 100° C kann nicht stattfinden, wenn die Ablauge in eine Sulfitspiritusfabrik oder in eine Eindickanlage geleitet wird, da sie dort mit 90° C für den Neutralisationsprozeß bzw. mit möglichst hoher Temperatur für die Eindickapparate gebraucht wird. An ihrer Stelle steht dann, im Falle eine Spiritusfabrik vorhanden ist, die Schlempe mit rund 100° Abgangstemperatur zur Verfügung. Bei Eindickapparaten fällt reichlich heißes Kondensat an.

Es liegt ja eigentlich nichts näher als mit diesen Entspannungs- und Flüssigkeitswärmern, die als Abfallwärmern nach einer jeden Kochung auftreten, die Frischlauge wieder anzuwärmen. Im großen und ganzen ist aber nach dieser Richtung hin noch sehr wenig geschehen. Früher mag dies an der mangelnden Erkenntnis des hohen Wertes dieser Wärmequelle gelegen haben, ein Grund, der heute nicht mehr gelten kann. Viel liegt auch an der Notwendigkeit, für die heiße Frischlauge Druckgefäße bereitzustellen, während man seit Beginn der Industrie gewöhnt war, die Frischlauge unter Atmosphärendruck in gemauerten oder ausgekleideten Behältern zu speichern. Solche Druckbehälter sind natürlich ungewohnt und teuer. Viel trägt auch die Konstitution der Frisch- und

Ablauge wegen ihres Säuregehaltes dazu bei, ebenso das schwierige Arbeiten mit ihr, die Gefährdung oder doch Beschädigungsmöglichkeit der Arbeiterschaft bei Ausströmen von  $\text{SO}_2$ -Gasen aus Leitungen und Behältern. Es sind das aber alles Schwierigkeiten, deren man unbedingt Herr werden muß.

Eine weitere Abwärmequelle ist das Kondensat aus den Heizschlangen der Mitscherlich-Kocher, das an Gewicht dem eingeleiteten Dampf gleich ist. Seine Temperatur wurde früher allgemein überschläglicly zu  $100^\circ\text{C}$  eingesetzt; das ist nicht vollständig richtig, weil das Kondensat anfangs durch die tieferen Temperaturen des Kocherinhalt unterkühlt ist. Erst im weitem Verlauf der Kochung steigt die Kondensattemperatur auf die Höhe die dem Druck in den Schlangen entspricht. Beim Austritt hinter dem Kondensatableiter an die Atmosphäre tritt natürlich auch Nachverdampfung ein, falls die wirkliche Kondensattemperatur über  $100^\circ\text{C}$  liegt. Dieser Nachverdampfungsverlust ist jeweils der Unterschied zwischen der Flüssigkeitswärme im Innern der Heizschlangen und der Flüssigkeitswärme beim Atmosphärendruck, die  $99,2$  kcal beträgt. Ebenso ist auch der Druck am Ende der Heizschlangen nicht mehr der gleiche wie am Anfang, eine Erscheinung, die ja bei längeren Heizrohren überhaupt bekannt ist. Pfozter<sup>1)</sup> berichtet über Versuche, die zeigen, daß etwa  $\frac{1}{4}$  des zur Kochung nötigen Dampfes verbraucht wird, ehe das Kondensat eine Temperatur von  $100^\circ\text{C}$  hat. Im Kondensat eines Mitscherlich-Kochers stehen also, ungedämpfte Kocher zugrunde gelegt und bei Nichtausnützung der Nachverdampfungsverluste, etwa  $90$  kcal je  $1$  kg Dampf zur Verfügung; auf je  $1$  kg Zellstoff treffen also bei einem angenommenen Dampfverbrauch von  $2,8$  kg  $252$  kcal Kondensatabwärme. Bei einem  $20$  t-Kocher rechnet sich also die Kondensatabwärme zu  $5040000$  kcal. Mit Einbeziehung der Nachverdampfungswärme lauten die Zahlen dann  $131$  kcal Kondensatwärme je  $1$  kg Dampf,  $366$  kcal je  $1$  kg Stoff und  $7320000$  kcal für einen  $20$  t-Kocher. Es ist ein alter Wunsch, dieses Kondensat zur Kesselspeisung wieder nutzbar zu machen. Große Vorsicht ist dabei geboten, da es stark säurehaltig sein kann. Besser und sicherer ist es, durch Kupferschlangen indirekt anderes Wasser anzuwärmen, man bekommt dabei allerdings nur den Vorteil von heißem Wasser und nicht auch den von destilliertem Wasser für die Kessel. Theoretisch dürfte ja keine Lauge in die Heizschlangen eindringen, da der Druck in der Schlange immer größer sein soll als außerhalb derselben. Doch gibt gerade der oben erläuterte Umstand, daß am Ende der Schlange kleinere Drücke im Innern derselben zu finden sind als am Anfang, ab und zu die Möglichkeit, daß bei undichten Verschraubungen Lauge eindringen kann. Das Kondensat ist also nur unter ständiger Kontrolle zu Kesselspeisezwecken zu verwenden. Pfozter gibt einen Apparat an<sup>2)</sup>, der es ermöglicht, das Kondensat säurefrei und unter Druck in die Kessel zurückzuspeisen. Ein solcher Apparat

<sup>1)</sup> Papierfabrikant 1923, S. 389.

<sup>2)</sup> Pfozter: Ein Beitrag zum Kapitel Wärmewirtschaft in Zellstoff-Fabriken. Papierfabrikant 1923. S. 389.

ist, wenn er die an ihn zu stellenden Ansprüche erfüllt, äußerst wertvoll. Man gewinnt durch ihn

1. die ganze Flüssigkeitswärme des Kondensates zurück, also z. B. 366 kcal im Durchschnitt je 1 kg Stoff, man vermeidet die Nachverdampfungsverluste beim Austritt des Kondensates aus den Kondensstöpfen.

2. gewinnt man je 1 kg Zellstoff z. B. 2,8 kg destilliertes Wasser,

In der Fabrik, in der der Apparat entwickelt wurde und die ganz nach indirektem System arbeitet, wurden nach Angabe von Pfozter bei 30000 t jährlicher Zellstoffherzeugung, entsprechend 90000 t jährlichen Dampfverbrauchs, durch den angegebenen Apparat jährlich rund 2000 t Kohle von 7000 kcal gespart.

Ebenso wie zur direkten oder indirekten Verwendung als Kesselspeisewasser läßt sich das Kondensat aus den Mitscherlich-Schlangen zur Frischlaugenanwärmung benützen, zumal hier auch sein Säuregehalt keine schädliche Rolle spielt. Ebenso kann das Schlangenkondensat vor der einen oder anderen Ausnützungsart durch die Schlangen von Kochern, die gerade im Ankochen sind, durchgeleitet werden, so daß es auf  $40^{\circ}\text{C}$ — $50^{\circ}\text{C}$  abgekühlt wird. In letzterem Fall ist man natürlich vom Kocherturnus abhängig. Das Kondensat aus Schlangen ungenützt wegfließen zu lassen ist eine nicht zu rechtfertigende Wärmverschwendung.

#### b) Anwärmung der Frischlauge.

Die Anwärmung der Frischlauge ist eine für Fabrikation und Wärmewirtschaft gleich wichtige Maßnahme; ausgehend von der Erkenntnis, daß es ein großer Gewinn an Ankochezeit und somit an Produktionsmöglichkeit, an Ankochwärme und damit am Gesamtdampfverbrauch ist, wenn die Frischlauge durch Restwärmen hoch vorgewärmt wird, geht man immer mehr darauf aus, den Entspannungsdampf der Kocher und die Flüssigkeitswärme der Ablauge, einzeln oder zusammen, zum Erwärmen der Frischlauge innerhalb oder außerhalb des Kochers zu verwenden. Zugleich fallen mit erfolgreicher Anwärmung der Frischlauge durch Abfallwärme wesentliche Spitzen im Dampfbedarf, die durch die großen, zeitlich stark zusammengedrängten Ankochdampfmenngen in das Kesselhaus gebracht wurden, hinaus, die Dampfspeicher, die hauptsächlich zur Deckung der durch die Ankochzeiten bedingten Dampfspitzen dienen, können alsdann kleiner gehalten werden, ohne daß man dadurch von der sonst durch größere Speicher erreichbaren Gleichmäßigkeit und damit Wirtschaftlichkeit in der Feuerführung des Kesselhauses etwas einbüßt.

Die Bestrebungen zur Anwärmung von Frischlauge besonders durch Überlagern von einen in einen zweiten Kocher sind durchaus nicht neu. Bergöö hat schon 1912 darüber berichtet<sup>1)</sup>. Die ganze Sache ist aber noch recht ungeklärt und noch wenig durchsichtig. Verschiedene Werke haben ihre eigenen Systeme zur Frischlaugenanwärmung, die zudem

<sup>1)</sup> Papierfabrikant 1912, S. 419.

geheim gehalten werden. In den wenigsten Werken aber wird heute mit Frischlaugenanwärmung gearbeitet trotz der großen Verbesserungsmöglichkeiten, die hierin liegen. Eine geringe Frischlaugenanwärmung auf rund 25° C fand zwar allgemein durch das Abgasen in die Frischlaugenbehälter zur Verstärkung der Turmlauge schon statt. Die zur weiteren Frischlaugenanwärmung nötige Wärme bis hinauf zu einer Frischlaugentemperatur von 100° C kann restlos durch die Kocherabfallwärmen gedeckt werden. Bei 8 kg Frischlauge je 1 kg Zellstoff braucht man dazu auf 1 kg Zellstoff bezogen rund 600 kcal. Die spezifische Wärme der Frischlauge kann angenähert gleich 1 gesetzt werden<sup>1)</sup>. Bei dem obigen Zahlenbeispiel ist die Entspannungswärme der Kocher zu 357 kcal festgelegt. Sie ist eine Funktion der Kocherendtemperatur und wächst und fällt mit dieser. Die durch die Entspannungswärme und durch die beim Abgasen in der Ankochzeit anfallende Wärme nicht gedeckte Wärmemenge kann der heißen Ablauge bzw. der Schlempe, falls eine Spiritusfabrik vorhanden ist, entnommen werden. Die Entspannungswärme kann nach den untenstehend aufgeführten Möglichkeiten bis auf kleine Verluste ganz für die Frischlaugenanwärmung nutzbar gemacht werden.

Man kann heute wohl folgende grundsätzliche Verfahren zur Frischlaugenanwärmung unterscheiden:

1. Die sogenannte Kochung mit Überlaugen, dabei wird aus den Kochern mit 120° C—130° C Temperatur eine gewisse Laugenmenge, gewöhnlich bis zu 20%, abgezogen und durch den im Kocher 1 herrschenden Druck in einen nur teilweise mit Frischlauge beschickten Kocher 2 gedrückt.

2. Solche, bei denen die Gase und Entspannungsdämpfe nicht, wie bisher, in die Laugenwiedergewinnungsbehälter, sondern zum Anwärmen von mit Lauge frisch beschickten Kochern durch Einblasen in diese Kocher verwandt werden und zwar

a) durch den Überdruck des primären Kochers, es ist dies auch das Verfahren des sogenannten Decker-Prozesses, der in letzter Zeit viel von sich reden machte<sup>2)</sup>,

b) dadurch, daß die Abgase mit Entspannungsdämpfen durch Pumpen in den zweiten Kocher gedrückt werden. Hierdurch werden die Kocher etwas unabhängiger voneinander, auch kann der zweite Kocher schon Druck haben<sup>3)</sup>.

3. Solche, bei denen die Wärme der Entspannungsdämpfe und Abgase dadurch nutzbar gemacht wird, daß sie direkt in die Frischlauge außerhalb des Kochers eingeführt wird, und zwar:

a) durch den eigenen Druck des Kochers<sup>4)</sup>,

b) durch Absaugen aus dem Kocher mittels Kompressor, der zur Wiedergewinnung der überschüssigen schwefligen Säure und der Wärme

<sup>1)</sup> Genau gerechnet liegt sie bei 0,95; spez. Wärme der Ablauge, siehe S. 162.

<sup>2)</sup> Papierfabrikant 1923, S. 433, 530; Zellstoff und Papier 1923, S. 238; Wochenblatt 1924, S. 100, 214, 332.

<sup>3)</sup> D. R. P. 405058 der A.-G. für Zellstoff und Papierfabrikation Aschaffenburg, s. a. Zellstoff und Papier 1924, S. 327.

<sup>4)</sup> Waldhof: D. R. P. 361055, s. a. Dieckmann: Sulfitzellstoff, S. 355.

das Gas-Dampfgemisch unmittelbar aus dem Gasraum des Kochers absaugt und dasselbe der weiteren Verwendungsstelle z. B. einem Frischlaugebehälter zudrückt<sup>1)</sup>). In diesen Fällen muß natürlich die Frischlauge in geschlossenen Behältern unter Druck aufbewahrt werden.

4. Solche, bei denen die Frischlauge teils direkt, größtenteils indirekt mit den Entspannungsämpfen und Kondensaten in Systemen, die ebenfalls außerhalb der Kocher liegen, angewärmt wird<sup>2)</sup>).

5. Solche, bei denen kalte Frischlauge mit höherer Konzentration als normal in den Kocher gegeben wird, die dann durch hochoverhitztes und angesäuertes Druckwasser, das durch die Abfallwärme der Kocher angewärmt wird, auf höhere Temperatur gebracht, zugleich aber verdünnt wird<sup>3)</sup>).

6. Solche, bei denen die Frischlauge durch die Ablauge bzw. Schlempe angewärmt wird<sup>4)</sup>).

7. Solche, bei denen die Frischlauge durch die Röstgase der Kiesöfen, bei deren notwendigen Herunterkühlen angewärmt wird<sup>5)</sup>).

Grundsätzlich unterscheiden sich die Verfahren 1 und 2 von 3, 4, 5, 6 und 7 dadurch, daß erstere Verfahren die Frischlauge im Kocher, mit Hilfe der Restwärmen eines anderen in der Kochung vorgeschrittenen oder fertigen Kochers anwärmen, während die anderen Verfahren die Anwärmung außerhalb des Kochers mit eigenen Apparaturen vornehmen. Das Verfahren nach 1 und 2 a hat daher den großen Nachteil, daß es die Kocher voneinander abhängig macht, der Fabrikation also die nötige Freizügigkeit nimmt bei Verfahren 2b ist diese Abhängigkeit etwas gemildert. Genauer Turnusbetrieb wäre hier nötig, der sich in Sulfitkochereien aus schon früher erwähnten Gründen, besonders bei geringer Kocherzahl, schwer durchführen läßt. Dieser Beengung der Fabrikation gegenüber treten auch die großen Vorzüge dieser Verfahren, die darin bestehen, daß sie die ziemlich großen Apparaturen, die bei Anwärmung der Frischlauge außerhalb der Kocher nötig werden, sparen und nur einige Rohrleitungen und Ventile benötigen, in den Hintergrund. Auch haben die Verfahren, bei denen die Entspannungsämpfe unmittelbar in die Frischlauge eingeleitet werden, den Nachteil, daß die Kondensate derselben die Frischlauge verdünnen, daß die primären Kocher wegen des Gegendruckes der sekundären in der Entspannung von diesen abhängig sind und ferner, daß wertvolle Produkte aus den Übertreibgasen nicht so leicht zu gewinnen sind. Die Verfahren 3, 4, 5, 6 und 7 dagegen, die die Anwärmung außerhalb der Kocher legen, erhalten die Freizügigkeit des Kochereibetriebes und halten warme Frischlauge für den jeweiligen Bedarf zur Verfügung.

<sup>1)</sup> Waldhof: D. R. P. 404325.

<sup>2)</sup> Waldhof: D. R. P. 394349. Wochenblatt 1924, S. 1356. Es ist dies das Hauptpatent in dieser Sache.

<sup>3)</sup> Morterud: Amerikanisches Patent 1299597; auch Papierfabrikant 1923, S. 539.

<sup>4)</sup> Koholyt Patente D. R. P. 404504 und 404505, s. a. Papierfabrikant 1924, S. 512.

<sup>5)</sup> Waldhof: D. R. P. 365572.

Nach dieser grundlegenden Kennzeichnung der Verfahren sollen diese selbst noch etwas besprochen werden. Trotz der vielen Patente, mit denen so ziemlich alle Möglichkeiten geschützt sind, ist die Frischlaugenanwärmung im Betrieb noch wenig durchgeführt. Das unter Nr. 1 gekennzeichnete Uberlaugen ist wohl die älteste Art der Frischlaugenanwärmung, auch die einfachste. Gewöhnlich wird 80% Frischlauge mit 20% Uberlauge von 120° C bis 130° C gemischt, es muß sich dann eine Anfangsmitteltemperatur ergeben von rund 45° C, die aus der Gleichung:

$$80 \cdot 25 + 20 \cdot 125 = 100 \cdot x$$

zu errechnen ist. Mit dieser Temperatur als Anfangstemperatur beginnt dann die Kochung, wenn 25° C die ursprüngliche Temperatur der Frischlauge im Kocher war. Die Kochung soll aber wegen vermehrter organischer Substanz dadurch ungünstig beeinflusst werden<sup>1)</sup>. Eine bei Dieckmann geschilderte Abart ist die, die bis 110° C übertriebene Lauge in ein Gefäß abzufangen und diese mit neuer, mit organischen Substanzen noch nicht angereicherter Lauge in den zweiten Kocher zu geben.

Dagegen betrifft Verfahren 2 a und b, 3 und 4 schon die Verwertung der Entspannungsdämpfe. Beim Decker-Verfahren, das darin besteht, die während einer Kochung verfügbar werdende Wärme unmittelbar zur Temperaturerhöhung eines oder mehrerer in der Ankochperiode stehender Kocher zu verwenden<sup>2)</sup>, heißen diese Entspannungsdämpfe gewöhnlich „Abblasedampfe“, das sind aber nichts anderes als die durch die Drucksenkung im Kocher entwickelten Wasserdämpfe, entsprechend angereichert mit SO<sub>2</sub>-Gasen; sie kondensieren dann im zweiten Kocher. Da dabei deren Verdampfungswärme frei wird, kann die Frischlauge dort ganz erheblich vorgewärmt werden. Daß sich dann beim Decker-Verfahren günstige Dampfverbrauchsfiguren ergeben, ist nach dem früher Gesagten ohne weiteres klar.

Den Verfahren, bei denen die Frischlauge im Kocher angewärmt wird, die ja die nächstliegenden sind, folgen nun Verfahren, bei denen sie außerhalb der Kocher angewärmt wird. Hier ist das weitaus umfassendste und weitgehendste Patent das der Niederbayerischen Cellulosewerke A.-G., Dr. H. Clemm und Dr. A. Schneider, D.R.P. Nr. 394349. Dabei werden die beim Entspannen von Zellstoffkochern frei werdenden Gase, Wärmemengen und Kondensate in druckfeste Laugenbehalter geleitet und dort die Frischlauge damit angewärmt; die in den Schlangen nicht kondensierten Dämpfe sollen direkt in die Lauge eingedrückt werden. Diese grundlegenden Patente werden noch dadurch erweitert, daß die Frischlaugendruckbehalter zugleich als Wärmespeicher — Laugenwärmespeicher — ausgebildet werden<sup>3)</sup>. Die Lauge wird dabei durch eine beliebige Wärmquelle in einem solchen Speicher von großen Ausmaßen vorerhitzt. Wird er entspannt, so entweicht Dampf und Säure. Wegen seiner Größe kann

<sup>1)</sup> Dieckmann: Sulfitzellstoff, S. 207.

<sup>2)</sup> Wochenblatt 1924, S. 109, 214, 332.

<sup>3)</sup> Patent Waldhof, Sigmund, Dr. Schneider: D. R. P. 406445.

er schon bei kleinen Druckschwankungen erhebliche Dampfmengen liefern, auch ist der Gasverlust leichter beherrschbar. Ein Vorteil des Verfahrens ist auch, daß die beim Abgasen während des Kochprozesses dem Verfahren entzogene schweflige Säure mit dem Dampf aus dem Laugenwärmespeicher, der schwefligsaure Gase enthält, beim Weiterkochen dem Kocher wieder zugeführt wird. Die oben am Kocher durch das Abgasen abgeführten schwefligsauren Gase werden also von unten durch Dampf zum mindesten teilweise wieder zugeführt. Ein Zusatzpatent<sup>1)</sup> erweitert das obige Patent noch dadurch, daß es die Laugenwärmespeicher mit Wasserwärmespeichern unter Verwendung von Dampfmengenregelorganen zusammenschaltet, so daß die Dampfschwankungen von Wasser oder Lauge oder beiden zusammen aufgenommen werden können. Dadurch wird erstens die Lauge rascher angewärmt, zweitens ist die Pufferwirkung bedeutend besser. Da beim Entspannen der Laugenwärmespeicher auch  $\text{SO}_2$  frei wird, könnte die Lauge zu arm an  $\text{SO}_2$  werden. Um dies zu verhindern, wird in die Lauge zur Anreicherung schweflige Säure eingepreßt.

Diese Patente der Waldhof-A.-G., die mit Entspannungs-dämpfen arbeiten, werden durch die Patente der Koholyt-A.-G., die die Flüssigkeitswärme der Ablauge in den verschiedenen Fabrikationsstadien ausnützen, ergänzt. Sie teilen sich in solche, bei denen

1. grundsätzlich durch die abgehende heiße Ablauge die Frischlauge vorgewärmt wird. Auf diese Möglichkeit habe ich selbst schon früher unter Zeichnung eines Wärme-flußbildes hingewiesen<sup>2)</sup>, so daß ich für den Hauptpatentanspruch die Priorität beanspruchen muß. Diese Vorwärmung der Frischlauge durch die Ablauge kann erfolgen:

a) vor deren Entspannung auf 1 ata, wobei die Flüssigkeitswärme bis herab auf  $100^\circ\text{C}$  ausgenützt wird; man spart dabei den Umweg über die Entspannungs-dämpfe. Dieser Arbeitsgang ist möglich sowohl bei Vorhandensein einer Spiritusfabrik wie ohne eine Spiritusfabrik<sup>3)</sup>;

b) nach ihrer Entspannung auf 1 ata, wobei die Wärme unter  $100^\circ\text{C}$  entzogen wird; dieses Arbeitsverfahren ist nur möglich, wenn keine Spiritusfabrik angegliedert ist, da sonst die Ablauge mit  $90^\circ\text{C}$  dort zur Neutralisation benötigt wird.

2. Dadurch, daß die Wärme der Ablauge, die jetzt hinter der Neutralisation einer Spiritusfabrik im Kühlturm ohne nutzbringende Arbeit verloren geht, ausgenützt wird. Vollzieht man diese Kühlung, die sich zwischen den Temperaturen  $85^\circ\text{C}$  und  $35^\circ\text{C}$  abspielt, durch Frischlauge, so ergibt sich, daß bezogen auf 1 kg Zellstoff ( $5\text{ m}^3$  Ablauge auf 1 t Zellstoff)  $5 \cdot 40 = 200$  kcal nutzbar gewonnen werden können.

3. Durch die Vorwärmung der Frischlauge mittels der heißen Schlempe, die mit  $95^\circ$ — $100^\circ\text{C}$  aus der Sulfitspritfabrik, falls eine solche an die Zellstofffabrik angegliedert ist, abgeht. Diese Schlempe enthält auf

<sup>1)</sup> Waldhof, Sigmund, Dr. Schneider: D. R. P. 407278.

<sup>2)</sup> Laßberg: Wärmebewegung in einem Sulfitzellstoffwerk, Z. Bayr. Rev.-V. 1920, S. 1.

<sup>3)</sup> Koholyt D. R. P. 404505.



je 1000 l etwa 200 kg Dampfkondensat aus dem Rektifizierapparat, das dadurch mit seiner Flüssigkeitswärme auch wieder verwandt werden könnte. Rechnet man 5 m<sup>3</sup> Maische je 1 t Zellstoff, so wird diese, da rund 200 kg Dampf je 1 t Maische im Destillierapparat nötig<sup>1)</sup>, um 20% durch das Kondensat vermehrt, so daß 6 m<sup>3</sup> Schlempe je 1 t Zellstoff ablaufen. Diese hat einen Wärmeinhalt von  $6 \cdot 98 = 588$  kcal je 1 kg Zellstoff. Durch gute Wärmeaustauschapparate kann diese Wärme bis auf etwa 30° C ausgenützt werden, wenn 20° C die Anfangstemperatur der Frischlaugung ist. Es kann also von der Abwärme der Schlempe rund 400 kcal je 1 kg Zellstoff nutzbar gemacht werden.

In dem Patent D.R.P. 404505 ist auch die zeitliche Folge der Frischlaugenanwärmung geschützt, zuerst mit der Schlempe oder neutralisierten Ablauge vor ihrer Gärtemperatur, dann durch die Kocheblauge, in dem Temperaturgefälle, das die Ablauge vor der Entspannung bis auf etwa 100° C hat. Die Vorwärmung der Frischlaugung durch die Ablauge erfolgt also im Gegenstrom zum Fabrikationsgang.

Überblickt man kurz den Gang, wie sich bisher die Entwicklung der Frischlaugenanwärmung vollzog, so sieht man folgendes: Früher wurden die Abgase der Kocher, in Wirklichkeit waren es hauptsächlich Wasserdämpfe, in der sog. Abgaskühlung möglichst tief gekühlt und das dadurch erhaltene stark saure Kondensat in die Frischlaugenbehälter zur Verstärkung der Turmlauge eingeleitet. Diese Behälter waren gewöhnlich nicht druckfest, wenn vom Kocher durch zu scharfes Öffnen der Ventile Druck in die Frischlaugenbehälter kam, gab es unangenehme Gasausströmungen. Man hatte damals noch nicht erkannt, daß die SO<sub>2</sub>-Gase so gut wie keine Wärme mitführen, hat auch nicht erkannt, daß die großen Wärmen, die sich im Kühlwasser der Abgaskühlung fanden, von kondensierenden Wasserdämpfen herrührten. Der ganze Abgasvorgang stand nur unter dem Zeichen, die SO<sub>2</sub>-Gase wieder zu gewinnen, nicht aber auch die Wärme. Dann ging man weiter, gab die sog. Abgasdämpfe ohne Kühlung in die Frischlaugung, wozu schon druckfeste Behälter notwendig waren. Nun geht die weitere Entwicklung dahin, alle Spannungsdämpfe in großen druckfesten Behältern, die jetzt als Schlußstück der Entwicklung als Laugenwärmespeicher ausgebildet und mit Wasserwärmespeichern gekuppelt werden, auszunützen. Da die Spannungsdämpfe allein zur höchsten Vorwärmung der Frischlaugung auf 100° C nicht die genügende Wärme geben können, muß die andere Seite der Entwicklung dahin gehen, die verschiedenen Flüssigkeitswärmen der Ablauge hinter dem Kocher, hinter der Neutralisation und hinter der Spiritusfabrik, so weit als möglich zur Deckung des benötigten Wärmerestes auszunützen.

Natürlich können all die jetzt behandelten Abfallwärmen der Kochung auch zur Anwärmung von Fabrikations-Warmwasser ausgenützt werden. Diese Aufgabe ist wesentlich einfacher, weil all die Schwierigkeiten, die die Art der Bisulfitlaugung bringt, wegfallen.

Um schließlich nach diesen eingehenden Untersuchungen die gegenseitige verhältnismäßige Größe der einzelnen Abfallwärmen nochmals zu-

<sup>1)</sup> Siehe später S. 158.

sammenfassend zu überblicken, sind sie in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt. Dabei ist als normales Beispiel ein Kocher von rund 200 m<sup>3</sup> Kochernettovolumen zugrunde gelegt; letzten Endes ist es nicht Zweck und auch nicht möglich, mit der obigen Abhandlung bis auf die

Zahlentafel 14.  
Abfallwärmen aus der Kochung je 1 kg lufttr. Zellstoff.

	Mitscherlich	Ritter-Kellner	Bemerkung
1. Abgasen während der Kochung	42 kcal	130 kcal	Beim Ritter-Kellner-Verfahren erhöht sich dieser Betrag noch ab u. zu etwas durch Abgehen von flüssiger Lauge am Anfang der Kochung (20 bis 40 kcal schätzungsweise)
2. Entspannung der ganzen Kocherfüllung auf 1 ata	357	357	
3. Ablaugenwärme a) Ablaue in der Leitung	550	550	Ist eine Spritfabrik vorhanden, so ersetzt sich dieser Betrag durch die Wärme der Schlempe mit 660 kcal je 1 kg Stoff, u. durch die Wärme der Ablaue zwischen Neutralisation und Gärbehälter mit 220 kcal, so daß sich ergibt Pos. 3a' 880 kcal.
b) Ablaue am Stoff	280	280	kaum ausnützbar
4. Kondensatwärme (7 ata Sattdampf)	252	—	Wenn die Nachverdampfungsverluste vermieden werden 336 kcal
5. Stoff-Wärme	30	30	Nicht ausnützbar.

letzten Wärmeeinheiten genaue Zahlen zu geben. Wohl aber können diese Zahlen Übersicht und Anhalt geben, in welchen Größenverhältnissen sich diese wichtigen Zahlen bewegen. Daraus ergibt sich dann folgender Abgleich:

Zur Anwärmung von 8 l Frischlauge entsprechend 1 kg lufttrockenem Zellstoff von 25° C auf 100° C sind nötig . . . . . 600 kcal

In den Abwärmequellen 1, 2 und 3a der obigen Zahlentafel sind enthalten im Durchschnitt je 1 kg Stoff, zusammen . . . . . 1000 kcal

Werden diese Abwärmequellen nur zu 60% nutzbar gemacht, so decken sie den Bedarf an Frischlauge bis auf 100° C. Ist eine Spritfabrik angeschlossen, so ist die Abwärme noch größer. Statt Pos. 3a tritt dann die Abwärme der Schlempe ein, die wegen des im Rektifizierapparat aufgenommenen Kondensats noch um 20% größer ist, so daß dann beim gleichen Ausnutzungsgrad 660 kcal je 1 kg Zellstoff zur Verfügung stehen. Außerdem stehen dann äußersten Falles auch noch in der Ausnutzungsstufe zwischen der Neutralisationstemperatur und der Gärtemperatur 220 kcal je 1 kg Zellstoff zur Verfügung, zusammen also statt Pos. 3a mit 550 kcal jetzt Pos. 3a' mit 880 kcal. Diese Beträge

von 550 bzw. 880 kcal werden sich in Zukunft jedenfalls noch erhöhen, da die Spiritusfabriken und andere Ablaugenverwertungsarten befruchtend nach der Richtung hin wirken, daß man möglichst viel Ablauge zurückzugewinnen sucht; der Prozentsatz der mit dem Stoff unter Wärmeverlust abgehenden Ablauge wird also in Zukunft noch kleiner werden müssen. Kann man eine größere Ablaugenausbeute ohne erhebliche Verdünnung derselben erzielen, so ist das in erster Linie ein Rohstoffgewinn für die Spiritusfabrik und für die nachfolgenden Ablaugenverwertungsanlagen, in zweiter Linie ein erheblicher Wärme-gewinn.

### V. Abfallwärmen der Kiesofenanlage.

Der Vollständigkeit halber soll im Zusammenhang mit den Abwärmen aus der Kocherei noch kurz auf die Abfallwärmen aus der Kiesofenanlage hingewiesen werden.

Koch gibt hier folgende Wärmeverteilung für einen 7 t-Schwefelkiesofen<sup>1)</sup>:

1. Abgehende Röstgase. . . . .	4470000 kcal
2. Abbrand. . . . .	180000 „
3. Leitung und Strahlung. . . . .	5380000 „
4. Vortrocknen des Kieses. . . . .	930000 „
5. Heiße Abluft. . . . .	960000 „
6. Übriger Verlust . . . . .	440000 „
	12360000 kcal

Die meisten dieser Wärmemengen sind so gut wie nicht ausnützlich, am ehesten noch diejenigen der abziehenden Röstgase (Temperatur 610° C), die, gerechnet auf die Zellstoffeinheit, rund 150 kcal je 1 kg Zellstoff betragen.

Für Ausnützung der heißen Röstgase zur Anwärmung der Frischlauge hat Waldhof neuerdings ein Patent erhalten<sup>2)</sup>. Dr. Frankenschmidt kommt bei einer Eintrittstemperatur der Röstgase von 500° C in den Wärmeaustauschapparat auf 118 kcal, die je 1 kg Zellstoff bezogen, in den Gasen mitgeführt werden, bzw. auf 95 kcal, die im günstigsten Falle davon zur Frischlaugenanwärmung ausnützlich sind, wodurch es möglich würde, die entsprechende Frischlaugenmenge um 12,5° C anzuwärmen. Die Verwendung der Röstgase zur Frischlaugenanwärmung hat wohl so lange wenig Aussicht auf Verwirklichung, als in den Entspannungsdämpfen, in der Ablauge und in der Schlempe viel reichlich fließendere Abwärmequellen vorhanden sind, die wohl auch leichter zu fassen sind, als die Wärme der Röstgase.

<sup>1)</sup> Koch: Bemerkungen zur Sulfitlaugebereitung. Wochenblatt für Papierfabrikation, Festheft 1924, S. 89.

<sup>2)</sup> Dr. Frankenschmidt: Wärmewirtschaftliche Perspektiven in der Zellstoffindustrie. Wochenblatt 1924, S. 1418, 1676.

## B. Trocknung des Stoffes.

Bei der Behandlung der Stofftrocknung stand ich vor der Frage, ob ich die Trockenpartie der Zellstoffentwässerungs- und Papiermaschine jeweils getrennt behandeln soll oder gemeinsam. Bei der großen Ähnlichkeit des Stoffes entschloß ich mich zur gemeinsamen Behandlung der verschiedenen Fragen der Trockenpartie, da bei getrennter eine vielfache Wiederholung unvermeidlich gewesen wäre. Ich habe dann bei verschiedenen Punkten, die nur der Zellstoffentwässerungsmaschine bzw. der Papiermaschine eigentümlich sind, ausdrücklich darauf verwiesen. Im übrigen ergibt sich in nicht wenigen Punkten eine Analogie mit den Dampfkesseln, denn die Trockenpartie ist ja schließlich auch nichts anderes als ein Wasserverdampfer. Ich habe daher einige Bezeichnungen, die im Dampfkesselwesen üblich sind, übernommen. Ebenso habe ich versucht, für verschiedene verschwommene Begriffe bei den Trockenpartien klare eindeutige Größen einzuführen und ich hoffe, daß diese sich einbürgern.

An der Entwässerungsarbeit einer ganzen Papiermaschine bzw. Zellstoffentwässerungsmaschine hat die Trockenpartie mengenmäßig den kleinsten Anteil. Die Trockenpartie ist also sowohl was Anlage als was Betriebskosten betrifft, bezogen auf 1 kg Wasserentzug, der weit- aus teuerste Teil der Papiermaschine. Nimmt man z. B. an, daß der Stoffbrei mit 20% Trockengehalt auf das Sieb kommt und die Naßpartie mit 40% Trockengehalt verläßt, so hat diese  $49 - 1,5 = 47,5$  kg Wasser je 1 kg Papier zu entfernen, die Trockenpartie dagegen nur 1,5 kg Wasser je 1 kg Papier. Dieser Teil des Wassers, der über 40% Trockengehalt zu entfernen ist, ist aber der, welcher am schwierigsten zu entfernen ist; er erfordert räumlich die größten Mittel und die größten Betriebskosten.

### I. Grundlegende Größen.

Die Trockenpartie<sup>1)</sup> hat also den Zweck, das Wasser zu verdampfen und zwar geschieht dies durch Wärmezufuhr zu dem zu trocknenden Körper. Grundlegende Größen bei der Betrachtung der Trockenpartie sind die Trockengehalte des ein- und auslaufenden Stoffes, die Leistungsziffer, die Belastungsziffer sowie der Dampfverbrauch.

Unter Trockengehalt bzw. Wassergehalt versteht man dabei das Gewicht an absolut trockenen Fasern bzw. das Gewicht an Wasser, das in 1 kg Stoffwassergemisch enthalten ist. Hat z. B. das Stoffgemisch 40%

---

<sup>1)</sup> Grundlegende ältere Arbeiten für die Trocknungsfrage sind: Pfarr: Der Heizungsvorgang in der Papiermaschine. Wochenblatt 1912, Festheft S. 23; Lindner: Über die Wirkung der Trockenpartie. Wochenblatt 1916, S. 1902.

Trockengehalt entsprechend 60% Wassergehalt, so heißt das, in 1 kg Stoffwassergemisch sind 400 g absoluttrockene Fasern und 600 g Wasser. Ist  $a$  der Trockengehalt an irgendeiner Stelle in Prozent, so ist der Wert, der  $a$  auf 100% ergänzt, also  $100 - a$  der Wassergehalt an der betreffenden Stelle =  $f$  = Feuchtigkeitsgehalt. In den verschiedensten Rechnungen ist es nun immer nötig zu wissen, wieviel Wasser an einer gewissen Stelle der Maschine an 1 kg Stoff gebunden ist. Es rechnet sich zu  $\frac{100 - a}{a} = \frac{f \text{ (Feuchtigkeitsgehalt)}}{a \text{ (Trockengehalt)}}$ . Die Größe  $\frac{100 - a}{a} = \frac{100}{a} - 1$  soll das spezifische Wassergewicht heißen. Diese Größe sagt, wieviel Kilogramm Wasser an irgendeiner Stelle der Maschine an 1 kg abs. trock. Stoff hängen. Ich habe diese Größen, da sie sehr oft in den Rechnungen vorkommen, für die verschiedensten Werte ein für allemal errechnet und in der Zahlentafel 7 des Anhangs niedergelegt. Bestimmt ist das spezifische Wassergewicht an einer beliebigen Stelle der Maschine dann, wenn der Trockengehalt durch eine Trockengehaltsprobe gefunden ist. Ist das spezifische Wassergewicht an der Stelle 1 zu  $a_1$ , an der Stelle 2 zu  $a_2$  bekannt, so ist das je 1 kg absoluttrockenem Stoff zwischen diesen Stellen zu entziehende Wasser auch bekannt. Die Differenz des spezifischen Wassergewichtes zwischen 2 Stellen der Maschine ist infolgedessen die Trocknungsleistung derselben. Ist z. B. der Trockengehalt  $a$  vor und hinter der Trockenpartie bekannt, ferner die Stundenproduktion  $P$ , so gibt die Differenz der spezifischen Wassergewichte multipliziert mit der Stundenproduktion die je Stunde auf der Trockenpartie zu verdampfende Wassermenge; ist  $a_1 = 40\%$ ,  $a_2 = 88\%$ , Stundenproduktion =  $P = 800$  kg absolut trocken, so ist die zu verdampfende Wassermenge

$$P \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right] = 1091,2 \text{ kg}$$

Die 2 Klammerwerte können ohne weitere Rechnung der Zahlentafel 7 entnommen werden. Der umgekehrte Wert  $\frac{a}{100 - a}$  stellt das spezifische Fasergewicht dar, also die jeweils in 1 kg Wasser enthaltenen absoluttrockenen Fasern.

Der maßgebende Wert für die Beurteilung der Leistungsfähigkeit einer Trockenpartie ist die Wasserverdampfung je m<sup>2</sup> Heizfläche und Stunde, die mit Hilfe der Trockenpartie erfolgen kann. Je größer die Wasserverdampfung bei sonst gleichen Verhältnissen desto größer auch die Leistung der Trockenpartie an Papier bzw. Zellstoff. Diese Größe sei Belastungsziffer genannt. Unter Belastungsziffer der Trockenpartie oder eines Teiles derselben, auch kurz Belastung, ist also ähnlich wie bei Belastungsziffern der Dampfkessel die Wasserverdampfung aus der Stoffbahn je m<sup>2</sup> und Stunde zu verstehen; sie sei mit  $q$  bezeichnet und schreibt sich nach der gegebenen Erklärung, zu:

$$q = \frac{P}{H} \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right]$$

Dabei sind die Werte  $\left(\frac{100}{a_1} - 1\right)$  und  $\left(\frac{100}{a_2} - 1\right)$  wieder jeweilig der Zahlentafel 7, Seite 272 zu entnehmen, wobei die Werte  $a_1$  bzw.  $a_2$  jeweils die Trockengehalte vor bzw. hinter der Trockenpartie bzw. Trockenpartiegruppe bedeuten.

In dieser Formel tritt zum erstenmal der Begriff Heizfläche  $H$  der Trockenpartie auf. Es kommt hier, wie später gezeigt wird, lediglich die Nutzheizfläche  $H_N$  in Frage, so daß sich die Formel endgültig in folgender Form schreibt:

$$q = \frac{P}{H_N} \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right]$$

Neben der Belastungsziffer kommt noch als wichtig die Leistungsziffer der Trockenpartien in Betracht; sie sei gleich  $l$ . Die Leistungsziffer gibt an, wieviel kg Papier je m<sup>2</sup> Nutzheizfläche und Stunde auf der Maschine erzeugt wurden. Die Leistungsziffer schreibt sich also in einfachster Form zu:

$$l = \frac{P}{H_N}$$

Als Größen für die Trockenpartie sollen also für alle Rechnungen festgehalten werden:

1. Trockengehalt an irgendeiner Stelle =  $a$  in % absolut.
2. Wassergewicht der Stoffbahn an irgendeiner Stelle  $\left(\frac{100}{a} - 1\right)$  kg Wasser je 1 kg absoluttrockenem Stoff.
3. Spezifische Wasserverdampfung = Belastungsziffer =  $q$  = Wasserverdampfung je m<sup>2</sup> Nutzheizfläche und Stunde.
4. Spezifische Stoffleistung der Maschine = kg Stoff absoluttrocken je m<sup>2</sup> Nutzheizfläche und Stunde.

Was schließlich den Endtrockengehalt hinter den Maschinen anbelangt, so ist der Begriff lufttrocken und absoluttrocken schon auf S. 5 entwickelt.

Das maschinentrockene Gewicht findet man durch die Wage, wenn der Zellstoff oder das Papier hinter der Maschine unmittelbar gewogen wird. Der Trockengehalt hinter der Maschine ist normal bei Papier 95%—98%, bei feuchtem Zellstoff 35%—40%, bei trockenem Zellstoff 80%—88% abs.

## II. Die Heizflächen der Trockenpartie.

Bei den wärmetechnischen Berechnungen tritt nun immer wieder der Begriff Heizfläche an der Trockenpartie auf. Er war bisher nicht eindeutig bestimmt; als Heizfläche wurde bisher in der Literatur zugrunde gelegt:

1. die ganze Zylinderfläche der Papiertrockner und Filztrockner einschließlich der Böden,
2. die ganze Zylindermantelfläche einschließlich der Mantelfläche der Filztrockner,

3. die ganze Zylindermantelfläche ohne Filztrockner,
4. die vom Papier wirklich berührte Zylinderfläche.

Die unter Nr. 1, 2 und 3 bezeichneten Heizflächen den Beurteilungen und den Rechnungen über die Trockenpartie zugrunde zu legen ist aus folgenden Gründen nicht richtig:

1. die nicht vom Papier berührten Heizflächen tragen nicht direkt zur Papiertrocknung bei, nur indirekt mit viel kleineren Wärmedurchgangszahlen;

2. wollte man mit diesen indirekt nützlichen Heizflächen rechnen, so müßten mit demselben Recht die zur Luftvorwärmung dienenden Heizflächen, also diejenige der Frischluftanwärmung, Deckenheizung usw. in den Begriff der „Heizfläche“ mit hereingenommen werden.

3. geben Leistungs- und Belastungsziffern, die mit der ganzen Zylindermantelfläche mit und ohne Filztrockner gerechnet werden, irreführende und zu niedrige Werte, da die wirkliche, papierberührte Heizfläche viel höher belastet ist.

4. darf man diese nicht vom Papier berührte Heizfläche nicht für die eigentliche Leistungsziffer und für die Stofftrocknung zugrunde legen, weil man andererseits die Lufterwärmung wieder mit diesen freien Heizflächen und der von diesen abgegebenen Wärmemengen belasten muß. Will man weitergehend, die Lufterwärmung durch die Trockenzyylinder sowie den Vorgang auf den Filztrocknern untersuchen, so kommt man in Schwierigkeiten, wenn man diese Heizflächen der Stofftrocknung schon zugrunde gelegt hat.

Als Grundgedanke hat also zu gelten: Unter Heizfläche, besser Nutzheizfläche einer Trockenpartie ist nur die von der Stoffbahn berührte Zylinderfläche zu verstehen, diese ist sämtlichen Rechnungen für Belastung, Leistung usw. zugrunde zu legen. Die Nutzheizfläche soll mit  $H_N$  bezeichnet werden. Sie soll als Festwert jeder Maschine ein für allemal bekannt sein, genau so gut wie die Heizfläche eines Dampfkessels. Die Arbeit ihrer Ermittlung ist wie dort nur eine einmalige. Bei neuen Maschinen, die noch nicht aufgestellt sind, kann man die Nutzheizfläche aus einer Zeichnung von nicht zu kleinem Maßstabe ermitteln, bei bereits stehenden Maschinen braucht man nur ein Bandmaß in derselben Weise wie die Stoffbahn um die Zylinder zu führen, den umspannten Bogen zu bezeichnen, auszumessen und mit der Arbeitsbreite zu vervielfachen, um die Nutzheizfläche  $H_N$  zu finden. In der früheren Literatur findet man nun die meisten Werte, z. B. Angaben über Wasserverdampfung usw. mit der ganzen Zylinderfläche zuzüglich der ganzen Fläche der Filztrockner, teilweise auch ohne diese, berechnet, neuerdings findet man allerdings daneben auch Rechnungen, bei denen die stoffberührte Heizfläche zugrunde gelegt wurde. Solche verschiedenen Rechnungsarten führen zu weit auseinandergehenden Ergebnissen und zu viel Unstimmigkeiten; auch ist ein Vergleich von Maschinen, die ohne Filze arbeiten und solchen, die mit Filzen arbeiten, nur schwer möglich.

Man hat infolgedessen die gesamten Zylinderflächen in folgende streng umgrenzte Heizflächen aufzuteilen:

1. Nutzheizfläche  $H_N$ ; es ist das die von der Stoffbahn berührte und für die Wasserverdampfung unmittelbar in Frage kommende Heizfläche, die einzig und allein der Beurteilung der Maschine zugrunde zu legen ist;

2. die freien Heizflächen  $H_{fr}$ , die nicht vom Papier berührt sind; sie unterteilen sich in die Zylinderböden und in die freien, nicht vom Papier bzw. Filz berührten Zylindermantelflächen;

zu diesen Zylinderflächen kommen außerdem noch dazu die Heizflächen, die direkt zur Lufterwärmung und Deckenheizung nötig sind, wie Vorwärmer, Deckenheizrohre usw.

Die gesamte Zylinderfläche schreibt sich also zu:

$$H = \pi \cdot B \cdot \Sigma D + \frac{2\pi}{4} \cdot \Sigma D^2,$$

wenn  $D$  der Zylinderdurchmesser in m,  $B$  die Zylinderbreite in m ist und  $\Sigma D$  die Summe aller Zylinderdurchmesser bezeichnet.

Die Nutzheizfläche schreibt sich zu

$$H_N = L \cdot b,$$

wenn  $L$  die Summe aller umspannten Bögen in m,  $b$  die Bahnbreite in m ist.

Ist nicht die Länge der umspannten Bögen, sondern das Umspannungsverhältnis  $\varepsilon$  des Zylinders, z. B.  $\varepsilon = 0,7$  bekannt, so schreibt sich die Nutzheizfläche zu

$$H_N = \pi \cdot b \cdot \Sigma \varepsilon D.$$

Die freie Heizfläche (Verlustheizfläche) schreibt sich dann zu

$$H_{fr} = H - H_N.$$

$H$  ist zugleich die von Heißdampf berührte Innen-Heizfläche, wenn man den Unterschied zwischen Außen- und Innendurchmesser der Zylinder vernachlässigt, was statthaft ist. Die Größe  $\frac{H_N}{H}$  gibt dann die

Zahl, die die Ausnützung der Gesamtzylinderfläche zur Stofftrocknung angibt. Ideal müßte diese Zahl = 1 sein, am größten ist sie tatsächlich bei der Selbstabnahmemaschine und Zellstoffentwässerungsmaschine, also bei den filzlosen Maschinen, am kleinsten bei den schnellaufenden Druckpapiermaschinen mit vielen Filztrocknern und vom Papier nur wenig umspannten Zylindern.

Es seien also folgende Größenbezeichnungen eingeführt:  $H$  = Gesamtzylinderfläche (zugleich innere vom Dampf berührte Zylinderfläche),  $H_N$  von der Stoffbahn berührte Nutzheizfläche,  $H_{fr}$  = freie Heizfläche (freie Zylindermantelteile und Zylinderböden). Machen sich für Sonderrechnungen noch Unterteilungen der freien Heizfläche nötig, so sind diese durch Indizes zu bezeichnen, z. B.

$$H_{fr \text{ Filztr.}} = \text{Freie Heizfläche der Filztrockner}$$

$$H_{fr \text{ Böden}} = \text{Freie Heizfläche der Böden usw.}$$

Nehmen wir zur weiteren Untersuchung die von Mallickh<sup>1)</sup> seinen

<sup>1)</sup> Mallickh: Über die Wirtschaftlichkeit der Papierzylindertrockner und ihre Entnebelungsanlagen unter Berücksichtigung der Abwärmeverwertung. Wochenblatt 1921, S. 808 ff.; Beheizung der Trockenpartie und Vorschläge zur Erhöhung



Arbeiten zugrunde gelegten Maschinen, so sehen wir, wie sehr verschieden die von der Gesamtheizfläche ausgenützte Nutzheizfläche bei den verschiedenen Maschinen ist. In der folgenden Zahlentafel sind die Werte zusammengestellt:

Zahlentafel 15: Heizfläche verschiedener Trockenpartien.

Maschinenart	Druckpapiermaschine	Zellstoffentwässerungsmaschine	Feinpapiermaschine neu	Feinpapiermaschine älter	Selbstabnahmemaschine
Nutzheizfläche $H_N$	245,6 m <sup>2</sup>	261,0 m <sup>2</sup>	69,2 m <sup>2</sup>	65 m <sup>2</sup>	17,7 m <sup>2</sup>
Freie Heizfläche $H_{fr}$	544,4 m <sup>2</sup>	303 m <sup>2</sup>	165,6 m <sup>2</sup>	110,7 m <sup>2</sup>	24,6 m <sup>2</sup>
Gesamtzylinderfläche $H$	790,0 m <sup>2</sup>	564 m <sup>2</sup>	234,8 m <sup>2</sup>	175,7 m <sup>2</sup>	42,3 m <sup>2</sup>
Heizflächenausnützung $\frac{H_N}{H}$	0,31	0,46	0,295	0,37	0,412

Die Gesamtzylinderfläche ist also bei Zellstoffentwässerungsmaschinen mit 46<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und bei der Selbstabnahmemaschine mit 41,2<sup>0</sup>/<sub>0</sub> am besten ausgenützt, am schlechtesten bei der Feinpapiermaschine neuerer Bauart. Die Zahlen zeigen aber auch, zu welchen Unstimmigkeiten und Trugschlüssen es führen kann, wenn keine einheitlichen Grundlagen über den Gebrauch des Begriffes „Heizfläche“ gegeben sind. Angenommen, durch Versuch sei die Wasserverdampfung einer Zellstoffentwässerungsmaschine mit 2600 kg je Stunde gefunden, die Belastungsziffer ist mit 9,9 kg je m<sup>2</sup> ermittelt worden unter Zugrundelegung von  $H_N = 261$  m<sup>2</sup> stoffberührte Heizfläche. Ein anderer Autor legt, wie es auch in der Literatur zu finden ist, als Heizfläche die Gesamtzylinderfläche mit Abzug der Böden, also die Fläche der Zylindermäntel = 478 m<sup>2</sup> zugrunde, es ergibt sich dann eine Belastungsziffer von 5,3 kg pro m<sup>2</sup> und Stunde. Ein dritter Autor legt die Gesamtzylinderfläche einschließlich der Böden = 564 m<sup>2</sup> als Heizfläche zugrunde, er kommt dann auf eine Belastungsziffer von 4,6 kg pro m<sup>2</sup> und Stunde. Es ergeben sich also bei der gleichen Wasserverdampfung je Stunde und bei der gleichen Maschine nur dadurch, daß man verschiedene Heizflächen zugrunde legt, die drei verschiedenen Belastungsziffern 9,9 oder 5,3 oder 4,6. Die erste, zu deren Ermittlung die Nutzheizfläche  $H_N$ , also die stoffumspannte Heizfläche herangezogen wurde, ist die einzig richtige.

So rechnen z. B. die beiden sehr guten Arbeiten von Schinkel und Mallickh, die erstere mit der Gesamtzylinderfläche als Heizfläche, die letztere mit der papierberührten Zylinderfläche als Heizfläche. Daß die Ergebnisse der Arbeiten aus diesem Grunde nur mühsam miteinander zu vergleichen und zu verwerten sind, ist sehr zu bedauern.

ihrer Leistungsfähigkeit. Wochenblatt 1918, S. 1669 und 1784; Dampfverbrauch der Zylindertrockner. Wochenblatt 1920, S. 1280 und 1411.

Bei oberflächlichem Vergleich wird man den Unterschied, daß mit verschiedenartiger Heizfläche als Bezugsbasis gerechnet wird, vielleicht gar nicht einmal merken. Die Einführung des obigen Begriffes „Nutzheizfläche“ als der stoffberührten Heizfläche soll solche Unstimmigkeiten endgültig abstellen.

Um aber vorhandene Zahlenergebnisse, die auf Grund einer Gesamtzylinderfläche als Heizfläche errechnet sind, besonders wenn die genauen Maße der Trockenzyylinder zur Errechnung der Nutzheizfläche fehlen, auf die stoffberührte Heizfläche und die entsprechenden einwandfreien Vergleichszahlen umrechnen zu können, habe ich versucht, für die gebräuchlichsten Maschinen folgende Umrechnungszahlen aufzustellen.

Druckpapiermaschine	2,85	umspannter Bogen	0,67
Entwässerungsmaschine	1,83	„	„ 0,70
Feinpapiermaschine	2,50	„	„ 0,70
Selbstabnahme	1,47	„	„ 0,80.

Der Natur der Sache nach können diese Zahlen nur angenäherte Werte ergeben und nur ein grobes Aushilfsmittel sein. Mit diesen Festwerten sind die Einheitswerte (Belastungsziffer, Leistungsziffer) die unter Zugrundelegung der Gesamtzylinderfläche als Heizfläche gefunden sind, zu vervielfachen, um auf die Werte zu kommen, die der stoffberührten Heizfläche entsprechen. Z. B. sei die Wasserverdampfung auf einer Druckpapiermaschine pro m<sup>2</sup> Gesamtzylinderfläche und Stunde gefunden zu 4 kg; es ergibt sich dann überschläglic die Wasserverdampfung pro m<sup>2</sup> Nutzheizfläche und Stunde zu 10,6 kg.

Alle neu zu ermittelnden Zahlen sind der Einheitlichkeit wegen nur mehr auf die stoffberührte Heizfläche als Nutzheizfläche zu beziehen.

### III. Theorie der Trocknung.

#### a) Verdampfungsvorgang.

Die Wärme auf der Trockenpartie ist nun nötig, um die Stoffbahn auf der zweckmäßigsten Temperatur zu halten, so daß eine lebhaftere Oberflächenverdampfung stattfinden kann. Zum weiteren Studium soll auf den eigentlichen Verdampfungsvorgang etwas näher eingegangen werden. Der Vorgang beim Trocknen des Papiers bzw. des Zellstoffes ist ein Verdampfungsvorgang an freier Luft. Es sind hier 2 Begriffe zu unterscheiden:

1. Verdampfen an freier Luft (auch Verdunsten genannt),
2. Sieden an freier Luft.

Verdampfen kann eine Flüssigkeit bei jeder Temperatur, sieden kann sie aber nur bei der Sättigungstemperatur ihres Druckes, bei Wasser von 1 ata ist das rund 100<sup>o</sup> C.

Um die Erscheinung der Verdampfung an freier Luft, um die es sich bei der Trockenpartie hauptsächlich handelt, zu untersuchen, sei angenommen, daß das Wasser — und als solches kann die Stoffbahn bei dieser Betrachtung angenommen werden — eine Temperatur von

z. B. 80° C habe; es hat also der Sättigungsdruck ihres Dampfes den atmosphärischen Luftdruck noch nicht erreicht. Es kann sich dann im Innern der Flüssigkeit eine Dampfblase nicht bilden, da sie dort unter einem ihren Sättigungsdruck überschreitenden Druck stünde. An der Flüssigkeitsoberfläche ist die Luft nun stets mit Dampf gesättigt, ist sie es nicht in der Umgebung, so wird teils durch Diffusion, teils durch Luftströmung bewirkt, daß fortgesetzt Verdampfung an der Flüssigkeitsoberfläche stattfindet; es entsteht also ein Druckgefälle zwischen dem Wasserdampfdruck in der Bahn und dem Wasserdampfdruck in der Luft, das die Verdampfung auslöst. Dieser Vorgang des Verdampfens an freier Luft wird landläufig auch mit Verdunsten bezeichnet<sup>1)</sup>.

Die Verdampfungsgeschwindigkeit einer Flüssigkeit, d. h. die Menge, die pro Sekunde in Dampfform übergeht, ist dabei proportional der Oberfläche  $O$ , ferner proportional der Differenz des zu der Wassertemperatur der Bahn gehörigen Dampfdruckes  $P$  und des augenblicklich vorhandenen Dampfdruckes  $p$  in der Luft über der Bahn, und umgekehrt proportional dem äußeren Druck  $B$ . Die Formel schreibt sich also:

$$W = C \cdot \frac{O \cdot (P - p)}{B}$$

Die Konstante  $C$  hängt dabei von verschiedenen Umständen ab. Für die vorliegenden Betrachtungen ist die Druckdifferenz  $(P - p)$  das Wesentliche.

Es ist dabei zu erinnern, daß die Luft an der Trockenpartie aus trockener Luft und Wasserdampf besteht und daß die Summe der Teildrücke von Luft und Wasserdampf gleich dem herrschenden Gesamtdruck, also dem Barometerstand ist. Der Teildruck des Wasserdampfes ergibt sich, wenn seine Temperatur bekannt ist, aus der Zahlentafel 1 bzw. 2 des Anhangs. Die dort abzulesende Zahl gilt für vollständig gesättigte Luft. Ist die Luft nur teilweise gesättigt, so ist dieser Dampfdruck, um auf den wirklich herrschenden zu kommen, noch mit dem Sättigungsgrad zu vervielfachen.

Obige Formel ist für die Trockenpartie nicht ganz genau richtig, streng genommen bezieht sie sich nur auf Verdampfen in geschlossenen Räumen, wie z. B. im Gasraum des Kochers während es sich beim Verdampfen auf der Trockenpartie um eine Verdampfung handelt, bei der der Dampfdruck in verschiedenen Höhen über der Stoffbahn verschieden groß ist. Für unseren Zweck ist aber die obige Formel sehr durchsichtig und in erster Annäherung zur Besprechung der Vorgänge sehr brauchbar.

Angenommen, die Temperatur der Papierbahn sei auf der Außenseite 80° C entsprechend einem Sättigungsdruck des Wasserdampfes von 354,6 mm Quecksilbersäule = 0,482 atm., so ist dieser Druck kleiner als 1 Atmosphäre, es handelt sich also um einen Verdampfungs-(Verdunstungs-)vorgang. Die Luft sei mit 10° C und 60%<sub>0</sub> relativer Feuchtigkeit

<sup>1)</sup> Winkelmann: Physik Bd. III, Abs. 2, S. 931. Leipzig: Verlag Barth.

eingetreten, der Druck des Wasserdampfes in der Luft bei voller Sättigung und dieser Temperatur wäre 9,17 mm Quecksilbersäule, bei einer relativen Feuchtigkeit von 0,6 ist er folglich  $0,6 \cdot 9,17 = 5,5$  mm Quecksilbersäule; direkt über der Bahn habe die Luft  $40^{\circ}$  C bei voller Sättigung. Der Dunstdruck ist dort 54,91 mm Quecksilbersäule. Die Verdunstungsintensität rechnet sich also zu

$$P - p = 354,6 - 54,91 = 299,69 \text{ mm.}$$

Je größer diese Differenz ist, desto intensiver ist die Verdampfung und damit die Trocknung. Es muß also der der Bahntemperatur entsprechend Dampfdruck  $P$  möglichst groß gemacht werden, was durch möglichst hohe Bahntemperatur zu erreichen ist, der Dunstdruck der Luft  $p$  dagegen, muß so klein wie möglich gehalten werden, was durch möglichst hohe Lufttemperatur also kleine relative Feuchtigkeit möglich ist. Die Temperatur der Luft ist also nur Mittel zum Zweck, um die gegebene Außenluft mit gegebenem Wassergehalt, an dem sich meist nichts ändern läßt und der im Mittel bei  $60\%$  liegt, möglichst weitgehend zu trocknen, seinen Dunstdruck also zu verkleinern.

Die Wärme, die vom Dampf durch den Zylinder in die Stoffbahn gesandt wird, hat also die Aufgabe, die Wassertemperatur im Stoff möglichst hoch zu halten, damit starke Verdampfung durch hohes Druckgefälle zum Wasserdampf der Luft eintritt. Würde man die Wärmezufuhr von seiten des Zylinders sperren, so würde man allmählich zur reinen Lufttrocknung übergehen. Bei dieser liegt die Verdampfungsintensität bei gleicher Temperatur von Trockengut und Luft nur darin begründet, daß die immer frisch zustreichende Luft nicht ganz gesättigt ist, also infolge ihres etwas niedrigeren Dunstdruckes noch etwas Wasserdampf aufnehmen kann. Hat z. B. ein an die Luft zum Trocknen ausgelegtes Papierblatt die Temperatur von  $10^{\circ}$  C, die Luft dieselbe Temperatur, so ist die Spannung des Wasserdampfes unmittelbar über dem Papierblatt 9,17 mm Hg, die Spannung des Wasserdampfes in der Luft bei einem Feuchtigkeitsgehalt von  $60\%$  aber nur  $60 \cdot 9,17 = 5,5$  mm Hg, die Verdampfungsintensität also 3,67 mm. Würde man andererseits die gesättigte Luft nicht vom Trockenzylinder wegführen, so würde die Verdampfung zum Stillstand kommen, sowie die ganze Umgebungsluft gesättigt ist.

Daß bei diesen Vorgängen eine Erhöhung der Bahntemperatur in den vorkommenden Grenzen zwischen  $65^{\circ}$  C und  $90^{\circ}$  C bedeutend mehr ausmacht, wie die Erhöhung der Lufttemperatur um das gleiche Maß, liegt in der physikalischen Natur der Sättigungslinie des Wasserdampfes begründet, die im Gebiet niederer Temperaturen sehr flach verläuft. Nachstehende Zahlentafel läßt dies noch klarer erkennen.

Eine Erhöhung der Bahntemperatur an der Außenseite, die ja um einige Grade tiefer liegt wie die Bahntemperatur an der Innenseite — je dicker die Bahn, um so mehr — macht daher in der Verdunstungsstärke viel aus. Man kann oft beobachten, besonders bei Zellstoffentwässerungsmaschinen, an denen man die Abdunstung gut sieht, daß eine geringe Druckerhöhung, die ja gleichbedeutend ist mit einer Erhöhung der Dampf-

Zahlentafel 16:

Sättigungsdrücke von Wasserdampf bei Temperaturen von 30° C bis 100° C.

Temp. in °C	Sättigungsdruck des Wasserdampfes in mm Quecksilbersäule	Temp. in °C	Sättigungsdruck des Wasserdampfes in mm Quecksilbersäule
30	31,55	65	186,94
34	39,57	70	233,08
38	49,30	75	288,50
40	54,91	80	354,62
44	67,79	85	433,00
		90	525,09
48	83,20	95	633,69
50	91,80	100	760,00
52	101,54		

temperatur im Innern des Zylinders und im abgeschwächten Maße auch mit einer Erhöhung der Bahntemperatur außen, eine ganz merkbare Verstärkung der Abdampfung ergibt. Der Dunstdruck der Bahn, also  $P$ , steigt in diesen Fällen stark, der Dunstdruck der Luft  $p$  bleibt ziemlich gleich. Aus diesen Gründen steigt die Differenz  $P - p$  stark an und damit auch die Verdunstungsstärke. Die Erkenntnis dieser Tatsachen ist sehr wichtig; zur besseren Veranschaulichung füge ich noch Abb. 14 bei. Es ist zu der Betrachtung ein einzelner Zylinder gewählt. Im Punkt  $A$  ist ein Koordinatensystem errichtet, in dem die Dunstdrucke als Ordinaten eingetragen sind, als Abszissen die Entfernung des Luftteilchens  $B$ , das noch keinen Wasserdampf vom Zylinder aufgenommen hat. Je näher natürlich  $B$  an den Zylinder heranrückt, desto rascher diffundiert der Wasserdampf in diese frischen wasseraufnahmefähigen Luftteilchen. Die Übersicht auf Seite 72 mag das auch noch erläutern.

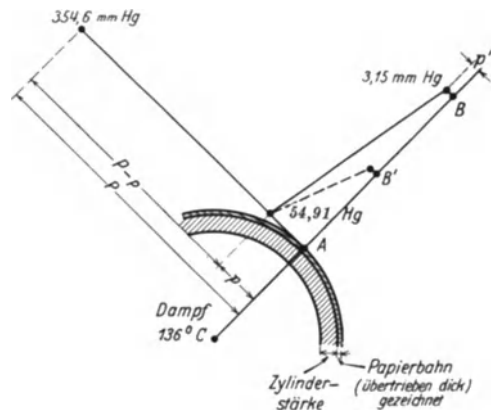


Abb. 14. Verdampfungsverhältnisse auf der Trockenpartie.

 $P$  = Dunstdruck des Wassers der Stoffbahn. $p$  = Dunstdruck der Luft unmittelbar über der Bahn. $p'$  = Dunstdruck der Luft in Entfernung  $x$  von der Bahn.

Um den Einfluß verschiedener Dampftemperaturen im Zylinder auf die Verdunstungsintensität zu zeigen sei noch folgendes Beispiel gerechnet. Es sei ein Dampfdruck im Zylinder von 3 ata, entsprechend einer Sättigungstemperatur von 132,9° angenommen. Dieser Dampfdruck soll eine Bahntemperatur an der Außenseite der Stoffbahn von 80° C

Zustand der Papierbahn in Punkt <i>A</i> :	80° C Bahntemperatur Sättigungs-(Dunst-)druck = 354,6 mm Hg
Zustand der Luft unmittelbar über <i>A</i> :	Temperatur 40° C Volle Sättigung $\varphi = 1$ Sättigungsdruck (Dunstdruck) des Wasserdampfes in ihr = 54,91 mm Hg
Zustand der Luft am Punkt <i>B</i> : (in gewisser Entfernung von <i>A</i> , wosie noch kein Wasser von der Stoffbahn aufgenommen hat)	Temperatur z. B. 30° C $\varphi = 0,1$ Sättigungsdruck = 31,55 mm Hg Dunstdruck tatsächl. = 3,16 mm Hg

Rückt durch intensivere Luftzuführung der Punkt *B* nach *B'*, so verbessern sich natürlich die Abflußverhältnisse des Wasserdampfes.

entsprechen, die Lufttemperatur sei 40° C. Die Verdunstungsintensität ist dann wie oben berechnet 299,69 mm Hg.

Im zweiten Fall soll der Dampfdruck im Zylinder 3,5 ata betragen, seine Sättigungstemperatur liegt dann bei 138,2° C, die Außentemperatur der Bahn möge 85,0° C betragen, die Lufttemperatur habe direkt über der Bahn wieder 40° C; die Verdunstungsintensität ist dann mit  $433,0 - 54,91 = 378,1$  mm Hg, höher wie im ersten Fall, und zwar nur dadurch, daß die Sättigungstemperatur im Innern des Zylinders um 5,3° C gesteigert wurde. Voraussetzung für die erhöhte Verdunstung ist natürlich, daß die erhöhte Luftmenge, die zur Aufnahme des Wasserdampfes nötig ist, auch herbeigeschafft wird; ist diese nicht vorhanden, so kann die erhöhte Abdampfung nicht stattfinden. Deshalb darf man nie einseitig vorgehen sondern muß den ganzen Fragenbereich kennen, studieren und die gegenseitigen Einflüsse und Abhängigkeiten berücksichtigen.

Nach den physikalischen Gesetzen ist die Verdampfungsintensität außerdem noch der Wurzel aus der Geschwindigkeit, also  $\sqrt{v}$  proportional. Dabei ist  $v$  die Luftgeschwindigkeit oder bei ruhender Luft die Zylindergeschwindigkeit. Da die Geschwindigkeiten, die bei der Trockenpartie in Frage kommen, im allgemeinen nicht groß sind, weder die Luftgeschwindigkeit noch die Zylindergeschwindigkeit, so hat dieser Einfluß weniger Bedeutung.

Eine Flüssigkeit siedet dagegen in freier Luft, wenn sie auf eine Temperatur erhitzt wird, bei welcher der Sättigungsdruck ihres Dampfes dem auf ihrer Oberfläche lastenden Luftdruck, also rund 1 ata, gleichkommt, diese Temperatur heißt Siedetemperatur und liegt für Wasser bei Atmosphärendruck bei 100° C. Bei dieser Temperatur kann die Flüssigkeit siedend, d. h. es können sich Dampfblasen im Innern bilden, an die Oberfläche aufsteigen und entweichen. Dieser Siedevorgang ist ja im Gegensatz zu dem oben behandelten Verdunstungsvorgang allgemein bekannt. Das Sieden ist ein innerer Vorgang, das Verdampfen ein Oberflächenvorgang.

Würden die Zylinder also noch stärker als normal geheizt, so daß die Außenwandtemperaturen steigen, so kann es vorkommen, daß die Innenseite der Papierbahn eine Temperatur von  $100^{\circ}\text{C}$  erreicht. In diesem Falle sieden die nächsten Wasserteilchen, es werden sich die Dampfmoleküle durch die Bahn durcharbeiten. Ist die Bahn schon trockener und bietet sie mehr mechanischen Widerstand, so kann sich zwischen Zylinder und Papierbahn eine Dampfschicht bilden, die das Papierblatt anhebt und den Wärmeübergang sehr stört. In außergewöhnlichen Fällen, die tatsächlich vorkommen, kann diese Dampf-

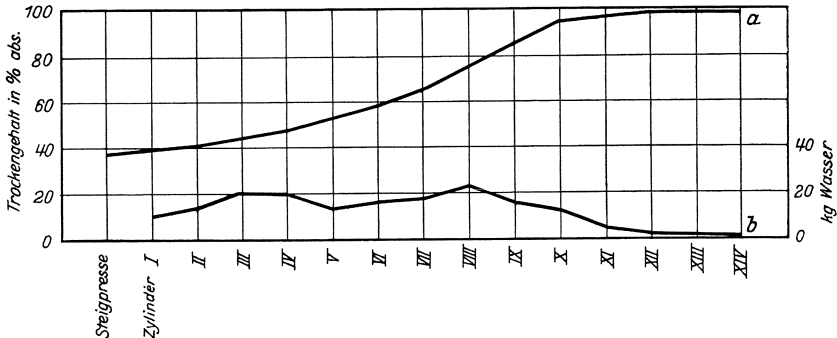


Abb. 15. Trocknungsverlauf von holzfreiem Schreibpapier

Kurve *a* Trockengehalt hinter jedem Zylinder.

„ *b* gibt an, wieviel kg Wasser je 100 kg absoluttrockenes Papier auf dem betreffenden Zylinder verdampft wurde.

schicht so stark werden, daß die Papierbahn nicht mehr durch Reibung am Zylinder mitgenommen wird, sondern stehen bleibt. Als Grenzerscheinung wird in solchen Fällen an der Innenfläche der Papierbahn schon ein Sieden der Wasserteilchen auftreten, während an der Außenfläche, an der die Temperaturen noch niedriger sind, noch Verdunstungserscheinungen herrschen können.

Soviel soll über die immerhin etwas verwickelten Verdampfungsvorgänge auf der Trockenpartie gesagt sein. Über den Verlauf der Trocknung über die ganze Trockenpartie gibt nun Schinkel<sup>1)</sup> eingehende grundsätzliche Kurven für die von ihm untersuchten 6 Papiersorten. Die Kurven selbst verlaufen unter sich ziemlich gleichartig; eine soll in Abb. 15 als typisches Beispiel herausgegriffen werden. Faßt man die Kurve der Abb. 15, die sich über 14 Zylinder erstreckt, auf einen Zylinder zusammen, so hat man etwa das Bild der Einzylindermaschine, bei der sich die verschiedenen Trocknungsstadien auf 1 Zylinder zusammendrängen. Den Verlauf der Trocknung auf der Trockenpartie von Zellstoffentwässerungsmaschinen konnte ich selbst sehr genau untersuchen; es ergab sich dabei die Abb. 16, die die Mittelwerte aus vier sorgfältig durchgeführten Versuchen darstellt. Die Kurve der verdampften Wassermenge je Zy-

<sup>1)</sup> Schinkel: Trockendampfverbrauch von holzhaltigen und holzfreien Papieren. Wochenbl. 1922, Festheft 22 A S. 75.

linder wurde hier nicht eingetragen, da sich trotz sorgsamster Trockenprobenentnahme und trotzdem aus 4 Versuchen Mittelwerte gebildet wurden, zwischen den einzelnen Zylindern unter sich zu große Unterschiede ergaben. Die Kurve der Trockengehalte steigt ganz ähnlich wie die Kurve von Schinkel erst langsam, dann steiler an, der letzte horizontale Ast fällt aber hier weg, da nur auf 81% absolut getrocknet wurde. Bei dieser Gelegenheit ist darauf hinzuweisen, daß die Trockengehaltskurve durchaus nicht identisch ist mit der Belastungskurve der Zylinder, da einer Trockengehaltserhöhung von z. B. 2% in den Trocken-

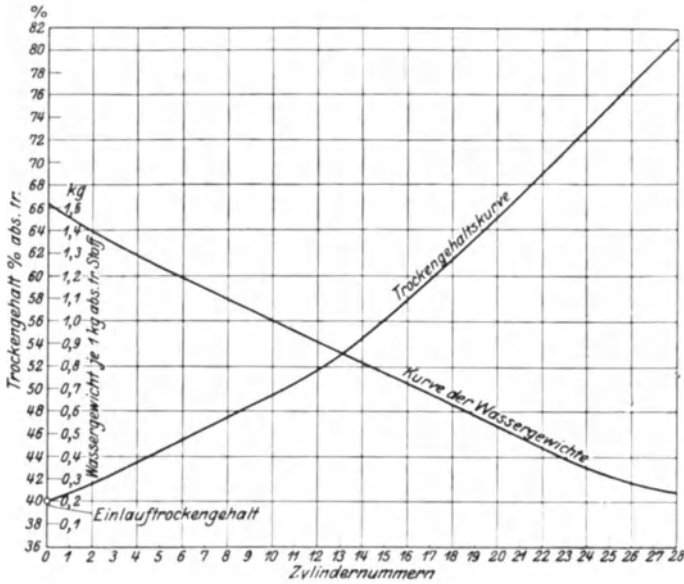


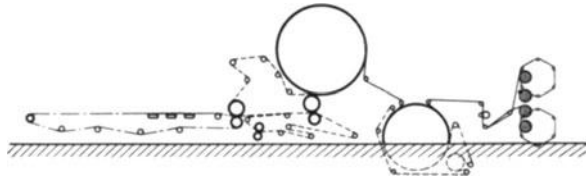
Abb. 16. Trocknungsverlauf auf einer Zellstoffentwässerungsmaschine.

gehaltsgrenzen zwischen 40% und 50% absolut, ganz andere Wasserentzugsziffern entsprechen wie z. B. in den Grenzen zwischen 60% und 80% absolut. Es ist z. B. zu entziehen

von 40% auf 42% Trockengehalt 0,120 kg Wasser je 1 kg abs. tr. Stoff  
 „ 70% „ 72% „ „ 0,039 „ „ „ 1 „ „ „ „

Also trotzdem in beiden Fällen die Trockengehaltserhöhung 2% beträgt, ist im ersten Fall rund das Dreifache an Wasser zu entziehen.

Zeitlich vollzieht sich die Trocknung auf den verschiedenen Maschinen ganz verschieden, je nach Art und Größe der Trockenpartie. Eine Über-



(Zu Abb. 17.) Selbstabnahmemaschine.



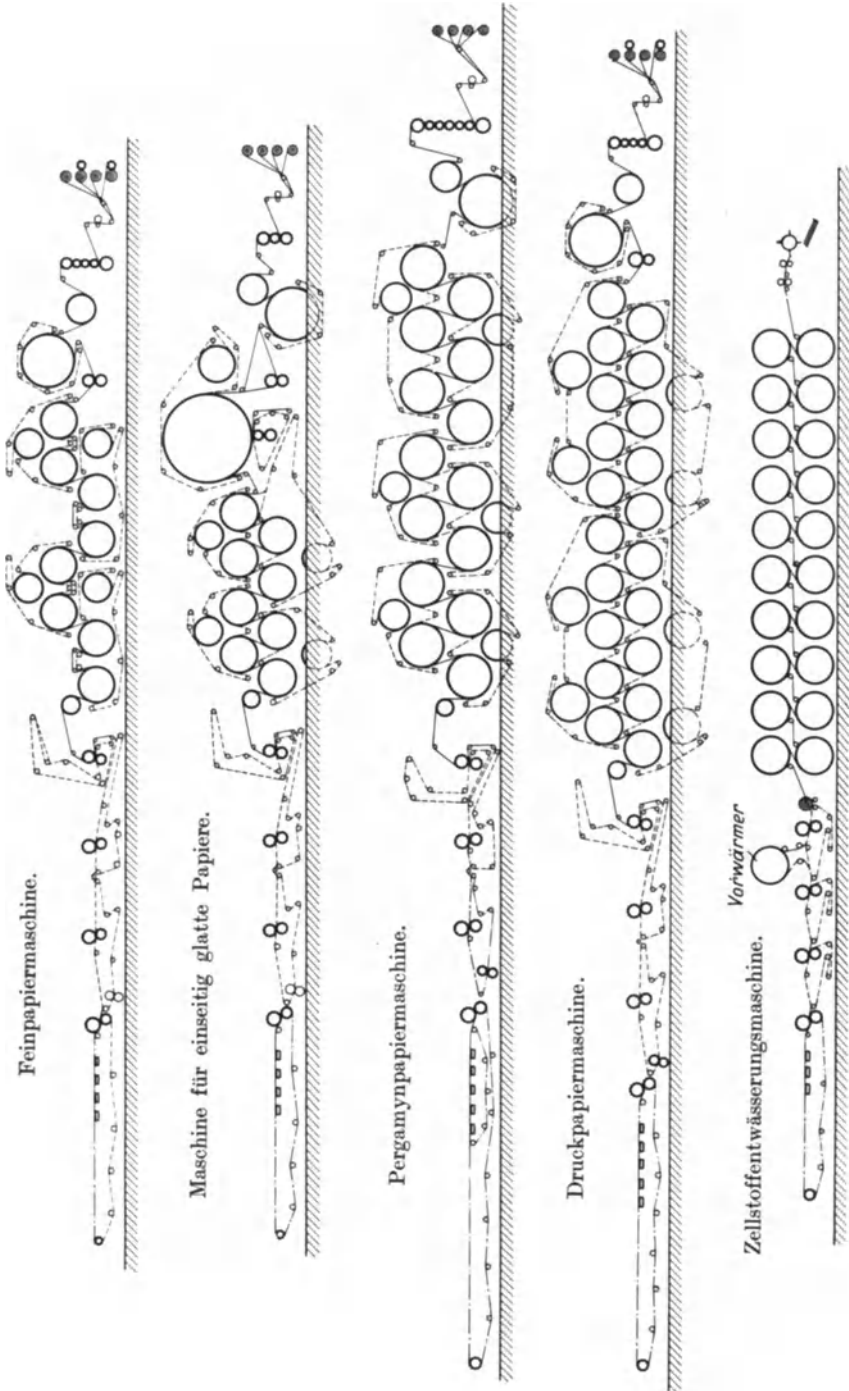


Abb. 17. Verschiedene Arten von Trockenpartien.

sicht über die verschiedenen Hauptarten von Trockenpartien gibt Abb. 17. Auf dem großen Zylinder der Selbstabnahmemaschine, auf dem das Papier bei 3,2 m Durchmesser des Zylinders und rund 60 m Maschinengeschwindigkeit je Minute, nur etwa 6 Sekunden Zeit zur Trocknung hat bei einem Trocknungsweg von etwa 6 m, wird schnell getrocknet, im Verhältnis dazu langsam auf einer Mehrzylindermaschine von etwa 24 Zylindern zu je 1,25 m Durchmesser; auf dieser Maschine braucht das einzelne Papierteilchen bei einer Maschinengeschwindigkeit von 80 m pro Minute etwa 1 Minute Zeit bei einem Trocknungsweg von 90—100 m.

Auf der ersteren Maschine wird die Trocknung also sehr rasch verlaufen, es wird im äußersten Fall zu wirklichen Siedevorgängen kommen, die Dampfteilchen durchdringen und durchlöchern dabei das Papier. Im zweiten Falle der Trocknung von Pergamypapier z. B. bleibt das Papier etwa 10mal so lange auf der Trockenpartie, sein Wassergehalt wird langsam und stetig verdunsten. Der Vorgang, der sich auf der Einzylindermaschine auf die verschiedenen Teile des Umfangs des großen Zylinders verteilt, der in seiner ersten Zone Vorwärmerzylinder und in seinen weiteren Zonen Verdampfungszyylinder ist, wird sich bei der zweiten Maschine auf verschiedene Zylinder und Zylindergruppen verteilen, daher ist auch die Mehrzylindermaschine für die Untersuchung von wärmetechnischen Vorgängen viel geeigneter wie die Einzylindermaschine.

#### a) Theoretischer Dampfverbrauch.

Der Dampfverbrauch einer Trockenpartie gliedert sich in 4 Teile, nämlich:

1. in die theoretische Wärme zur Wasserverdampfung,
2. in die Wärme zur Deckung der Verluste durch Filztrocknung und durch freie Zylinderflächen,
3. in die Wärme für die Erwärmung der nötigen Luftmengen,
4. in die Wärme für die Raumheizung.

Dabei kann man die theoretischen Wärmemengen, die Wirkungsgrade und sonstigen Rechnungsvorgänge beziehen

1. auf 1 kg aus der Stoffbahn herausverdampftes Wasser,
2. auf 1 kg absoluttrockenen Stoff bzw. auf das in 1 kg absoluttrockenem Stoff enthaltene Wasser.

Die erste Rechnungsart, die alles auf 1 kg Wasserverdampfung bezieht, ist einfacher, durchsichtiger, und da sie den Anfangs- und Endtrockengehalt der Stoffbahn von selbst ausscheidet, besonders für Vergleichsrechnungen zweckmäßiger.

Die zweite Rechnungsart, die sich auf ein 1 kg absoluttrockenen fertigen Stoff bezieht, stellt mehr die Verbindung mit der täglichen Praxis her, bei der das Endergebnis immer die Einheit des Fabrikationsproduktes ist und die Erzeugungskosten ermittelt werden sollen.

Die theoretische Wärme zur Wasserverdampfung setzt sich nun zusammen:

1. aus der nötigen Wärme zur Stoffvorwärmung auf die Verdampfungstemperatur,
2. aus der nötigen Wärme zur Wasservorwärmung auf die Verdampfungstemperatur,
3. aus der Verdampfungswärme des Wassers bei der entsprechenden Bahntemperatur.

Ist nun

$a_1$  und  $a_2$  der Trockengehalt vor und hinter der Trockenpartie,

$t_s$  die Verdampfungstemperatur des Wassers,

$t_1$  die Stoffwassertemperatur beim Einlauf,

$c$  die spezifische Wärme des Wassers,

$c_z$  die spezifische Wärme des Zellstoffes bzw. des Holzschliffes,

$r$  die Verdampfungswärme des Wassers bei der Bahntemperatur  $t_s$ ,

so ist die für 1 kg absoluttrockenen Stoff theoretisch aufzuwendende Wärme

$$W_{th} = \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) (t_s - t_1) \cdot c + 1 \cdot (t_s - t_1) \cdot c_z + \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right] \cdot r$$

$$= (t_s - t_1) \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) \cdot c + c_z \right] + \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right] \cdot r$$

Die Werte der jeweiligen Wassergewichte  $\left( \frac{100}{a} - 1 \right)$  können für die

Zahlenrechnung aus Zahlentafel 7 des Anhangs entnommen werden. Die theoretische Wärme für die Erwärmung des Zellstoffes bzw. Holzschliffes auf die Verdampfungstemperatur des Wassers (angenommen 85° C) ist mit  $0,319 \cdot (85 - 15) = 22,33$  kcal je 1 kg Stoff sehr gering und kann bei Übersichtsrechnungen vernachlässigt werden. Bei sehr stark beschwerten Papieren müßte streng genommen auch noch der Füllstoff berücksichtigt werden, doch liegt auch hier die spezifische Wärme bei 0,2—0,3, der Einfluß ist also noch geringer wie der des Zellstoffes, zumal ja auch die Füllstoffmenge meistens gering ist.

Bei der verschiedenen Temperatur, mit der die Stoffbahn in die Trockenpartie eintritt, erhält man bessere Vergleichsformeln, wenn man, ähnlich wie bei den Dampfkesseln für das Speisewasser, hier als Ausgangspunkt für das Stoffwasser 0° C annimmt. Obige Formel schreibt sich dann bezogen auf Stoffwasser von 0° C zu:

$$W_{tho} = t_s \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) + c_z \right] + \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right] \cdot r$$

Für viele Zwecke ist es zweckmäßig, die theoretische Wärmemenge zur Verdampfung von 1 kg Wasser aus der Stoffbahn zu kennen. Diese teilt sich auch wieder in obige 3 Faktoren und schreibt sich zu:

$$W'_{th} = (t_s - t_1) \cdot c + r + (t_s - t_1) \cdot c_z \frac{a_1}{100 - a_1}$$

wobei der Faktor  $\frac{a_1}{100 - a_1}$  das an 1 kg Wasser hängende Fasergewicht

angibt; es ist dann:

$$W'_{th} = (t_s - t_1) \left[ 1 + 0,319 \frac{a_1}{100 - a_1} \right] + r$$

Bezieht man diese Formel auch auf  $0^{\circ}\text{C}$  als Ausgangstemperatur des Stoffwassers, so vereinfacht sie sich noch in folgende Form:

$$\begin{aligned} W'_{tho} &= t_s \cdot c + r + t_s \cdot c_2 \cdot \frac{a_1}{100 - a_1} \\ &= t_s + r + t_s \cdot 0,319 \frac{a_1}{100 - a_1} \end{aligned}$$

Will man auf Zahlenwerte übergehen, so muß die Formel für Zellstoff und Papier getrennt werden. Für Zellstoff liegt die Verdampfungstemperatur nach meinen Beobachtungen im Durchschnitt bei  $75^{\circ}\text{C}$ , für Papier bei rund  $90^{\circ}\text{C}$ , dementsprechend sind die Zahlenwerte für  $t_s$  und  $r$  in obige Formel einzusetzen. Der Wert  $0,319 \cdot \frac{a}{100 - a_1} = A$ , der für beide Fälle gleich bleibt, sei für die häufigsten Werte von  $a_1$  in folgender kleinen Zahlentafel ausgerechnet; die Zwischenwerte können interpoliert werden.

$a_1$ in % abs.	30%	35%	40%	45%	50%
$A = 0,319 \frac{a_1}{100 - a_1}$	0,136	0,172	0,212	0,261	0,319

Dann ergibt sich:

a) für Zellstoff

$$\begin{aligned} W'_{tho} &= 75 + 554,6 + 75 \cdot 0,319 \left( \frac{a_1}{100 - a_1} \right) \\ &= 629,6 + 75 A \end{aligned}$$

b) für Papier

$$\begin{aligned} W'_{tho} &= 90 + 546,2 + 90 \cdot 0,319 \left( \frac{a_1}{100 - a_1} \right) \\ &= 636,2 + 90 A \end{aligned}$$

Das den Fasergehalt berücksichtigende Glied  $75 A$  bzw.  $90 A$  macht z. B. bei  $a_1 = 40\%$  nur 15,8 bzw. 18 kcal aus, ist also gegenüber der Gesamtwärme des Wasserdampfes nur 2,5% bzw. 2,85%. Die Festlegung der Formeln erfolgte für Verdampfung bei  $75^{\circ}$  bzw.  $90^{\circ}\text{C}$ , ergibt natürlich die Temperaturmessung an der Außenseite der Stoffbahn wesentlich andere Zahlen, so müssen diese in die Formel eingesetzt werden.

Der theoretische Wärmeverbrauch für Zellstoff und Papier bei verschiedenen Einlauftrockengehalten, und zwar jeweils bezogen einmal auf 1 kg absoluttrockenen Stoff, das andere Mal auf 1 kg Wasserverdampfung aus dem Stoff, ist auch in der folgenden Abb. 18 nochmals übersichtlich zum Gebrauch zusammengestellt. Es bezeichnet:

Kurve 1 den theoretischen Wärmeverbrauch für 1 kg Papier; Voraussetzung: Einlauftemperatur  $15^{\circ}\text{C}$ , Verdampfungstemperatur  $90^{\circ}\text{C}$   $a_2 = 100\%$ .

Kurve 2 theoretischer Wärmebedarf für 1 kg Zellstoff; Voraussetzung: Einlauftemperatur 15° C, Verdampfungstemperatur 75° C,  $a_2 = 88\%$  abs.

Kurve 3 theoretischer Wärmeverbrauch für 1 kg Wasserverdampfung bei Papiermaschinen; Voraussetzung: wie bei Kurve 1.

Kurve 4 theoretischer Wärmeverbrauch für 1 kg Wasserverdampfung bei Zellstoffentwässerungsmaschine; Voraussetzung wie bei Kurve 2.

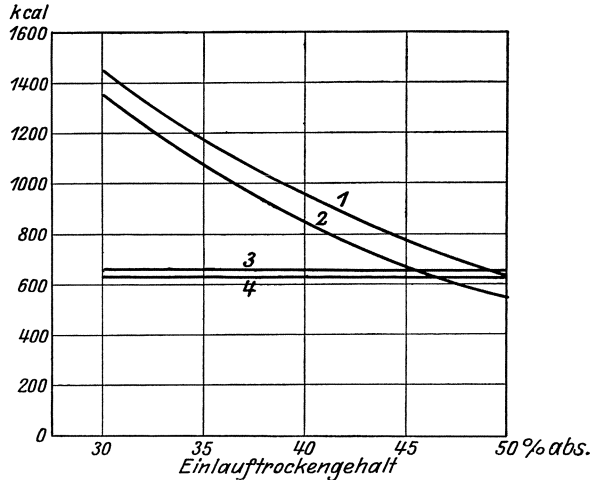


Abb. 18. Theoretischer Wärmeverbrauch zum Trocknen.

b) Wirkungsgrade.

In ähnlicher Weise, wie es ausführlich beim Zellstoffkocher dargelegt wurde, sind auch bei der Trockenpartie mehrere Wirkungsgrade zu unterscheiden.

1. Der Wirkungsgrad der Heizeinrichtung; er sagt, wieviel von der im Dampf zugeführten Wärme an den Trockenzylinder abgegeben wird. Er schreibt sich zu:

$$\eta_I = \frac{\text{von 1 kg Dampf an den Zylinder abgegebene Wärme}}{\text{in 1 kg Dampf enthaltene Wärme}} = \frac{\lambda - q}{\lambda} = 1 - \frac{q}{\lambda}$$

wobei  $\lambda$  die Gesamtwärme des Dampfes vor dem Zylinder,  $q$  die Flüssigkeitswärme vor dem Kondenstopf darstellt, zu messen durch die betreffende Temperatur.

Wird die Flüssigkeitswärme  $q$  noch weiter unmittelbar zugunsten der Maschine ausgenützt, z. B. für Anwärmung von Frischluft, so tritt an Stelle von  $q$  der Wert  $q'$  und der Wirkungsgrad schreibt sich dann zu

$$\eta'_I = 1 - \frac{q'}{\lambda}$$

man sieht, daß auch hier wieder der Wert von  $\eta_I$  einem Höchstwert zustrebt, wenn  $\frac{q}{\lambda}$  so klein als möglich ist, also bei niederem Druck, da  $q$  mit abnehmendem Druck schneller fällt als die Gesamtwärme  $\lambda$ .

2. Der Wirkungsgrad des tatsächlich vorliegenden Arbeitsverfahrens  $\eta_{II}$  gibt an, wieviel von der Wärme, die der Dampf an den Zylinder gegeben hat, zur Deckung der theoretischen Wärme und wieviel für Verluste und Nebenarbeiten z. B. für Luftanwärmung verwandt wird. Er schreibt sich zu:

$$\eta_{II} = \frac{\text{theoretisch nötige Wärme}}{\text{vom Dampf an Zylinder abgegebene Wärme}} = \frac{W_{th}}{D \cdot (\lambda - q)}$$

Dabei ist  $D$  der Dampfverbrauch je 1 kg Wasserverdampfung. In  $W_{th}$  ist indirekt der Feuchtigkeitsgehalt der Bahn berücksichtigt und zwar dadurch, daß je nach dem Feuchtigkeitsgehalt mehr oder weniger Fasern auf 1 kg Wasser treffen. Absolut genommen ist der Wert so klein, daß die durch ihn bewirkte Änderung des Wirkungsgrades vernachlässigt werden kann.

Der Wert von  $\eta_{II}$  läßt sich noch dadurch ergänzen, daß die von außen noch zusätzlich zugeführte Wärme zur Lufterwärmung, Deckenheizung mit hereingenommen wird, es schreibt sich dann

$$\eta'_{II} = \frac{\text{theoretisch nötige Wärme}}{\text{vom Dampf an Zylinder und Zusatzheizungen abgegebene Wärme}}$$

3. Der Gesamtwirkungsgrad lautet dann wieder

$$\eta = \frac{\text{theor. nötige Wärme}}{\text{in die Zylinder eingeführte Wärme}} = \frac{W_{th}}{D \cdot \lambda} = \eta_I \times \eta_{II}$$

Auch dieser Wirkungsgrad kann ohne den Umweg über die beiden erstentwickelten Wirkungsgrade angeschrieben werden, doch klären diese Teilwirkungsgrade die Sachlage auch hier und lassen besser in die Vorgänge eindringen.

Zieht man auch hier die Zusatzheizungen usw. mit herein, so ergibt sich ein

$$\eta' = \frac{\text{theor. nötige Wärme}}{\text{in die Zylinder und Zusatzheizung eingeführte Wärme}}$$

$\eta'_{II}$  und  $\eta'$  werden im günstigsten Fall =  $\eta_{II}$  bzw.  $\eta$  sein, meist jedoch kleiner.

Bei der Bildung der Wirkungsgrade muß es gleichgültig sein, ob die betreffenden einzusetzenden Werte auf 1 kg Wasserverdampfung oder auf 1 kg abs. trockenen Stoff bezogen sind. Mit der ersteren Bezugsgröße werden die Rechnungen einfacher.

4. Auch hier kann man an Hand der obigen Wirkungsgrade über die Vollkommenheit zweier Trockenverfahren noch nichts entscheiden. Im Gegensatz zu den Zellstoffkochern liegt der Fall bei den Trockenpartien allerdings so, daß die Verfahren untereinander nicht so weit auseinanderliegen wie bei den Kochern. Man bildet also auch hier einen wärmetechnischen Idealzustand mit einem idealen theoretischen Wärmebedarf. Mit diesem vergleicht man den theoretischen Wärmeverbrauch der tatsächlich vorliegenden Maschine. Das Verhältnis gibt wieder den Vollkommenheitsgrad des Prozesses. Um die Unterschiede im Trockengehalt zwischen den beiden Maschinen berücksichtigen zu können, muß der Vollkommenheitsgrad auf 1 kg absoluttrockenen Stoff bezogen und auch mit dem theoretischen Wärmebedarf bezogen auf 1 kg Stoff des tatsächlich vorliegenden Arbeitsprozesses in Beziehung gesetzt werden.

Als Idealprozeß möchte ich vorschlagen:

a) für Papier:

- 40% absoluttrocken beim Einlauf
- 98% „ „ Auslauf
- 40° C Einlauftemperatur in die Trockenpartie
- 90° C Verdampfungstemperatur an der äußeren Papierbahnfläche

b) für Zellstoff:

- 50% absoluttrocken beim Einlauf
- 88% „ „ Auslauf
- 60° C Einlauftemperatur in die Trockenpartie
- 80° C Verdampfungstemperatur an der äußeren Zellstoffbahnfläche.

Diese Zahlen dürften für heutige Verhältnisse als Idealprozeß geeignet erscheinen, es ist möglich, daß im Laufe der Jahre eine Änderung eintreten muß. Für diese Verhältnisse läßt sich nun ein idealer theoretischer Wärmebedarf rechnen; setzt man ihn zu dem jeweiligen theoretischen Wärmebedarf eines tatsächlich vorliegenden Trockenprozesses in Beziehung, so ergibt sich

$$\frac{W_{thideal}}{W_{th}} = \text{Vollkommenheitsgrad}$$

des Arbeitsprozesses. Setzt man diesen Vollkommenheitsgrad, der in den praktisch vorliegenden Fällen nicht soweit von 1 abliegt wie bei den Kochern mit dem Gesamtwirkungsgrad  $\eta$  in Verbindung, so erhält man das Produkt  $\eta$  mal Vollkommenheitsgrad zur letzten Beurteilung des vorliegenden Prozesses.

Ein Zahlenbeispiel sei für folgende Verhältnisse einer Zellstoffentwässerungsmaschine durchgerechnet: Angenommen ist eine Verdampfungstemperatur von 75° C, eine Einlauftemperatur in die Trockenpartie von 15° C, ein Einlauftrockengehalt von 40% abs., ein Auslauftrockengehalt von 88% abs. Es ergibt sich dann ein theoretischer Wärmeverbrauch bezogen auf 1 kg Wasserverdampfung zu:

$$\begin{aligned} W'_{th15} &= (75-15) \left( 1 + 0,319 \frac{40}{60-40} \right) + 554,6 \\ &= 626,72 \text{ kcal je 1 kg Wasserverdampfung.} \end{aligned}$$

Setzt man die verschiedenen möglichen Trockengehalte von 30% bis 50% in die Formel ein, so ist der größte Unterschied nur 11 kcal im Endresultat.

Bezieht man die theoretisch nötige Wärme auf Stoffbrei mit 0° C als Einlauftemperatur in die Trockenpartie, so erhält man:

$$\begin{aligned} W'_{th0} &= 629,6 + 75 A \\ &= 645,5 \text{ kcal je 1 kg Wasserverdampfung.} \end{aligned}$$

Der theoretische Wärmeverbrauch bezogen auf 1 kg absoluttrockenen Stoff ergibt sich

$$\begin{aligned} W_{th15} &= (75-15) \left[ \left( \frac{100}{40} - 1 \right) + 0,139 \right] + \left[ \left( \frac{100}{40} - 1 \right) - \left( \frac{100}{88} - 1 \right) \right] \cdot 554,6 \\ &= 858,4 \text{ kcal je 1 kg absoluttrockenem Stoff.} \end{aligned}$$

Der theoretische Wärmeverbrauch für den Idealprozeß bei Zellstoff schreibt sich zu:

$$W_{thi} = (80 - 60) \left[ \left( \frac{100}{50} - 1 \right) + 0,139 \right] + \left[ \left( \frac{100}{50} - 1 \right) - \left( \frac{100}{88} - 1 \right) \right] \cdot 551,5$$

$$= 497,8 \text{ kcal je 1 kg absoluttrockenem Stoff.}$$

Bei Verwendung von 3 ata Sattedampf schreibt sich der Wirkungsgrad der Heizeinrichtung:

$$\eta_I = 1 - \frac{133,5}{651} = 0,795.$$

Wird das Kondensat in einer Luftanwärmevorrichtung unter Druck auf 90° C abgekühlt, so wird:

$$\eta'_I = 1 - \frac{90}{651} = 0,862, \text{ also wesentlich besser.}$$

Der Wirkungsgrad des tatsächlichen Arbeitsvorganges wird dann:

$$\eta_{II} = \frac{626,7}{1,4 (651 - 132,9)} = 0,865$$

dabei ist der Dampfverbrauch je 1 kg Wasserverdampfung als zu 1,4 kg gemessen angenommen.

Aus  $\eta_I$  und  $\eta_{II}$  ergibt sich

$$\eta = 0,795 \cdot 0,865 = 0,69$$

Ferner rechnet sich der Vollkommenheitsgrad zu

$$\frac{W_{thi}}{W_{th}} = \frac{497,8}{858,4} = 0,58$$

Der kleine und verhältnismäßig geringe Vollkommenheitsgrad liegt daran, daß bei dem Idealprozeß  $a_1 = 50\%$  und Einlauftemperatur = 60° C angenommen wurde, beim vorliegenden Prozeß dagegen  $a_1 = 40\%$ ,  $t_1 = 15^\circ$ .

Zur Gesamtbeurteilung ergibt sich:

$$\eta \cdot \text{Vollkommenheitsgrad} = 0,69 \cdot 0,58 = 0,40.$$

Man sieht, wie verhältnismäßig einfach sich die theoretische Wärme und die Wirkungsgrade zahlenmäßig rechnen und wie guten Einblick sie geben. —

#### IV. Abhängigkeiten des Dampfverbrauches.

Bei der Behandlung des Dampfverbrauches auf der Trockenpartie sind mehrere grundlegende Erkenntnisse vorzustellen, die dann eingehend behandelt werden sollen.

Der Dampfverbrauch ist vor allem eine Funktion des je 1 kg lufttrockenen Stoff aus dem Stoffwasser herauszuverdampfenden Wassers. Da der Trockengehalt am Ende der Trockenpartie bei Papier so gut



wie keinen, bei Zellstoff wenig Einfluß hat, falls er nicht viel unter 88<sup>0</sup>/<sub>100</sub> liegt, so ist vor allem der Einlauftrockengehalt maßgebend. Liegt der Endrockengehalt aber, wie es z. B. bei Zellstoffentwässerungsmaschinen, besonders wenn sie in ihrer Leistungsfähigkeit unzureichend sind oder wenn aus anderen Gründen nicht auf 88<sup>0</sup>/<sub>100</sub> getrocknet wird, bedeutend niedriger, so ist der Endrockengehalt in einem solchen Fall wohl zu berücksichtigen.

Der Einlauftrockengehalt spielt bei der Trockenpartie eine ähnlich bestimmende Rolle wie die Anfangstemperatur der Frischlauge bei der Kochung. Die Abb. 19 erläutert das eben Gesagte. Es ist klar, daß man mehr Dampf je 1 kg Stoff verbraucht, wenn der Trockenprozeß auf der Trockenpartie bei *a/a* als wenn er bei *b/b* begonnen wird,

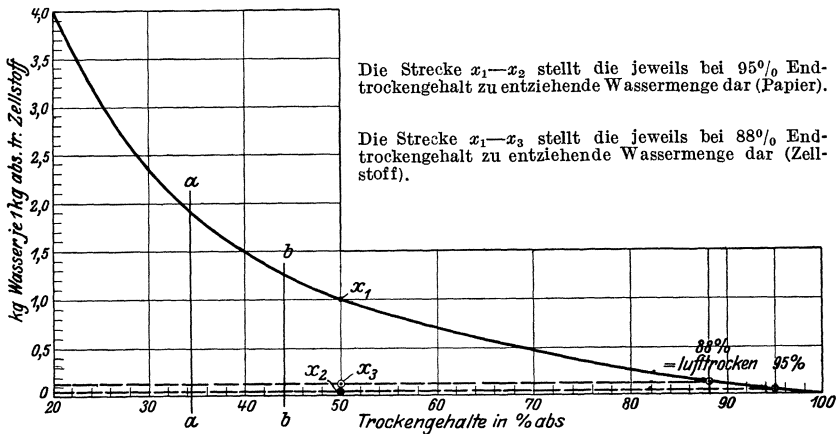


Abb. 19. Einfluß des Einlauftrockenhaltes auf die Wasserabdampfung in der Trockenpartie.

denn es hängt im ersteren Fall mehr Wasser am Stoff das verdampft werden muß als im letzteren; auch sieht man, daß sich der Einfluß des Endrockenhaltes, mag er nun bei 95 oder 88<sup>0</sup>/<sub>100</sub> liegen, auf das gesamte zu verdampfende Wasser um so mehr steigert, je trockener der Prozeß beginnt.

Der Trocken- bzw. Wassergehalt ist der Hauptgrund für die verschieden hohen Dampfverbrauche je 1 kg Papier bei den verschiedenen Papiersorten, weil diese wegen ihrer verschiedenen Beschaffenheit und Stoffzusammensetzung und wegen der verschiedenen Art der Maschinen, jeweils mit verschieden hohem Trockengehalt auf die Trockenpartie gebracht werden.

Die zweite grundlegende Erkenntnis ist die vom Einfluß der freien Heizfläche auf den Dampfverbrauch je 1 kg Stoff und je 1 kg Wasserverdampfung. Die freie Heizfläche hat je 1 m<sup>2</sup> angenähert immer gleichen Wärmeverluste, wenn sich nicht der Dampfzustand im Zylinder sehr stark ändert. Je nachdem nun die freie Heizfläche im Verhältnis zu der erzeugten Stoffmenge groß oder klein ist, wird die Einheit der

Erzeugung mit mehr oder weniger Verlusten belastet. Auch bei Erzeugung von gleichartigem Stoff kann das Verhältnis Nutzheizfläche zu freier Heizfläche, je nach der Maschinenkonstruktion und je nach der Stoffführung über die Zylinder verschieden groß sein. Dieser Einfluß wird jetzt noch dadurch gemildert, daß die Verlustwärme der Zylinder zur Luftanwärmung dient. Sie wird also meistens indirekt wieder nutzbar gemacht. Ist einmal die Luftvorwärmung mit Kondensat oder mit Schwadendampf mehr durchgeführt, so tritt der Einfluß der freien Heizfläche viel schärfer hervor.

Die dritte grundlegende Erkenntnis ist die, daß die Trocknung also die Wasserverdampfung um so leichter, schneller und mit um so weniger Aufwand an Heizfläche erfolgt, je nasser der Stoff ist; je trockener er ist, um so mehr isolierende Substanzen enthält er, so daß die Wärmeübertragung vom Zylinder auf den Stoff und durch den Stoff hindurch viel träger erfolgt. Es nimmt also, je trockener der Stoff wird, die Wärmedurchgangszahl ab. Da die vom Zylinder auf den Stoff übertragene Wärme sich zu  $Q = \alpha \cdot F \cdot z (t_1 - t_2)$  schreibt, so wird dieselbe bei fortschreitender Trocknung wegen der Verkleinerung von  $\alpha$  verringert.

Diese Beeinflussungen liegen gewissermaßen in der Fabrikation selbst bzw. in der Maschine. Außerhalb der Maschine wird ihr Dampfverbrauch hauptsächlich durch die klimatischen Verhältnisse beeinflusst und zwar durch die Temperaturverhältnisse der Außenluft und durch deren relative Feuchtigkeit. Die Temperaturen der Außenluft beeinflussen den Dampfverbrauch in mehrfachem Sinn. Einmal muß je tiefer die Temperatur, desto mehr Wärme zur Lufterwärmung aufgewandt werden, dann aber braucht natürlich die Raumheizung, die ja von der Papiermaschine besorgt wird, desto mehr Wärme, weil bei tieferen Temperaturen die Wärmeverluste der Gebäude steigen. Bei niedriger Außentemperatur führt die Luft weniger Wasser mit sich, so daß die Wasseraufnahmefähigkeit dieser Luft sich verbessert. Ihr Dunstdruck ist kleiner. Vorausgesetzt ist dabei gleicher Feuchtigkeitsgehalt der Luft, dieser ändert sich aber für mitteleuropäische Verhältnisse wenig und liegt bei 60 bis 70<sup>0</sup>/<sub>0</sub> mittlerer Jahresfeuchtigkeit; bei kalten Temperaturen ist die relative Feuchtigkeit sogar gewöhnlich kleiner. Für außereuropäische, besonders tropische Länder, in denen sehr hohe Durchschnittsfeuchtigkeiten der Luft vorkommen, kann der relative Feuchtigkeitsgehalt bedeutenden indirekten Einfluß auf den Dampfverbrauch der Maschine bekommen, weil in diesem Fall entsprechend größere Luftmengen erwärmt werden müssen.

#### a) Einlauf- und Auslauftrockengehalt.

Nach diesen einleitenden Bemerkungen sollen die einzelnen Einflüsse jeder für sich zahlenmäßig näher behandelt werden. Welchen Einfluß vor allem der Trockengehalt bei Einlauf in die Trockenpartie auf das je 1 kg absolut trockenen Stoff zu verdampfende Wasser ausübt, zeigt folgende kleine Zahlenaufstellung.

Zahlentafel 17: Einfluß des Einlauftrockengehaltes auf die nötige Wasserverdampfung.

Trockengehalt $a_1$ beim Einlauf in die Trockenpartie in %	Durch die Trockenpartie je 1 kg absoluttrocknem Stoff zu entziehendes Wasser in kg	Gesamtänderung des zu verdampfenden Wassergewichtes %
30	2,33	100
35	1,86	80
40	1,50	67
45	1,22	52
50	1,00	42

Eine Steigerung des Trockengehaltes vor der Trockenpartie von 30 auf 50% bringt also eine Abminderung in dem je 1 kg Stoff zu verdampfenden Wasser von 100% auf 42%, oder aber bei gleicher Trockenpartie und gleichen Dampfverhältnissen könnte die Gesamtleistung an Stoff um rund das gleiche Verhältnis gesteigert werden. Diese Wichtigkeit des Trockengehaltes vor der Trockenpartie kann nie genug betont werden. In welchen Grenzen er heute bei den verschiedenen Maschinen liegt, gibt angenähert folgende Aufstellung<sup>1)</sup>.

1. Selbstabnahmemaschine 26% für geleimte, schmierige Lumpen- und Zellstoffpapiere; bis 30% für schwach geleimte, stark holzschliffhaltige Papiere.

2. Langsiebmaschine mit 2—4 Pressen, 30—34% für Spinn-, Kraft-, Pergamyn-, Seiden-, Zigaretten- und ähnliche Papiere von stark kolloidaler Eigenschaft, 34—38% für stark geleimte Papiere, ganz oder überwiegend aus Zellstoff wie Schreibpapiere, Zeichenpapiere, feine Druck- und Kunstdruckpapiere, Chromokartons und ähnliche, 38—44% für gewöhnliche Druckpapiere, Packpapiere, Schrenzpapiere und ähnliche stark holzschliffhaltige Papiere, wobei der Trockengehalt um so höher ist, je röscher der Stoff, je geringer die Leimung und je mehr Pressen vorhanden sind, 40—50% je nach dem Stoffcharakter für Maschinen mit einem vor die letzte Presse geschaltetem Vorwärmezyylinder.

3. Pappen-, Karton- und Zellstoffentwässerungsmaschinen 38—44%, wobei die höhere Zahl für viel Holzschliffzusatz und röschten Stoff gilt, 38—40% für Zellstoffbahnen im allgemeinen, bis 45% mit vorgeschalteten Vorwärmezyindern und dritter Presse, bis 55% mit Hochdruckpresse.

Abb. 20 gibt in einer Kurvenschar die Änderung der zu verdampfenden Wassermenge bei verschiedenen Anfangs- und Endtrockengehalten; man kann die zu verdampfenden Wassermengen aus der Abbildung überschläglich abgreifen. Die Kurvenschar ist für die Einlauftrockengehalte von 36—43% gezeichnet. Ist z. B. der Anfangstrockengehalt 40%, der Endtrockengehalt 88%, so ist das Wassergewicht, das je 1 kg absoluttrocknem Stoff zu entziehen ist (Punkt A) = 1,35 kg. Wird z. B. nur auf 80% getrocknet und läuft der Stoff einmal mit 36%,

<sup>1)</sup> Mallickh: a. a. O. siehe Fußnote 1 Seite 66.

einmal mit 42% ein, so ergibt die Abbildung, daß im erstenen Fall 1,53, im zweiten 1,13 kg Wasser je 1 kg Stoff zu entziehen ist. Für solche und ähnliche Aufgaben ist diese Abbildung gut brauchbar, für genauere Rechnungen muß die Zahlentafel 7 des Anhangs benutzt werden.

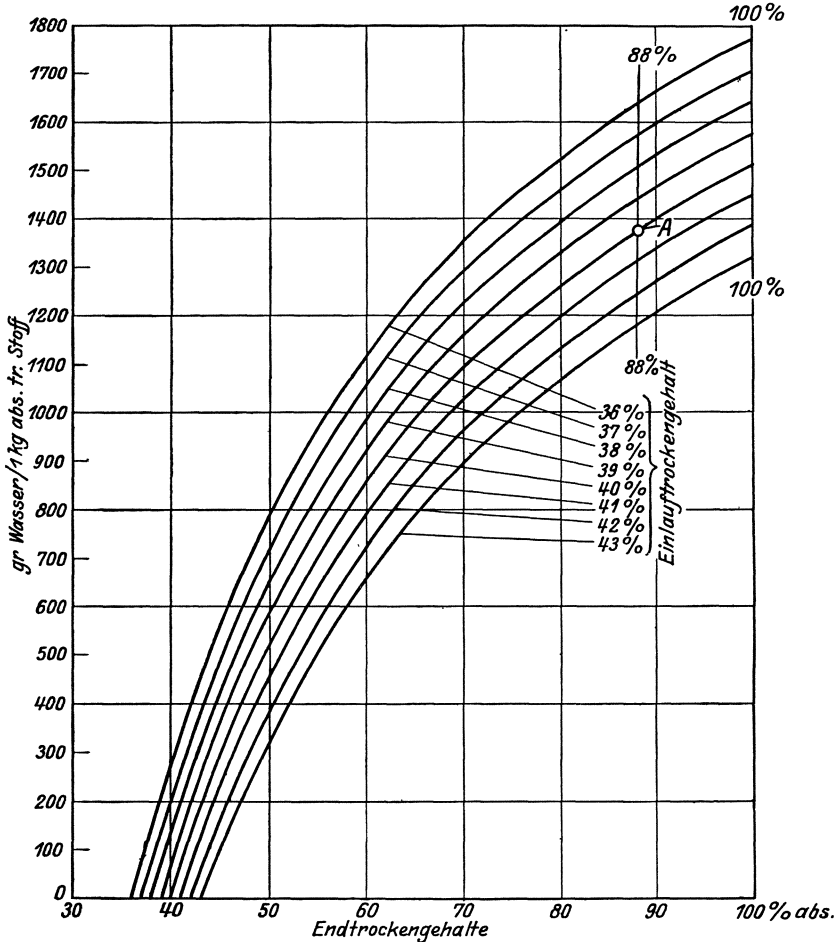


Abb. 20. Zu verdampfende Wassermenge abhängig vom Einlauf und Auslaufgehalt.

Der Einfluß des Trockengehaltes am Ende der Trockenpartie ist nicht von so großer Bedeutung. Bei der Papiermaschine kann er überhaupt vernachlässigt werden, da er zwischen 96 und 99% liegt, das spezifische Wassergewicht, also nur 0,04 bis 0,01 kg beträgt. Bei Zellstoffentwässerungsmaschinen ist er zu berücksichtigen, da dort der Stoff etwa lufttrocken ausläuft, also bei 88% abs. noch 0,136 kg Wasser je 1 kg Stoff enthält.

## b) Luft-Außentemperatur.

Einen großen Einfluß auf die Trockenpartie haben die klimatischen Verhältnisse, besonders die Außentemperatur der Luft. Die Trockenpartie ist ja tatsächlich als ein großer Heizkörper zu betrachten, der neben seiner eigentlichen Aufgabe, das Wasser aus der Papierbahn zu verdampfen, noch rein heiztechnische Aufgaben zu erfüllen hat, nämlich:

1. Die Raumheizung zu besorgen, d. h. die Wärmeverluste, die durch das betreffende Gebäude nach außen entstehen, wieder zu decken, sowie die normale zur Lufterneuerung im Arbeitsraum nötige Luftmenge zu erwärmen.

2. Die Luftmenge, die für die Wasseraufnahme in der Trockenpartie nötig ist, zu erwärmen.

Wie bei jedem anderen Heizkörper, so ist auch der Dampfverbrauch der Trockenpartie sehr von der Außentemperatur abhängig. Die Wärmeabgabe der Gebäude in der Zeiteinheit nach außen schreibt sich zu

$$Q = (F_1, \kappa_1 + F_2, \kappa_2 + \dots) (t_i - t_a),$$

dabei sind:

$F_1, F_2 \dots$  die Flächen aller Wände, Decken und Böden,

$\kappa_1, \kappa_2 \dots$  die für die einzelnen Flächen in Betracht kommenden Wärmedurchgangszahlen,

$t_i$  die Innentemperatur des Gebäudes in  $^{\circ}\text{C}$ ,

$t_a$  die Außentemperatur in  $^{\circ}\text{C}$ .

Für die etwas langwierige Berechnung des Wärmeverlustes der Gebäude verfährt man am besten tabellarisch, indem man sich die verschiedenen Flächen und die verschiedenen Wärmedurchgangszahlen aufstellt, und die Summe von  $F \cdot \kappa$  mit der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außentemperatur vervielfacht. Dabei sind die  $\kappa$ -Werte je nachdem, ob es sich um starke oder schwache Wände, um massive Decken, um einfache Fenster oder um Doppelfenster handelt, sehr verschieden. Die gebräuchlichsten Werte habe ich in Zahlentafel 6 des Anhangs zusammengestellt. Diese Zahlentafel ergibt jedoch nur einen Auszug von den vorkommenden Werten. Alle überhaupt erforschten Wärmedurchgangszahlen für Gebäude sind in den „Regeln für die Berechnung der Wärmeverluste und Heizkörpergrößen von Warmwasser- und Niederdruckdampfheizungsanlagen“ niedergelegt<sup>1)</sup>. Ein Nachtrag hierzu behandelt besonders die Wärmedurchgangszahlen der neueren Bauweisen.

Der Reguliervorgang der Heizung vollzieht sich dabei automatisch, z. B. die Außentemperatur wird sinken, die Wände geben nach außen mehr Wärme ab, die Temperatur im Innenraum wird demgemäß auch sinken, die Temperaturdifferenz zwischen dem Dampf im Zylinder und der Temperatur im Papiermaschinenraum steigt, folglich steigt die Wärmeabgabe der Maschine, teils durch Berührung mit der nun kühleren Luft, teils durch Strahlung gegen die kälteren Wände, solange bis wieder Gleichgewicht besteht.

<sup>1)</sup> Zu beziehen durch den Verband der Zentralheizungsindustrie e. V. Berlin W 9, Linkstr. 49.

Die Papiermaschine muß aber außerdem noch die Luft erwärmen, die zur Aufnahme des Wasserdampfes nötig ist. Ist nun:

$W_{Luft}$  die zur Lufterwärmung je 1 kg Stoff nötige Wärme,

$L$  die je 1 kg Wasserdampfaufnahme nötige Luft in kg (Berechnung für  $L$  s. S. 141),

$t_{eLuft}$  die Lufteintrittstemperatur,

$t_{aLuft}$  die Luftabzugstemperatur aus der Trockenpartie,

$c_p$  die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck (760 mm und 0° C) = 0,24, so ist:

$$W_{Luft} = L \cdot (t_{eLuft} - t_{aLuft}) \cdot c_p \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right]$$

die zur Lufterwärmung je 1 kg absoluttrockenen Stoffes nötige Wärme. Will man die Gleichung auf 1 kg abgedampftes Wasser beziehen, so schreibt sie sich zu

$$W'_{Luft} = L \cdot (t_{eLuft} - t_{aLuft}) \cdot c_p$$

Die sogenannten Wärmeverluste der Maschine werden also selbsttätig zur Deckung derjenigen Wärme, die zur Raumheizung und zur Lufterwärmung nötig ist, verwandt.

Aus diesem Grunde können diese Wärmemengen auch nicht als Verluste im allgemeinsten Sinn angesprochen werden, sondern nur dann, wenn man die Papiertrocknung im allereinsten Sinn auf der Maschine betrachtet. Es ist also viel richtiger, im allgemeinen von „Wärmeabgabe der freien Zylinderflächen“ zu sprechen und es erst der weiteren Untersuchung zu überlassen, ob es im Gesamtkomplex der Trockenpartie überhaupt Verluste sind oder nicht. Wirkliche Verluste werden sie mit dem Augenblick, in dem sie die Größe der zu obigen Zwecken nötigen Wärmemengen übersteigen oder auch dann, wenn Mittel und Wege zu finden sind, diese Wärme anderweitig wirtschaftlicher z. B. durch die Wärme der abziehenden Schwaden zu decken. Die einzelnen Wärmeabgaben der Maschine entstehen nun:

1. Durch die freien Zylinderflächen und zwar a) durch die Zylinderböden, b) durch die nicht von der Stoffbahn berührten Mantelflächen,
2. durch die Stuhlung, die ebenfalls höhere Temperatur wie die Umgebung hat,
3. durch die Stoffbahn selbst,
4. durch die warmen Filze.

Die Wärmeabgabe nach 2 kann vernachlässigt werden, die Wärmeabgabe nach 3 und 4 ist weniger bedeutend. Weit aus überwiegend ist die Wärmeabgabe nach 1 durch die freien Zylinderflächen. Ist

$H_{fr}$  die freie Zylinderfläche,

$\varkappa$  die entsprechende Wärmedurchgangszahl,

$t_{Dampf}$  die Dampftemperatur im Zylinder,

$t_{Luft}$  die Lufttemperatur in der Maschine, am besten als Mitteltemperatur zwischen der Lufteintritts- und Luftaustrittstemperatur,

$P$  die Stundenproduktion in kg absoluttrocken, so ist die Wärmeabgabe

$$Q = H_{fr} \cdot \varkappa (t_{Dampf} - t_{Luft}) \text{ kcal je Stunde}$$

oder bezogen auf die Produktionseinheit

$$Q' = \frac{H_{fr} \cdot \kappa (t_{Dampf} - t_{Luft})}{P} \cdot \text{kcal je Stunde und 1 kg abs. tr. Stoff.}$$

Die Wärme  $Q$  bzw.  $Q'$  wird durch Berührung an die Luft übertragen. Außerdem geben die freien Flächen, besonders die Böden noch Strahlungswärme ab. Diese Abstrahlung ist im Verhältnis zu der durch Berührung an die Luft übertragenen Wärme klein, da die äußeren Wandtemperaturen der Zylinder nicht hoch liegen. Diese Strahlungswärme dient nicht zur Lufterwärmung, sondern wird, da die Luft ein diathermanes Gas ist an die gegenüberliegenden Raumwände übertragen.

Auch die warme Außenfläche der Papierbahn bzw. der Filzbahn überträgt Wärme an die Luft durch Berührung und an die gegenüberliegenden Wände durch Strahlung. Für die Entscheidung ob diese Wärmeabgaben wirkliche Verluste sind gilt das gleiche, was oben bei freier Heizfläche gesagt wurde.

Man muß dabei zwei Fälle unterscheiden:

1. die Zeit, in der die Papierbahn über den Zylinder selbst läuft; filzlose Maschine vorausgesetzt.

In diesem ersten Fall überträgt sie an die Umgebungsluft die Wärme

$$Q_{1Papier} = F \cdot \kappa (t_{Dampf} - t_{Luft}) \cdot z$$

dabei ist  $F$  die papierberührte Fläche der Trockenpartie, also  $H_N$ ,  $t_{Dampf}$  die Dampftemperatur im Innern des Zylinders,  $t_{Luft}$  die Lufttemperatur unmittelbar am Zylinder,  $\kappa$  die Wärmedurchgangszahl von Dampf durch Zylinder und Papier an Luft; dieselbe schreibt sich zu

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$\delta_2$ ,  $\lambda_2$  berücksichtigt dabei die Eigenschaft des Papiers,  $\alpha_2$  ist die Wärmeübergangszahl von der Stoffbahn an die Luft. Dieselbe wird je nach dem Trockengehalt der Bahn wechseln.

2. Die Zeit, in der sie ohne Berührung mit dem Zylinder läuft.

In diesem zweiten Fall überträgt das Papier an die Luft

$$Q_{2Papier} = \alpha_2 \cdot F' \cdot z (\vartheta_{Papier} - t_{Luft})$$

dabei ist  $\vartheta_{Papier}$  die Außentemperatur des Papiers auch als Mittel der Temperatur auf beiden Seiten,  $\alpha_2$  und  $t_{Luft}$  sind die Werte wie oben;  $F'$  ist die wärmeabgebende Fläche und zwar ist hier die Fläche von beiden Papierseiten einzusetzen, da ja das Papier, solange es nicht auf dem Zylinder aufliegt, nach beiden Seiten Wärme abgibt. Die Gesamtwärmeabgabe ist

$$Q_{Papier} = Q_{1Papier} + Q_{2Papier} \cdot$$

3. Die Zeit, in der die Papierbahn unter einem Filz auf dem Zylinder läuft. Es fällt für diese Zeit natürlich die sonst nach Position 1 zu rech-

nende Wärmeabgabe des Papiers an Luft fort; es tritt dafür, wie unten erläutert, die Wärmeabgabe von Filz an Luft ein.

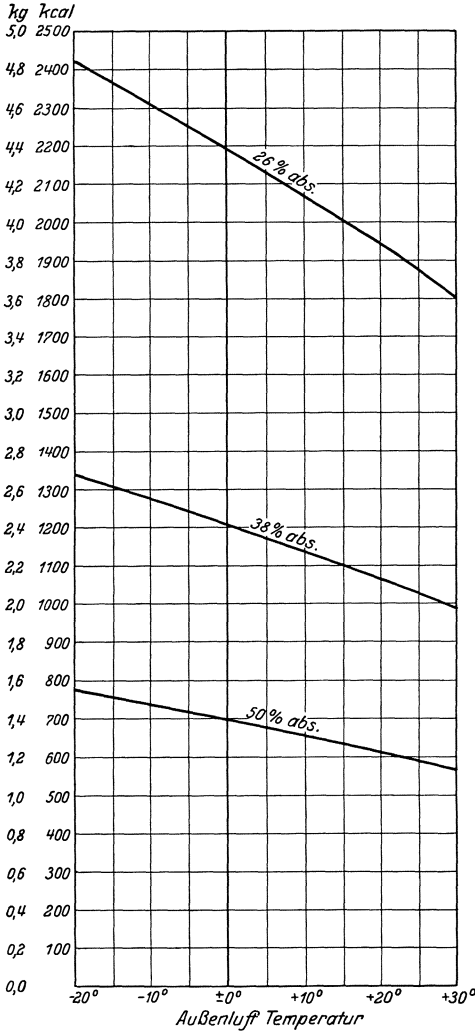


Abb. 21. Dampf- und Wärmeverbrauchszahlen, abhängig von dem Einlauftrockengehalt und der Außenluft-Temperatur.

Grundlage: Trockengehalt beim Auslauf 94 %. Die Zahlen beziehen sich auf Bruttoproduktion für Nettoproduktion 5%—12% Zuschlag.

Dieselbe Betrachtung ist für die Filze durchzuführen, nur mit dem Unterschied, daß die Wärmeabgabe der Filze an die Luft noch geringer wird wie die des Papiers, da auch die Temperaturen des Filzes niedriger sind.

Bei der Wärmeübertragung durch den Filz muß man drei Fälle unterscheiden:

1. Die Zeit, in der der Filz auf dem Papiertrockner läuft, dabei ist

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$\delta_2 \lambda_2$  berücksichtigt den Einfluß des Papiers, das zwischen Zylinder und Filz liegt,  $\delta_3 \lambda_3$  den Einfluß des Filzes,  $\alpha_2$  ist in diesem Fall die Wärmeübergangszahl von Filz an die Luft;

$$Q_{1\text{Filz}} = \kappa \cdot F \cdot z \cdot (t_{\text{Dampf}} - t_{\text{Luft}})$$

2. Die Zeit, in der der Filz über die Filztrockner läuft; dabei ist

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$Q_{2\text{Filz}} = \kappa \cdot F' \cdot z \cdot (t_{\text{Dampf}} - t_{\text{Luft}})$$

3. Die Zeit, in der der Filz weder auf Papier- noch auf Filztrockner, sondern frei läuft, dabei ist analog wie bei Papier Fall 2 ausgeführt zu rechnen.

$$Q_{3\text{Filz}} = \alpha_2 \cdot F'' \cdot z \cdot (\vartheta_{\text{Filz}} - t_{\text{Luft}}).$$

Für die Zeit, während der Filz das Papier bedeckt, fällt natürlich die Wärmeabgabe des Papiers an die Luft ( $Q_{1\text{Papier}}$ ) auf diesem Teil fort.



Die Gesamtwärmeabgabe des Filzes ist

$$Q_{\text{Filz}} = Q_{1\text{Filz}} + Q_{2\text{Filz}} + Q_{3\text{Filz}}$$

Mallickh hat in seiner Arbeit<sup>1)</sup> für die verschiedenen typischen Maschinengattungen viele der oben behandelten Einflüsse theoretisch berechnet. Die sehr lehrreiche Zahlentafel, die Überblick über vieles gibt, sei hier aufgeführt und zu weitergehendem Studium auf die eingehende Arbeit selbst verwiesen. Derselbe Verfasser hat in einer anderen Arbeit theoretisch für verschiedene Einlauftrockengehalte und Außentemperaturen die Dampfverbrauchs- und Wärmeverbrauchszahlen errechnet. Ich habe dieselbe in Abb. 21 graphisch aufgetragen. Die äußersten Grenzfälle liegen bei 26% Einlauftrockengehalt und einer

Zahlentafel 18.

		I. Druck- papier- maschine	II. Karton- maschine (Entwäs- serungs- maschine)	III. Fein- papier- maschine neuerer Bauart (schwach belastet)	IV. Fein- papier- maschine älterer Bauart (stark belastet)	V. Selbst- abnahme- maschine (Ein- zylinder- Bauart)
1.	Arbeitsbreite b in m . . . . .	3,3	3,30	2,20	2,20	2,20
2.	Zylinderlänge in m . . . . .	3,80	3,80	2,60	2,60	2,60
3.	Anzahl u. Durchmesser der Zylinder in m	Vortrockner . 1×0,75 Papiertrockner 24×1,50 Filztrockner . 16×1,00	1×0,75 24×1,50 —	1×0,75 10×1,50 10×0,75	— 10×1,25 4×1,00	— 1×3,20 —
4.	Papierberührte Nutzheizfläche $H_N$ in m <sup>2</sup> . . . . .	245,6	261,0	69,2	65,0	17,7
	bei einem Umspannungsverhältnis der Zylinder von . . . . .	0,65	0,70	0,65	0,75	0,80
5.	Freie nichtpapierberührte Heizfläche $H_{fr}$ in m <sup>2</sup> . . . . .	544,4	303,0	165,6	110,7	24,6
6.	Gesamtoberfläche $H_N + H_{fr}$ in m <sup>2</sup>	790,0	564,0	234,8	175,7	42,3
7.	$\frac{\text{Nutzheizfläche}}{\text{Freie Heizfläche}} = \frac{H_N}{H_{fr}} =$ . . . . .	$\frac{1}{2,22}$	$\frac{1}{1,16}$	$\frac{1}{2,39}$	$\frac{1}{1,70}$	$\frac{1}{1,39}$
8.	Getrocknet Papier kg/m <sup>2</sup> /st . . .	7,5	7,5	6,0	9,0	13,0
	Verdampft Wasser kg/m <sup>2</sup> /st . . .	9,9	9,9	11,3	14,1	29,5
	Getrocknet Papier kg/st insgesamt	1840	1955	415	585	230
	Verdampft Wasser kg/st insgesamt	2430	2580	730	920	522
	entsprechend einem Trockengehalt beim Einlauf von % abs. . . . .	42	42	34	38	30

(Fortsetzung dieser Zahlentafel umseitig.)

<sup>1)</sup> Mallickh: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 66.

## Fortsetzung der Zahlentafel 18.

		I. Druck- papier- maschine	II. Karton- maschine (Entwäs- serungs- maschine)	III. Fein- papier- maschine neuerer Bauart (schwach belastet)	IV. Fein- papier- maschine älterer Bauart (stark belastet)	V. Selbst- abnahme- maschine (Ein- zylinder- Bauart)	
9.	Dampfdruck v. d. Zylindern in ata	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	
10.	Dampftemperatur in °C . . . . .	119,6	126,7	126,8	132,8	138,1	
11.	Theoretischer Wärmearaufwand für Verdampfen insgesamt kcal/st . .	1 568 000	1 667 000	449 000	590 000	332 000	
12.	Erforderl. Gesamtwärmearauf- wand für Entnebeln in kcal bei 40° Abzugstempera- tur und einer Außenlufttem- peratur von °C . . . . .	- 20	663 000	704 000	213 000	280 000	143 000
		- 10	567 000	602 000	181 500	214 000	122 000
		+ 0	462 000	493 000	149 000	175 000	100 000
		+ 10	355 000	377 000	114 000	134 000	77 600
		+ 20	245 000	260 000	79 000	93 000	52 500
		+ 30	119 000	127 000	83 500	45 500	26 000
13.	Von den freien Zylinderober- flächen abgegebene Wärme- menge in kcal/st bei einer Außenlufttemperatur von .	- 20	537 000	280 000	164 000	116 000	22 000
		- 10	512 000	271 000	157 000	111 000	21 200
		+ 0	488 000	258 000	150 000	106 000	20 800
		+ 10	463 000	246 000	143 000	101 500	19 500
		+ 20	439 000	234 000	136 000	97 000	18 600
		+ 30	414 000	222 000	129 000	92 500	17 700
14.	Wärmeverluste des Gebäu- des um die Trockenpartie . in kcal/st bei einer Außen- temperatur von °C . . . . .	- 20	77 900	77 900	39 300	37 400	22 200
		- 10	61 800	61 800	31 800	30 000	17 800
		+ 0	45 700	45 700	23 700	22 200	13 300
		+ 10	29 700	29 700	15 600	14 701	8 700
		+ 20	16 300	16 300	8 400	7 900	4 700
		+ 30	5 600	5 600	2 100	2 000	1 200
15.	Die freien Zylinderflächen geben ab zuviel (+), zu we- nig (-) kcal/st für Entne- beln und Gebäudeverluste bei einer Außentemperatur von °C . . . . .	- 20	-203 900	-498 900	- 88 800	-171 400	-143 200
		- 10	-116 800	-392 800	- 56 300	-133 000	-118 600
		+ 0	- 19 700	-280 700	-22 700	- 91 200	- 93 000
		+ 10	+ 78 300	-160 700	+ 14 000	- 47 200	- 66 700
		+ 20	+177 700	- 42 300	+ 48 600	- 3 900	- 38 600
		+ 30	+288 900	+ 89 400	+ 88 400	+ 45 000	+ 500

Außentemperatur — 20°C mit 4,8 kg Dampf je 1 kg Papier, im entgegengesetzten Fall bei 50% Trockengehalt und + 30°C Außentemperatur mit 1,1 kg Dampf für 1 kg Papier. Größere rechnerische Arbeiten nach dieser Richtung hat auch Strauch<sup>1)</sup> durchgeführt, worauf hier verwiesen sei.

<sup>1)</sup> Strauch: Wirkungsgradbestimmung von Trockenpartien durch Berechnung. Papierfabrikant Festheft 1922, S. 56.

## V. Dampfverbrauchszahlen.

In der Praxis liegen nun gewöhnlich folgende Fragen vor:

1. Wieviel Dampf zum Trocknen ist für eine gewisse Papiersorte nötig? oder

2. Ein gewisser Dampfverbrauch ist gemessen; ist er hoch? ist er niedrig?

3. Wodurch wird der Dampfverbrauch beeinflusst und wie kann er abgemindert werden?

4. Wie kann ein niedrigerer Dampfdruck in den Zylindern mit all seinen Vorteilen erreicht werden?

Auf diese Fragen sollen die folgenden Abschnitte Antwort geben.

Bei Angabe von Dampfverbrauchszahlen sind streng zu unterscheiden:

1. Die Dampfverbrauchszahlen im engsten Sinne, sie stellen das für die Trockenpartie gemessene Kondensat, bezogen auf 1 kg maschinenfertiges Papier oder Zellstoff dar. Schon hierbei ist anzugeben, ob der Dampfverbrauch von Nebenapparaten innerhalb der Maschine, z. B. Vorwärmer, Warmwasseraufspritzen, Stoffanwärmen vor dem Sieb usw. mit in dieser Zahl inbegriffen ist. Ohne diesbezügliche Angaben bekommt man nie vergleichbare Werte.

2. Die Dampfverbrauchszahl der Papiermaschine bzw. Zellstoffentwässerungsmaschine im weiteren Sinne; sie stellt die unter 1 angegebene Zahl dar, vermehrt um die Zahl für den Dampfverbrauch für die Luftanwärmung außerhalb der Maschine und für die Deckenheizung dar.

3. Die Dampfverbrauchszahl auf 1 kg Fertigprodukt, sie stellt die Zahl in kg Dampf oder besser in kcal dar, die 1 kg verkaufsfähiges Papier bzw. Zellstoff einschließlich Kraft, einschließlich aller Heizungen, Dampfverbrauch für Leimküche, für Kalandrheizung, für Kondensatverluste ab Kesselhaus gerechnet, braucht.

Die erste Zahl ist am leichtesten zu messen, sie wird auch am niedrigsten sein, die zweite und dritte Zahl liegt höher. Besonders die dritte Zahl ist nur durch genaue Betriebsstatistiken, die über Monate geführt sein müssen, mit einiger Genauigkeit herauszuarbeiten. Zieht man dann noch den Wirkungsgrad der Kesselanlage zu, so erhält man den Kohlenverbrauch bzw. den Wärmeverbrauch in der Kohle, den 1 kg Fertigfabrikat benötigt.

### a) Dampfverbrauchszahlen für Papier.

Um Anhaltspunkte über die Dampfverbrauchszahlen zum Trocknen zu bekommen, habe ich in Zahlentafel 19 verschiedene Zahlen, die ich in der Literatur fand, zusammengestellt.

Ich habe dann auch versucht, in Abhängigkeit vom Zellstoffgehalt und Mahlungsgrad des Papiers eine Dampfverbrauchskurve aufzuzeichnen, doch gibt das auch kein angenähert einwandfreies Bild, da zuviele andere Einflüsse noch auf den Dampfverbrauch einwirken. Ganz wesent-

Zahlentafel 19: Dampfverbrauchszahlen für Papiertrocknung.

Nr.	Papierart	Außen-Temp. in °C	Dampfverbrauch		Einlauftrockengehalt in % abs.	Dampfverbrauch		Lit. Quelle
			je 1 kg Papier in kg	je 1 kg Papier reduziert auf 0°C Außentemperatur		je 1 kg Wasserdampfung in kg	je 1 kg Wasserdampfung, aber reduziert auf 0°C Außentemperatur	
1	Spinnpapier	unbekannt	3,64	—	30%	1,66	—	Mallickh: Wochenbl. 1918, S. 611
2	Spinnpapier 100% Zellstoff	+ 15°C	3,49 <sup>1)</sup>	4,2	29,2%	1,46	1,75	Schinkel: Wochenbl. 1922, Festheft S. 75
3	Druckpapier	+ 10°C	2,75	—	38%	1,66	—	Mallickh: Wochenbl. 1918, S. 611
4	Zeitungsdruckpapier	+ 7,5°C Jahresmittel	2,85 <sup>2)</sup>	2,57	40%	1,9	1,71	Eigene Beobachtung Jahresdurchschnitt
5	Druckpapier 71% Schliff	— 12°C	2,65 <sup>1)</sup>	2,22	44%	2,12	1,83	Schinkel: Wochenbl. 1922, Festheft S. 75
6	Holzfrei Schreib	± 0°C	3,18 <sup>1)</sup>	3,18	37,44	1,92	1,92	„ „
7	„ „	— 10°	3,53 <sup>1)</sup>	3,18	37,50	2,13	1,83	„ „
8	Schreib mit Holz 36% Schliff, 12% Füllstoff	— 1°	2,12 <sup>1)</sup>	2,10	38,12	1,32	1,31	„ „
9	Streich mit Holz 50% Schliff, 10% Füllstoff	— 11°	2,13 <sup>1)</sup>	1,82	40,12	1,42	1,2	„ „
10	Holzfrei eins. glattes Zellstoff-Papier 51 g	nicht angegeben	3,734 (Deckenheizg. außerdem 0,136 kg)	—	—	—	—	Versuche des Bayer. Revisionsvereins
11	Masch. glatt. Pergamentersatz 45 g	„	4,224 (Deckenheizg. außerdem 0,124 kg)	—	—	—	—	„ „
12	Rundsieb-Karton-Maschine	„	3,2—3,7	—	—	—	—	Wochenblatt 1920, S. 108

1) Werte ohne „Deckenheizung“. Diese betrug außerdem noch 8–10% des angegebenen Dampfverbrauchs.

2) Mit Deckenheizung.

lich für den Dampfverbrauch der Maschine ist auch ihre verhältnismäßige Belastung. Die Gesamtwärmeabgabe durch unbedeckte Zylinderflächen bleiben nämlich auch bei geringer Belastung gleich, wodurch der Dampfverbrauch auf die Produktionseinheit größer wird.

Für eine Rundsiebkarbonmaschine ergab sich z. B. folgender Dampfverbrauch<sup>1)</sup>, der deutlich die Abhängigkeit von der Belastung zeigt.

Zahlentafel 20.

Stundenproduktion in kg	850	700	600	500
Dampfverbrauch je 1 kg Karton	3,07	3,4	3,65	4,0

Nach Strauch<sup>2)</sup> ist

Zahlentafel 21.

Belastung d. Maschine in %	100%	70%	50%	30%
Dampfverbrauch in %	100%	124%	165%	235%

Es müßte also bei der Beurteilung von den Dampfverbrauchsahlen eigentlich immer die Belastung der Maschine berücksichtigt werden. Daß die Leerlaufverluste auch wärmetechnischer Art bei allen derartigen Fragen eine große Rolle spielen, wird immer noch zu wenig beachtet.

Einfluß auf den Dampfverbrauch hat auch, ob die Maschinen in engen Räumen mit geringem Wärmeverluste oder in großen luftigen Hallen mit sehr viel Mauerfläche nach außen stehen. Es dürfte das mit ein Grund sein, warum bei Versuch 10 und 11 relativ so hohe Werte vorliegen.

Die obigen Dampfverbrauchsahlen müssen, soweit es möglich, auf einheitliche Basis gebracht werden. Nehmen wir z. B. den Versuch 6 und 7 von Schinkel, beidesmal holzfreie Schreibpapiere mit genau der gleichen Leimung, mit ganz genau der gleichen Stoffzusammensetzung, fast den gleichen Gewichten und den gleichen Dampfzuständen im Zylinder, so ergibt sich beim ersten Papier ein Dampfverbrauch von 3,18 kg, beim zweiten ein solcher von 3,53 kg, also eine scheinbare Mehrung von 14%. Der Unterschied wird sofort erklärlich, wenn man sieht, daß der erste Versuch bei  $\pm 0^{\circ}\text{C}$ , der zweite Versuch bei  $-10^{\circ}\text{C}$  durchgeführt ist. Man sieht daraus zugleich, wie gefährlich Vergleiche von nackten Zahlen sind und wie nötig eine einheitliche Basis ist. Das richtige wäre, alle Dampfverbrauchsahlen auf  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  zu beziehen. Man kann sagen, daß alle Dampf- und Wärmeverbrauchsahlen recht unbestimmte Größen sind, wenn nicht die Temperaturverhältnisse, unter denen sie gewonnen sind, angegeben werden.

Für solche Reduktionszahlen fehlen die Unterlagen fast noch ganz. Es wären hier planmäßige Versuche bei verschiedenen Außentempera-

<sup>1)</sup> Wochenblatt 1920, S. 108.

<sup>2)</sup> Wochenblatt 1921, S. 3346.

turen mit demselben Papier und unter sonst möglichst gleichen Neben-  
umständen nötig.

Ich möchte anregen, systematisch durchgeführte Dampfverbrauchs-  
versuche bei Maschinen, die immer das gleiche Papier erzeugen,  
über ein ganzes Jahr durchzuführen, so daß man einmal den Einfluß  
der Außentemperatur genau bekommt und zugleich Reduktionszahlen  
erhält, um Dampfverbrauchszahlen bei verschiedener Außentemperatur  
auf 0° C als gemeinsame Basis beziehen zu können.

Für das Temperaturbereich unter  $\pm 0^\circ \text{C}$  gibt nur Thunholm<sup>1)</sup>  
solche Korrekturzahlen an. Darnach bewirkt jede Änderung um 1° C  
unter 0° C eine Änderung im Wärmeverbrauch:

bei einer Entwässerungsmaschine um	1,00%
bei einer Mehrzylindermaschine um	1,35%
bei einer Einzylindermaschine um	1,75%

Mit diesen Zahlen kann man Versuchswerte, die unter 0° C gewonnen  
werden, angenähert auf die gleiche Außentemperatur von 0° C zurück-  
führen. Diese Angaben stimmen z. B. auch ganz genau, wenn man sie  
auf die oben angeführten Versuche von Schinkel anwendet; reduziert  
man z. B. die Dampfverbrauchszahl von 3,53 bei Versuch 7 auf 0° C, so  
ergibt sie sich zu 3,18, also vollkommen gleich wie die beim vorher-  
gehenden Versuch bei 0° C gefundene.

Diese Reduktionszahlen dürften in erster Annäherung auch für  
Temperaturen über 0° C Gültigkeit haben, wenigstens haben ver-  
schiedene Nachrechnungen von mir mit diesen Zahlen ziemlich  
gute Übereinstimmungen mit den bei 0° C gefundenen Versuchs-  
werten ergeben. Der Beweis durch planmäßige Versuche steht aber  
noch aus.

Im großen ganzen liegen die Dampfverbrauchszahlen je 1 kg Stoff  
weit auseinander, was ja auch nicht anders sein kann. Sieht man sich  
dagegen die Zahlenreihe an, die die Dampfverbrauchszahlen je 1 kg  
Wasserverdampfung ergeben, so findet man schon weit bessere Überein-  
stimmung wie bei den Zahlen, die auf 1 kg Stoff bezogen sind. Be-  
sonders wenn diese Zahlen, was ich bei einigen, bei denen die Außen-  
temperaturen des Versuchs bekannt waren, machen konnte, auf 0° C  
reduziert sind. Versuche 8 und 9 fallen aus mir unbekanntem Gründen  
etwas aus der Reihe heraus.

Wie groß der Einfluß der Jahreszeit auf den Kohlenverbrauch ist,  
wird im allgemeinen auch bei Bemessung der Kraftmaschine noch viel  
zu wenig berücksichtigt. Ich hatte Gelegenheit, an einer Druckpapier-  
maschine Durchschnittsjahreswerte für den Dampfverbrauch aus dem  
gemessenen Kohlenverbrauch und der gemessenen Verdampfungsziffer  
zu ermitteln. Es handelte sich um eine Voithsche Druckpapiermaschine  
Nutzheizfläche 100 m<sup>2</sup>, 212 cm Arbeitsbreite, rund 100 m Arbeits-  
geschwindigkeit; dabei ergaben sich folgende mittlere Zahlen: 2,85 kg  
Dampf zum Trocknen je 1 kg Papier als Jahresmittel einschließlich der  
Deckenheizung. Der durchschnittliche Gesamtdampfverbrauch je 1 kg

<sup>1)</sup> Zellstoff und Papier 1922, S. 142, Dampfersparnis in der Trockenpartie.

fertiges Papier für die ganze Fabrikation einschließlich aller Verluste, aber ausschließlich der Kraft für Holländer und Kalandere, die mit Wasserkraft betrieben wurden, war 3,9 kg Dampf, entsprechend 3450 kcal bei einer Jahresmitteltemperatur von 7,5 °C. Die durchschnittliche Leistung je m<sup>2</sup> Nutzheizfläche und Stunde war 6,95 kg Papier, der Jahresdurchschnitt der Belastung 10,4 kg Wasserverdampfung je m<sup>2</sup> und Stunde. In Abb. 22 sind die Werte mit den durchschnittlichen Monats-Mitteltemperaturen aufgetragen. Das Minimum des Wärme-

verbrauchs liegt fast 50% unterdem Maximum. Auch Grewin gibt ähnliche Kurven, die sich auf schwedische Verhältnisse beziehen; die mittlere Jahrestemperatur beträgt dort 7,05 °C. Auch dort zeigt sich eine Zunahme im Kohlenverbrauch, allein für die Trocknung, von 720 kg Kohle je 1 t Papier im Juli, auf 1150 kg Kohle im Januar, bei einer Durchschnittsaußentemperatur einmal von + 20°, das andere Mal von - 2°. Der Juliverbrauch beträgt also nur rund 60% des Januarverbrauches. In einem anderen Jahre liegt das Minimum bei 820 kg Kohle, das Maximum bei 1520 kg Kohle.

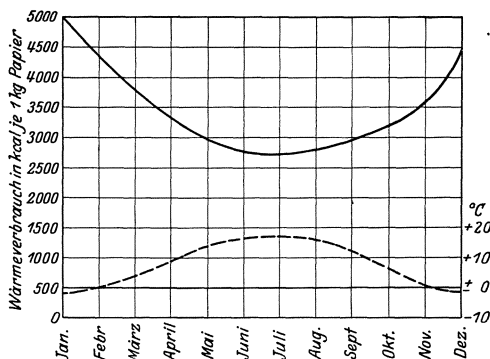


Abb. 22. Wärmeverbrauch einer Druckpapiermaschine in den verschiedenen Monaten.

### b) Dampfverbrauchszahlen für Zellstoff.

Der Dampfverbrauch zum Trocknen von Zellstoff liegt im allgemeinen niedriger als wie bei Papier. Aus verschiedenen Versuchswerten konnte ich Zahlentafel 22 zusammenstellen. Die Werte der ersten Reihe, die die Dampfverbrauchszahlen enthalten wie sie in den angegebenen Literaturstellen zu finden sind, wurden entsprechend der Wasserverdampfung bei den tatsächlich vorliegenden Trockengehalten und einem angenommenen Vergleichstrockengehalt von 40% abs. beim Einlauf und 88% Trockengehalt beim Auslauf, auf diese Zahlen als Vergleichsbasis umgerechnet. Während die in der Literatur veröffentlichten Versuchswerte um  $\pm 27\%$  vom Mittel nach oben und unten abliegen, stimmen die auf gleiche Trockengehaltsbasis reduzierten Dampfverbrauchszahlen schon viel besser überein, sie weichen nur mehr  $\pm 6\%$  vom Mittel ab, eine Übereinstimmung, die bei der Verschiedenheit der Versuche als sehr gut zu bezeichnen ist, zumal wenn man bedenkt, daß bei manchen Versuchen der Stoff kalt, bei manchen in stark vorgewärmtem Zustand aufläuft. Es ordnen sich auch die Dampfverbrauchszahlen bei weit auseinanderliegenden Einlaufstrockengehalten von 35%

Zahlentafel 22. Dampfverbrauchszahlen für Zellstofftrocknung.

Dampfverbrauch in kg je 1 kg luft-trockenen Stoff	tatsächliche Trockengehaltsgrenzen zwischen denen gearbeitet wurde. in % abs.	Wasserverdampfung je 1 kg Stoff bei diesen Trockengehalten	Dampfverbrauch je 1 kg Wasser- verdampfung	Dampfverbrauch umgerechnet auf Einlauf-trockengehalt 40% Aus-lauftrockengehalt 88% <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	Literaturstelle	Bemerkung
2,07	35—76	1,540	1,34	1,83	Laßberg, Eigene Versuche	Stoff kalt (15° C) aufgelaufen
1,50	43—85	1,150	1,31	1,78	Brahmer, Pap.-Fabr. 1919, S. 42	Stoff vorgewärmt a. d. Trockenpartie
1,42	43—85	1,150	1,23	1,69	desgl.	desgl.
1,20	unbekannt wohl —44, da 3 Pressen	1,036	1,16	1,59	Wochenblatt 1918, S. 960	
1,90	35—87	1,607	1,14	1,62	Pap.-Fabr. 1919, S. 133	
1,69	37—82	1,470	1,15	1,57	Wochenblatt 1921, S. 907	
1,105	52,9—88	0,755	1,46	2,0	desgl.	Hochdruckpresse
0,885	55—88	0,682	1,30	1,78	Pap.-Fabr. 1922, S. 1493	Stoff vorgewärmt auf Trockenpartie Hochdruckpresse

und 55<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, welch letztere Zahlen die Versuche mit der Hochdruckpresse betreffen, zwanglos in das Schema ein.

Im Vergleich zu den Papiermaschinen sieht man, daß die Dampfverbrauchszahlen auch je 1 kg Wasserverdampfung niedriger liegen wie bei Papier, da dort noch die Filze getrocknet werden müssen. Das heißt, das eine Kilo Wasser, das aus dem Papier herausverdampft ist, findet sich dort teilweise im Filz wieder und muß nochmals verdampft werden. Die Zahl, die bei den Papiermaschinen bezeichnet ist, mit „Dampfverbrauch je 1 kg Wasserverdampfung“ müßte eigentlich heißen „Dampfverbrauch je 1 kg Wasserverdampfung zuerst aus dem Papier und dann teilweise nochmals aus dem Filz“, denn tatsächlich wird mit 1,66 kg Dampf beim ersten Versuch der Zahlentafel S. 94 nicht 1 kg Wasser, sondern auch das Wasser, was noch in die Filze übergegangen ist, verdampft.

Streng genommen sollten die Werte obiger Zahlentafel, wie es beim Dampfverbrauch bei Papier teilweise geschehen konnte, noch auf den Dampfverbrauch bei 0° Außenlufttemperatur reduziert werden, um den als wesentlich erkannten Einfluß der Außentemperatur bzw. Jahreszeit auszuschalten. Hier fehlen aber leider bei den bisherigen Versuchszahlen alle Angaben über Außentemperaturen. Erst dieser auf 0° C Außenlufttemperatur und auf die angenommenen einheitlichen Einlauf- und Auslauftrockengehalte von 40<sup>0</sup>/<sub>0</sub> bzw. 88<sup>0</sup>/<sub>0</sub> reduzierte Dampfver-



brauch bildet dann den letzten einwandfreien Vergleichsmaßstab für verschiedene Maschinen. Er wird oft ganz andere Werte ergeben als die tatsächlich gemessenen.

Während man früher, wo die Einlauftrockengehalte allgemein noch niedriger, bei rund 36—38% lagen, für Überschlagsrechnungen mit 2,0—2,2 kg Dampf je 1 kg lufttrocknen Zellstoff rechnen durfte, kann man heute, wo allgemein ein Einlauftrockengehalt bei neuzeitlichen Maschinen von 40% und höher erreicht wird, mit 1,6—1,8 kg Dampf je 1 kg lufttrocknen Zellstoff in erster Annäherung bei Überschlagsrechnungen rechnen. Genauere Rechnung hat, sobald die einschlägigen Trockengehalte bekannt sind, zu folgen, bzw. muß der Dampfverbrauch durch Kondensatmessung festgelegt werden.

Die mögliche Durchschnittsbelastung der Maschine steigt mit dem Dampfdruck bzw. mit der Sattdampf Temperatur in den Zylindern an, sie vergrößert sich auch, je nasser die Bahn aus der Maschine herauskommt, da die hohen Endtrockengehalte die Belastungsmöglichkeit der Maschine stark drücken. In der folgenden Zahlentafel habe ich die eben angeführte Behauptung durch verschiedene Versuche zahlenmäßig zu beweisen versucht.

Zahlentafel 23.

Nr.	Druck im Zylinder  ata	Durchschnittliche Belastungs- ziffer über die ganze Maschine kg/m <sup>2</sup> /st	Trocken- gehalt, zwi- schen dem die Maschine arbeitet  %	Bemerkung
1	3	10	37—50	Kein Vorwärmer. Erster Zylinder sehr unwirksam
2	3,9 191° C	11,75	40—70	Ohne Vorwärmer
3	3,0 145° C	10,63	40—70	Die gleiche Maschine wie Nr. 2, doch rund 20% geringere Zellstoff-Produktion
4	5	12,8	37—88	Ohne Vorwärmer! Dazu hoher Endtrockengehalt
5	3 136° C	9,7	39—82	Mit Vorwärmer

Sämtliche Werte beziehen sich auf normale Trockenpartien mit zwei Pressen ohne besondere Lüftungsvorrichtungen.

Die Belastungsmöglichkeit ändert sich ferner auf den verschiedenen Partien der Trockenpartie. Die hier folgenden Zahlen sind Mittelwerte von vier Versuchsreihen, die ich an einer Zellstoffentwässerungsmaschine mit 28 Zylindern in 2 Reihen übereinander durchführte, der Stoff kam mit rund 40° C auf die Trockenpartie.

Belastung als Gesamtmittel aller Zylinder		9,7 kg
„ „ „ von allen oberen Zylindern	11	„
„ „ „ von allen unteren Zylindern	8,3	„
„ „ „ über die ersten 8 Zylinder	13	„
„ zwischen den Trockengehalten von 40—60%	10,8	„
„ „ „ „ „ 60—82%	6,64	„

Die obigen Zahlen geben zugleich einen Maßstab über die Wertigkeit der einzelnen Heizflächen, sie zeigen, daß die Heizflächen am Anfang der Trockenpartie, wenn noch nasserer Stoff vorliegt, die ergebnisreichsten sind, sie zeigen auch, daß, wenigstens bei der untersuchten Zellstoffentwässerungsmaschine, die unteren Zylinder weniger leisten wie die oberen; es hat sich bei dem betreffenden Versuch mit großer Regelmäßigkeit ergeben, daß jeder untere Zylinder in der Leistung bedeutend hinter den benachbarten oberen Zylindern zurückgeblieben ist. Als Grund hierfür sehe ich folgende Umstände an, die einzeln oder übereinandergelagert auftreten können.

1. Schlechtere Anlage der Bahn an die Zylinder; die Bahn sucht durch ihr nicht unbeträchtliches Eigengewicht sich vom Zylinder zu lösen.

2. Das Wasser wird entgegen dem natürlichen Auftrieb abgedampft, der Wasserdampf geht wieder in die Bahn zurück, macht sie wieder nasser.

3. Die Luft zur Aufnahme des Wasserdampfes ist, wenn sie nicht schon außerhalb der Maschine vorgewärmt wird, noch kälter und schlechter zur Aufnahme von Wasserdampf geeignet.

4. Wenn die Kondenswasserabfuhr nicht ganz tadellos arbeitet, steht im unteren Teil des Zylinders ein ziemlich breites Segment voll Kondensat, so daß dort kein Wärmeübergang von kondensierendem Dampf zum Zylinder, sondern nur solcher von Warmwasser an den Zylinder zu finden ist; in diesem Fall liegen aber die Wärmeübergangszahlen viel niedriger; bei dem oberen Zylinder liegt diese ungünstige Stelle im Wärmeaustausch mit der Luft.

Da ich diese Versuche nur an einer Trockenpartie machen konnte, wären weitere Vergleichsversuche an anderen großen Trockenpartien erwünscht.

Bei diesen Versuchen lag das Quadratmetergewicht der Zellstoffbahn etwa bei 500—550 gr absoluttrocken gedachten Stoffes. Mit der Abnahme des Quadratmetergewichts, also mit dünnerer Stoffbahn nehmen die erreichbaren Belastungsziffern stark zu. Ich hatte Gelegenheit, auf der gleichen Maschine, auf der zuvor normaler Zellstoff mit 550 g Quadratmetergewicht gelaufen war, das Kondensat eines Zylinders bei Fangstoffverarbeitung zu messen. Es ergab sich dabei die 2,5—3fache Kondensatmenge, bei einer Fangstoffbahn von 100 g Quadratmetergewicht, was also eine erhebliche Steigerung in der Belastungsziffer zeigt. Umgekehrt nimmt die Belastungsziffer im zunehmenden Quadratmetergewicht stark ab.

### c) Produktion und Trockenfläche.

Die Maschinenproduktion und die Trockenpartie von Papiermaschinen sind auch durch Faustformeln verknüpft; da diese schon längere

Zeit in Gebrauch sind, sollen sie hier angeführt und besprochen werden. Leider sind sie auf die Gesamtmantelfläche der Zylinder als Heizfläche bezogen, was hier eigens erwähnt werden soll, um Irrungen zu vermeiden. Die Formel lautet:

$$P = k \cdot \Sigma d \cdot b \cdot z,$$

dabei bedeutet  $P$  die Stundenproduktion,  $z$  die Zeiteinheit = 1 Stunde,  $\Sigma d$  die Summe aller Zylinderdurchmesser einschließlich der Filztrockner in Meter,  $b$  die Arbeitsbreite in Metern,  $k$  einen Festwert, für den sich folgende Mittelwerte ergeben.

Zahlentafel 24: Mittelwerte für Festwert  $k$ .

	I.	II.
Druckpapiermaschine	12—15	10, wenn mehrere Feuchtpressen
Packpapiermaschine mit deutscher Presse	15—18 20, wenn großer Zylinder nackt	13—14, wenn mit Vor- u. Nachtrockner
Selbstabnahme-Maschine	20—25	15—16, wenn zwei Zylinder
Maschine für feinen Karton und Kupferdruckpapier	3	
Postkartenkarton	4	
Zellstoffentwässerungsmaschine	20—24	

Die unter I gegebenen Werte sind gute Mittelwerte, arbeitet die Maschine unter günstigen Bedingungen, besonders auch mit höheren Dampfdrucken als normal, so sind die höheren, im entgegengesetzten Fall die niederen Grenzwerte einzusetzen. Die unter II gegebenen Werte sind abnormale Werte. Die  $k$ -Werte finden sich in den betreffenden Literaturstellen für die Gesamtzylindermantelfläche als Heizfläche angegeben; sie sind in gleicher Weise so von mir übernommen. Will man sie auf die stoffberührte Heizfläche beziehen, so sind sie entsprechend dem Verhältnis beider Heizflächen zu vergrößern. Mit Hilfe der obigen Formel läßt sich in erster Annäherung für eine verlangte Produktion die Heizfläche der Trockenpartie bestimmen bzw. kann man zu einer gegebenen Trockenpartie sich die ungefähr mögliche Produktion errechnen.

#### d) Wärmedurchgangszahl für Trockenzylinder.

Im Anschluß an die besprochenen verschiedenen Belastungsziffern der Maschinen sei auch noch eine kurze zusammenfassende Übersicht über die verschiedenen vorkommenden Wärmedurchgangszahlen  $\alpha$  gegeben. Die  $\alpha$ -Werte sind über ein und dieselbe Trockenpartie sehr verschieden, was schon Professor Pfarr<sup>1)</sup> in seiner grundlegenden Arbeit anführt. Bei normalen Leistungen von Zellstoffentwässerungsmaschinen mit rund 9,9 kg Wasserverdampfung je Quadratmeter und Stunde kommt man

<sup>1)</sup> Pfarr: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 62.

auf durchschnittliche Wärmedurchgangszahlen über die ganze Trockenpartie von rund  $123 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st}^0 \text{C}}$ ; dabei nehmen diese Zahlen etwa von 250 bei den ersten Zylindern bis auf 80 bei den letzten Zylindern ab. Bei Selbstabnahmemaschinen, die die größte Wasserverdampfung aufweisen, liegen die Wärmedurchgangszahlen ungefähr in den Grenzen zwischen 260—300. Die übrigen Maschinen liegen dazwischen. Bei Filztrocknern liegt die Wärmedurchgangszahl ungefähr bei 100. Lindner<sup>1)</sup> kommt bei mittleren Verdampfungstemperaturen der Papierbahn auf mittlere Wärmedurchgangszahlen von 166; mit abnehmender Feuchtigkeit der Papierbahn nimmt dort  $\kappa$  von 181 beim ersten Zylinder auf 87 beim letzten Zylinder ab. Ganz allgemein gibt er für die Wärmedurchgangszahl die Formel an

$$\kappa = 210 \sqrt[4]{q},$$

wobei  $q$  den Feuchtigkeitsgehalt der Papierbahn bedeutet, z. B.  $q = 0,05$ ,  $\kappa = 100$ ;  $q = 0,40$ ,  $\kappa = 167$ .

Es ist klar, daß, je nasser der Stoff ist, desto günstiger sich der Wärmedurchgang gestaltet, je trockener er ist, desto mehr also die Fasern überwiegen, die wärmeisolierend sind, desto mechanisch fester ist auch das ganze Gefüge und desto schlechter wird der Wärmedurchgang.

Bei Vorwärmezyklindern von Zellstoffentwässerungsmaschinen, auf denen ja sehr nasser Stoff läuft, fand ich ein  $\kappa = 200$ —300; bei Vorwärmern mit mehreren Anpreßwalzen 350—400.

Bei den Vorwärmern der Zellstoffentwässerungsmaschinen und bei den großen Zylindern von Selbstabnahmemaschinen, deren Fläche im Anfang ja auch eine Vorwärmezone darstellt, ändern sich die  $\kappa$ -Zahlen auch über den Umfang des Zylinders stark. Anfangs sind sie groß, gegen Ende werden sie kleiner.

Da die Wärmeübergangszahlen vom Dampf an die Zylinderwand sehr groß sind, und etwa zwischen 6000—8000  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st}^0 \text{C}}$  liegen, stellen die obigen  $\kappa$ -Zahlen zugleich die ungefähren Wärmeübergangszahlen vom Zylinder an die Stoffwand dar.

Für die Wärmedurchgangszahl vom Dampf durch die Böden der Trockenzyylinder an Luft gibt Mallickh in Anlehnung an ruhende Heizkörper und unter Berücksichtigung der Maschinengeschwindigkeit folgende Zahlen:

Druckpapiermaschine . . . . .	= rund 9—10	} $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st}^0 \text{C}}$
Zellstoff- und Kartonmaschine . . . . .	= „ 8	
Feinpapiermaschine . . . . .	= „ 8,5	
Selbstabnahmemaschine . . . . .	= „ 7,5	

Die Abstufung erfolgte auf Grund der verschiedenen Geschwindigkeiten der Maschine, da der Wärmeübergang zwischen Böden und Luft mit der Geschwindigkeit der Maschine zunimmt. Etwa die gleichen Werte kann man für den Wärmedurchgang durch die nicht stoffberührten Heizflächen annehmen.

<sup>1)</sup> Lindner: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 62.

Im allgemeinen ist zu sagen, daß die Wärmedurchgangszahlen bei den Trockenzyklindern sehr niedrig liegen, ungünstig beeinflußt durch die niedrige Wärmeübergangszahl von der Zylinderwand zum Stoff.

## VI. Verbesserung der Trockenpartie.

In den obigen Abschnitten habe ich die Größe der verschiedenen Dampfverbrauchsahlen für die verschiedenartigen Stoffe soweit wie möglich angegeben. Die wärmetechnischen Mittel und Wege, um normale Trockenpartien, entsprechend zu verbessern, sie leistungsfähiger zu machen und an Dampf auf die Produktionseinheit zu sparen, sind mancherlei. Durch vorbereitende Mittel auf der Naßpartie, die den Stoff trockener auf die Trockenpartie bringen, und durch Maßnahmen auf der Trockenpartie selbst, kann man Verbesserungen schaffen, die sich nach mehreren Richtungen hin auswirken, nämlich:

1. Höhere Leistung der Trockenpartie, also größere Wasserverdampfung, was bei gleichem Anfangs- und Endtrockengehalt gleichbedeutend ist, mit einer entsprechend größeren Produktion.

2. Größere Wasserverdampfung bei gleicher Produktion, also Erzielung eines höheren Endtrockengehalts, was besonders für unzureichende Zellstoffentwässerungsmaschinen wichtig ist.

3. Gleiche Produktion bei gleichem Anfangs- und Endtrockengehalt aber bei verminderter Zylinderzahl.

4. Gleiche Produktion, aber mit niedrigerem Dampfdruck in den Zylindern, was gleichbedeutend ist mit erhöhter Krafterleistung der Dampfkraftmaschine.

Die einzelnen Ergebnisse lassen sich auch kombinieren. Die Mittel, mit denen nun diese Wirkungen zu erreichen sind, gliedern sich in solche, die auf der Naßpartie und solche, die erst in der Trockenpartie angewandt werden. Die Mittel auf der Naßpartie bestehen im wesentlichen aus Mitteln, um den Stoff möglichst trocken auf die Trockenpartie zu bringen und zwar dadurch, daß man

a) das Wasser im Stoff dünnflüssiger macht, so daß Sieb-, Sauger- und Pressenarbeit ergiebiger wird,

b) die sogenannte Hochdruckpresse vor der Trockenpartie anordnet. Die Mittel auf der Trockenpartie selbst, bestehen:

a) in der Verbesserung der Wärmedurchgangszahlen bzw. der Wärmeübergangszahlen vom Zylinder an den Stoff zur Erzielung von größeren Belastungsziffern,

b) in der besseren Belüftung der Maschine,

c) in gutem Dampfumlauf im Zylinder, in guter Kondensat- und Luftabführung,

a) Mittel auf der Naßpartie<sup>1)</sup>.

**Stoffbreianwärmung.** Es ist eine alte Erfahrungssache, daß die Entwässerung des Stoffes auf der Sieb- und Pressenpartie der Maschine

<sup>1)</sup> Auszug aus der Arbeit Laßberg: Einfluß der Wärme auf die Entwässerung von Zellstoff- u. Papierbrei. 14. Schrift des Vereins der Zellstoff- u. Papierchemiker u. -Ing. (Abdruck aus Zeitschr. Bayr. Rev. Verein 1921 Heft 2, 3, 4, 5 u. 6).

besser vor sich geht, wenn der Stoff angewärmt wird. Leopold Skark hat nach dieser Richtung eine größere Versuchsreihe veröffentlicht<sup>1)</sup>.

Auch Sigurd Smith aus Kopenhagen ist zu Ergebnissen gekommen, die diejenigen Skarks bestätigen und erweitern<sup>2)</sup>. Anschließend an diese Untersuchungen sind noch Erfahrungen aus der Praxis veröffentlicht, die mit der Theorie Skarks gut im Einklang stehen<sup>3)</sup>.

Ich habe die Hauptergebnisse der Versuche in den 5 Teilfiguren der Abb. 23 dargestellt, die ohne weiteres verständlich sind. Die Hauptergebnisse der Untersuchungen nach Skark, die sich aus den Kurven ersehen lassen, sind:

1. Die Wassererwärmung, beschleunigt die Wasserabflußgeschwindigkeit stark.

2. Je schmieriger der Stoff gemahlen ist, desto schwerer geht das Wasser ab, da die Adhäsionsflächen um ein vielfaches größer sind wie bei röschem Stoff. Die Wirkung gleicher Temperatursteigerung, ist geringer wie bei röschem Stoff, daher ist hier große Erwärmung nötig.

3. Die Wassererwärmungen sind in den niederen Temperaturgebieten von 20—40°C am wirksamsten.

4. Je weiter die Entwässerung vorgeschritten ist, desto schwerer

Zahlentafel 25

Temp.		Temp.	
0	0,01778	55	0,00506
5	0,01510	60	0,00468
10	0,01303	65	0,00436
15	0,01134	70	0,00406
20	0,01002	75	0,00380
25	0,00891	80	0,00356
30	0,00798	85	0,00335
35	0,00720	90	0,00316
40	0,00654	95	0,00299
45	0,00597	100	0,00283
50	0,00548		

Zähigkeit des Wassers nach Thorpe und Rodger<sup>4)</sup>, ausgedrückt in Dynen je cm<sup>2</sup>.

geht das Wasser aus dem Stoffe (s. Abb. 23e, in der Kurve 2 die Abflußgeschwindigkeit des Wassers bei der doppelten Stoffkonzentration gegenüber Kurve 1 zeigt). Es geht aus diesen letzten beiden Auslaufkurven für einfache und doppelte Stoffkonzentration ohne weiteres der stark hemmende Einfluß der erhöhten Stoffdichte auf die Abflußgeschwindigkeit hervor. Um so nötiger ist also bei hoher Stoffdichte, z. B. bei den letzten Pressen die Anwärmung.

Die Klärung dieser Tatsachen ergibt sich teilweise aus dem physikalischen Gesetz, daß mit zunehmender Erwärmung die Viskosität

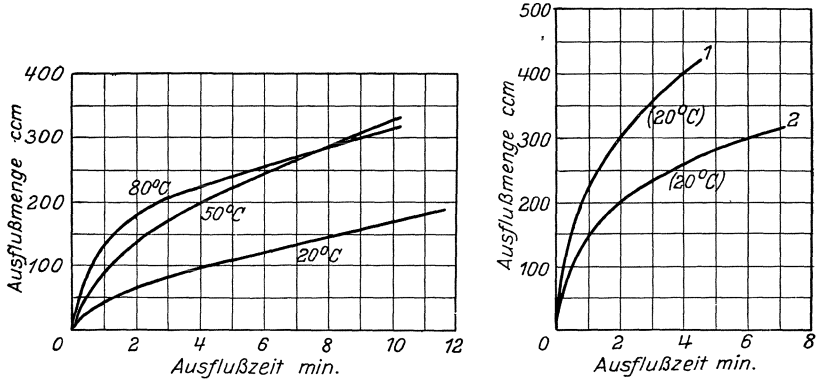
<sup>1)</sup> Skark Leopold: Wasserabflußgeschwindigkeit aus Stoff unter verschiedenen Bedingungen. Papierfabrikant 1912, S. 94, Festheft S. 767.

<sup>2)</sup> Smith Sigurd: Über den Einfluß der Temperatur auf Wasserabflußgeschwindigkeit bei Zellstoffbrei, Papierfabrikant 1919, Heft 42.

<sup>3)</sup> Wärme und ihr Einfluß auf die Entwässerung des Papierstoffes, Wochenblatt 1919, S. 1306.

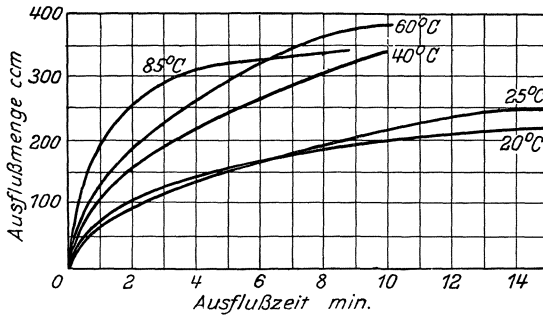
<sup>4)</sup> Landolt-Börnstein: Physikalisch-Chemische Tabellen 1905, S. 77. Berlin: Julius Springer.

oder innere Reibung der Flüssigkeit nach nebenstehender Zahlentafel abnimmt und zwar zwischen 0 und 40°C rascher, dann langsamer. Andererseits ist die Wasserabflußgeschwindigkeit teilweise auch bedingt durch Art, Mahlungsgrad und Lagerung der Fasern.

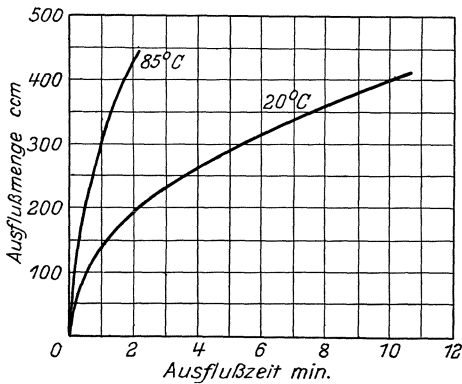


a) Sehr schmierig gemahlener Stoff

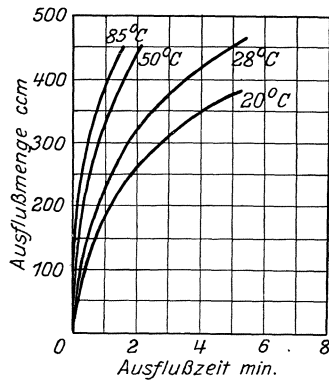
e) Stoffkonsistenz verschieden



b) Schmierig gemahlener Hadernstoff



c) Stoffbrei bestehend aus 50% Zellstoff und 50% Holzschliff



d) Gebleichter Sulfitzellstoff, gemahlen

Abb. 23. a—e. Abflußgeschwindigkeit von Wasser aus verschiedenen Stoffarten.

Diese Untersuchungen zeigen nun wohl, daß das Wasser bei höherer Temperatur schneller aus dem Stoff entweicht; sie beschränken sich aber alle auf einen Stoffbrei, wie er sich auf dem Sieb vorfindet. Es fehlen noch planmäßige Betriebsversuche darüber, welchen Einfluß die Wärme auf den unter Druck stehenden Stoff höherer Konzentration hat, wie er sich unter den Pressen vorfindet. Daß bei der Pressenarbeit eine Erwärmung von Vorteil ist, hat sich, wie später noch ausführlich gezeigt wird, im Betrieb schon bewiesen.

Die Stoffanwärmung geschieht nun auf dreierlei Weise:

1. durch unmittelbare Anwärmung des Stoffwassers vor der Maschine;
2. durch Warmwasseraufspritzen auf den Stoffbrei vor oder zwischen den Saugern;
3. durch Einschalten von Vorwärmezyklindern in die Stoffbahn zwischen die letzte und vorletzte Presse.

Stoffanwärmung nach 1. findet sich meines Wissens nur bei Papiermaschinen, nach 2. und 3. meist bei Zellstoffentwässerungsmaschinen.

Die Wirkung, die die Anwärmung des Stoffes auslösen soll, ist die, mit den vorhandenen Sieb-, Sauger- und Presseneinrichtungen den Stoff besser zu entwässern. Insbesondere ist der Zweck der Anwärmung des Stoffbreies vor der Papiermaschine der, die Möglichkeit zu schaffen, dem Stoffbrei bei schmierig gemahlene Papiersorten so viel Wasser zu entziehen, daß er möglichst trocken in die Gautschpresse kommt und nicht mehr zerdrückt werden kann. Ohne Anwärmung wäre dies bei diesen Papieren trotz langer Siebpartie nicht immer möglich. Bei der Zellstoffentwässerungsmaschine dagegen ist die Anwärmung vor dem Sieb, da der Stoff röschen Charakter hat, nicht nötig, dagegen bezweckt die Anwärmung vor der Gautsche durch Warmwasseraufspritzen und zwischen den Pressen, den Wirkungsgrad der Gautsche und Presse zu erhöhen und so den Stoff mit möglichst hohem Trockengehalt an die Trockenpartie zu bringen. Bei dickem und Kartonpapier ist die Erwärmung auch günstig zur Erzielung guter Verfilzung und schöner glatter Oberfläche.

Je schmieriger der Stoff ist, desto nötiger ist die Anwärmung; vor allem bedürfen also die Pergamentersatzpapiere, Pergamypapiere und Papiere von ähnlichem kolloidalen Charakter der Anwärmung, dann auch dicke, stark beschwerte Kartonpapiere von 250 g aufwärts und die dichten Kartonpapiere. Die Notwendigkeit der Anwärmung der Pergamentersatzpapiere wächst mit dem Grad der Schmierigkeit des Stoffes, mit dem steigenden Quadratmetergewicht des Papierses, sie nimmt ab mit steigender Sieblänge und mit der Anzahl der Sauger, denn je länger das Sieb ist, desto größere natürliche Entwässerungsmöglichkeit besteht für den Stoff, für die die Anwärmung nur ein förderndes Hilfsmittel sein soll. Es läßt sich aber auch durch lange Siebe die Notwendigkeit der Stoffanwärmung bei diesen Papieren wohl nicht immer ganz aufheben.

Die Dampfmengen, die in dieser Art zum Anwärmen des Stoffes nötig sind, sind recht groß, da es sich um große Wassermengen, die auf das



Sieb auflaufen, handelt. Ganz ausdrücklich soll hier auf die durch zu hohe Anwärmung möglicherweise entstehenden großen Verluste hingewiesen werden. Jeder Grad Celsius um den zu hoch angewärmt wird bedeutet bei 1,5 % Auflauftrockengehalt vor dem Sieb auf 1 kg absolut-trockenes Papier umgerechnet, eine Vergeudung von rund 66 kcal oder 0,12 kg Dampf; bei einer Tageserzeugung von 10000 kg ergibt sich dadurch ein Verlust von 1200 kg Dampf.

Selbstverständlich bedeutet auch jeder Grad vermeidbare Temperaturerniedrigung zwischen der Zuführungsstelle und der Auswirkungsstelle der Wärme auf dem Sieb, also vermeidbarer Temperaturabfall, ganz genau die gleich großen Verluste wie die unnötige Temperaturerhöhung. Bei der örtlichen Zuführung der Wärme ist dieser letzte Punkt ganz besonders wichtig. Die örtliche Zuführung der Wärme geschieht jetzt gewöhnlich in einfachster Weise durch ein Dampfrohr, das den Dampf direkt in das Stoffwasser einbläst. Auf dem Weg über den Sandfang durch die Knotenfänger bis zum Sieb hat das Stoffwasser Gelegenheit, sich wieder in unerwünschter Weise abzukühlen. Um diese Abkühlung wenigstens in den geringsten Grenzen zu halten, ist darauf zu achten, daß zuzuführendes kaltes Spritzwasser auf ein Mindestmaß herabgesetzt wird. Die Tatsache, daß der Stoff, wenn er zwar angewärmt war, aber wieder erkalte, die bessere Entwässerungsfähigkeit wieder verliert, fordert, die Anwärmeverrichtung möglichst nahe an die Stelle zu legen, wo sie benötigt wird.

Wärmetechnisch richtig wäre es, die Wärme erst unmittelbar vor dem Sieb zuzuführen. Es wird dagegen geltend gemacht, daß es notwendig ist, das Wasser schon im Wassersammelkasten anzuwärmen, damit die Stofffasern vor dem Einfluß des direkt einströmenden Dampfes bewahrt bleiben, der sich insofern unangenehm bemerkbar macht, als sich dadurch der Stoff leicht ballt und in diesem Zustand zu Knotenbildung Veranlassung gibt. Jedenfalls ist der verhältnismäßig lange Weg vom Stoffeinlaufkasten vor dem Sandfang bis zum Sieb Ursache von unerwünschter und vermeidbarer Abkühlung.

Allgemein wäre danach zu trachten, die ganze oder doch einen Teil dieser großen Wärme nicht in Form von Dampf dem Stoffbrei zuzuführen, sondern in Form von Warmwasser, das mit irgendwelcher billigen Abfallwärme zu erzeugen wäre. Zur Anwärmung darf auf keinen Fall Frischdampf genommen werden, wenn Zwischen- oder Gegendruckdampf oder noch besser Abfallwärme zur Verfügung steht.

Etwas anders wie bei den Papiermaschinen liegen die Verhältnisse bei den Zellstoffentwässerungsmaschinen. Es hat sich gezeigt, daß dort die Erwärmung nötig ist, wenn der Wasserentzug schon weiter vorgeschritten ist, also vor der letzten Presse, und daß nur durch Pressen allein der Trockengehalt nicht erzielt werden kann wie mit vorheriger Anwärmung.

Dieser Erfahrungssatz wird hauptsächlich durch Anordnung von Vorwärmezyklindern zwischen den Pressen der Zellstoffentwässerungsmaschine verwirklicht. Das Schwergewicht ist dabei immer darauf zu legen, schon auf der Naßpartie durch alle möglichen Mittel möglichst

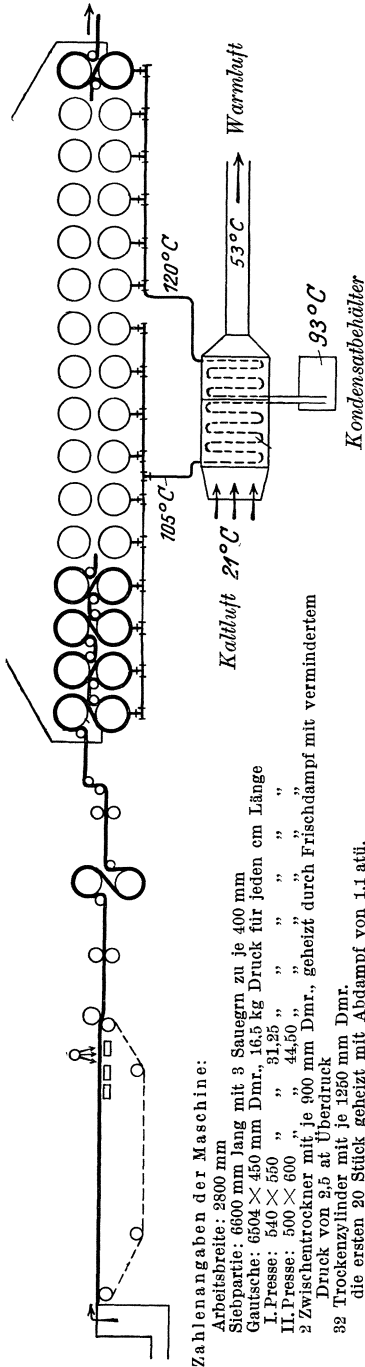


Abb. 24. Sulfatzellstoffentwässerungsmaschine mit Kondensatausnutzung zur Wärmeluftbereitung.

viel Wasser zu entziehen und die Zellstoffbahn möglichst trocken auf die Trockenpartie zu bringen. Je weiter der Wasserentzug auf der Maschine nach vorn gelegt wird, desto billiger ist er.

Die Anwärmung des Stoffes auf der Naßpartie zwecks Erzielung größerer Leistungssteigerung der Maschinen, insbesondere der Trockenpartie, kann unter Umständen die Vergrößerung vorhandener oder die Anschaffung neuer Maschinen ersparen.

Über den Dampfverbrauch und die Wirkungsweise beim Aufspritzen von Warmwasser auf die Stoffbahn und bei Anwendung von Vorwärmezyklindern (Zwischentrocknern) hat Erik Nilson<sup>1)</sup> an einer Sulfatzellstoffentwässerungsmaschine ausführliche Versuche gemacht.

Die untersuchte Maschine für 12000 t lufttr. Sulfatstoff im Jahr (rund 1600 kg je Stunde) ist in Abb. 24 dargestellt. Was hauptsächlich den wärmetechnischen Teil der Maschine betrifft, so wird vor dem dritten Sauger auf der Siebpartie Warmwasser aufgespritzt. Zwischen der ersten und zweiten Presse sind zwei Vorwärmezyklinder von je 900 mm Durchmesser eingeschaltet, die mit abgedrosselem Frischdampf geheizt werden; die Zylinder liegen so, daß beide Seiten der Stoffbahn erwärmt werden.

Die Trockenpartie der Maschine wird in den ersten 20 Zylindern mit Abdampf von 1,1 at Überdruck aus der Sulfatlaugeneindickanlage geheizt, in den letzten 12 Zylindern, da der Abdampf nicht für alle Zylinder reicht, mit von 10 at Überdruck auf 2,5 at Überdruck gedrosseltem

<sup>1)</sup> Svensk Pappers-Tidning 1918, Heft 8 u. 9, vgl. auch Brahmer: Die Wärmeausnutzung in der Trockenpartie, Papierfabrikant 1919, S. 1126.

Frischdampf. Diese Beheizungsart ist natürlich eine Besonderheit der untersuchten Maschinen; gewöhnlich werden bei Sulfitzellstoffentwässerungsmaschinen sämtliche Trockenzylinder zweckmäßig durch Zwischen- oder Abdampf geheizt. Nach den Trockenzylindern sind die Kondensatableiter der ersten 20 und der darauffolgenden 12 Zylinder je zu einer gemeinsamen Leitung zusammengefaßt. Das Kondensat wird einer Warmluftbatterie von 312 m<sup>2</sup> Heizfläche zugeführt. Die aus der Warmluftbatterie entweichende Warmluft wird in geeigneten Kanälen unter die Maschine geleitet und dient dazu die Verdampfungsverhältnisse auf derselben zu verbessern. Die gute Belüftung der Maschine beeinflusst die Leistung derselben ganz wesentlich. Nach Austritt aus der Warmluftbatterie hat das Kondensat immer noch eine Temperatur von 93°; es wird als heißes Nutzwasser verwendet. Selbstverständlich wäre es auch zur Kesselspeisung geeignet.

Bei den Versuchen ergaben sich folgende Feststellungen:

Für die Warmwasseraufspritzung wurden 0,2 kg von 10 auf 2,5 atü gedrosseltem Dampf entsprechend 138 kcal auf 1 kg Sulfatstoff benötigt. Alfthan<sup>1)</sup> hat durch Versuche hierfür 0,368 kg gefunden. Kaltes Wasser wurde dabei durch Mischung mit Dampf angewärmt und durch ein Spritzrohr gleichmäßig auf die Stoffbahn verteilt. 100 Liter Warmwasser von 62° C wurden in der Minute aufgespritzt, 30 kg lufttrockener Stoff in der Minute lief über das Sieb; es kamen also 3,31 auf 1 kg. Rechnet man vor dem vierten Sauger mit 15% abs. Trockengehalt, also mit 5,67 kg Wasser auf 1 kg absoluttrockenen Stoff, so kommen auf 1 kg kaltes Stoffwasser von 15° C, 0,58 kg Heißwasser von 62°, oder aber die Wassermischung hat 32 kcal entsprechend 32° C.

Die Spritzwasserwärme erhöht die Produktion der Entwässerungsmaschinen um nur 1,1%, ist also sehr unwirtschaftlich angewandt.

Es wurde bei einem Versuch mit oder ohne Warmwasseraufspritzung, beidesmal aber mit Vorwärmezyylinder festgestellt, daß mit Warmwasser der Stoff wärmer auf die Vorwärmezyylinder kam, diese mehr Wasser verdunsteten, die zweite Presse aber trockneren Stoff bekam und weniger Wasser auspreßte. Ohne Warmwasseraufspritzung kam der Stoff kälter auf die Vorwärmezyylinder, diese verdampften nicht so viel Wasser, die zweite Presse bekam feuchteren Stoff und preßte stärker aus; der Trockengehalt hinter der zweiten Presse, also beim Einlauf in die Trockenpartie, auf den es doch ankommt, war beidesmal gleich. Es ist daher entschieden das Verfahren ohne Warmwasserspritze, das wesentlich weniger Dampf erfordert, selbst wenn in diesem Fall der Dampfverbrauch der Zwischentrockner etwas höher ausfällt, vorzuziehen.

Die Versuche zeigten, daß der Dampf der Trockenpartie sich um 12,8% durch Warmwasserspritzen erhöht. Zudem würde die Wasser-

---

<sup>1)</sup> Alfthan: Dampfverbrauch beim Kochen und Trocknen von Sulfitstoff. Papierfabrikant, 1921, S. 657.

menge, die man doch entziehen will, um 58% wieder erhöht, um neuerdings wieder entzogen zu werden. Es arbeiten sich also die gute Wirkung der Wassererwärmung und die schlechte Wirkung der Wassermengenvergrößerung entgegen. Dabei wird die Erzeugung um nur 1,1% erhöht, so daß die Warmwasseraufspritzung, wenn das Warmwasser nicht mit Abfallwärme erzeugt wird, sich als sehr kostspielige Maßnahme darstellte.

Sehr wirksam und erfolgreich zeigte sich dagegen bei der gleichen Maschine die Einwirkung der 2 Vorwärmezyylinder, die zwischen 1. und 2. Presse eingebaut waren. Diese Vorwärmezyylinder sind eine schwedische Erfindung, sie haben den Zweck, den Stoffbrei anzuwärmen und dadurch die Arbeit der darauffolgenden Presse ergiebiger zu machen. Durch die Vorwärmung der Stoffbahn auf 50<sup>o</sup>—70<sup>o</sup> C übernimmt der Vorwärmezyylinder zugleich eine Arbeit, die sonst der 1. Trockenzylinder ausführen müßte. Durch Vorverlegung dieser Vorwärmung zwischen die letzte und vorletzte Presse wird also die Vorwärmung zugleich noch zur Verbesserung der Wirkung der betreffenden Presse ausgenützt. Der Vorwärmer soll nur Anwärmen, weniger Verdampfen, denn, wenn er viel Wasser verdampft, wird die Arbeit der darauffolgenden Presse geschmälert. Jedenfalls ist der Vorwärmer immer im Verband mit der darauffolgenden Presse zu betrachten. Konstruktiv gestaltet sich der Einbau so, daß 1 oder auch 2 Trockenzylinder etwas hochliegend zwischen letzte und vorletzte Presse eingebaut werden. Der Vorwärmezyylinder hat sich allseits sehr gut bewährt, durch eigene eingehende Versuche konnte ich feststellen, daß er mindestens 2—4% Erhöhung im Trockengehalt hinter der 2. bzw. 3. Presse bringt; während er bisher nur in Zellstoffentwässerungsmaschinen zu finden war, wird er jetzt mehr und mehr in Papiermaschinen eingebaut.

Der Dampfverbrauch ist natürlich hoch, weil sehr feuchter Stoff auf die Zylinder aufläuft und große Wassermengen angewärmt werden müssen. Er betrug 0,2 kg Dampf je 1 kg lufttrocknen Stoff; der Dampfverbrauch entspricht ungefähr im Durchschnitt dem Verbrauch von 3,2 Zylindern der zugehörigen Trockenpartie. Die Anwärmung hat auch ein sehr gutes Ergebnis auf die Produktionshöhe; durch Parallelversuche mit und ohne Vorwärmer wurde festgestellt, daß sich eine Erhöhung der Erzeugung der Maschine um 5,4% erreichen ließ.

Auch durch Versuche von Dr. A. Klein<sup>1)</sup> wird die gute Wirkungswärme der Vorwärmer bewiesen. Es hat sich dabei ergeben, daß die Vorwärmer außer einer Erhöhung der Erzeugung infolge besseren Arbeitens der 2. Presse auch eine Verringerung des Gesamtdampfverbrauchs der Maschine um rund 10% bringen.

Auch rechnerisch ergibt sich der obige durch Versuche belegte Dampfverbrauch; nimmt man hinter der 1. Presse 30% abs. Trockengehalt an, so daß also auf 1 kg absoluttrocknen Stoff 2,33 kg Wasser oder auf 1 kg

<sup>1)</sup> Klein, Dr. A.: Über die Einwirkung von Temperaturerhöhung auf die Entwässerung von Zellstoff. Wochenblatt 1920, S. 1346.

lufttrocknen Stoff 2,07 kg Wasser treffen und erzielt durch die Zylinder eine Stofferwärmung von 20° C auf 60° C, so ergibt sich die nötige Wärmemenge zu  $2,07 (60-90) = 2,07 \cdot 49 = 82,8$  kcal oder 8280 kcal/100 kg, entsprechend 14,8 kg Dampf; mit 10% Ausstrahlverluste für die Maschinenteile kommt man fast auf das Versuchsergebnis.

Bisher wurde die Wärmezufuhr vor, auf oder hinter der Siebpartie nur immer unter dem Gesichtswinkel der besseren Entwässerungsmöglichkeit betrachtet. Ein weiterer Zweck der Erwärmung des Stoffwassers ist aber der, die Verfilzungsmöglichkeit des Papierblattes zu verbessern. Dieser Vorteil der Erwärmung kann natürlich zahlenmäßig schwer gefaßt werden. Je dickere Papiere gearbeitet werden, desto mehr tritt die Notwendigkeit der Erwärmung nach dieser Richtung in Erscheinung, am meisten also bei Kartonmaschinen. Der Hauptvorteil der Erwärmung besteht darin, daß die Stofffasern sich inniger aneinanderschmiegen, daher besser verfilzen, was durch den Umstand begründet ist, daß das heiße Wasser, weil viel dünnflüssiger, die einzelnen aufeinanderfolgenden Schwingungen der Siebpartie besser aufnimmt als das starre, dickflüssige, kalte Wasser. Warmes und heißes Wasser trägt erfahrungsgemäß mehr zur guten Bettung und zur Einebnung des Kartonblattes bei als kaltes Wasser. Dabei ist die stärkere Abflußgeschwindigkeit durch das Sieb bei warmem Wasser in diesem Sonderfall oft eine unerwünschte Nebenerscheinung. Die rasche Abflußgeschwindigkeit wird durch die Schüttlung hemmend beeinflusst. Allgemein gilt als Richtschnur: Je dicker der Karton, desto höher die Temperatur und desto geringer die Schüttlungszahl des Siebes.

Zusammenfassend kann man über dieses Teilgebiet der Wärmeverwendung auf der Naßpartie sagen, daß Stoffanwärmung vor oder auf dem Sieb ein Notbehelf ist und bleiben muß, falls sie mit Frisch- oder Abdampf geschieht. Anders ist es, wenn Abfallwärme verwandt wird. Der Vorwärmezylinder hat sehr gute Wirkung, verbessert die darauffolgende Presse und entlastet die Trockenpartie bedeutend durch höheren Trockengehalt und höhere Temperatur des in ihr einlaufenden Stoffes. Er ist daher sehr zu empfehlen.

**Hochdruckpresse.** Ein weiteres Mittel, den Trockengehalt der Zellstoffbahn am Ende der Naßpartie zu erhöhen, ist die in den letzten Jahren aus Schweden gekommene Hochdruckpresse. Es ist dies eine geriffelte Walze, die ohne Filz läuft und durch die die Zellstoffbahn äußerst wirksam ausgepreßt wird<sup>1)</sup>. Nach Versuchen des norwegischen Dampfkessel-Revisions-Verein ergibt sich dabei die Zahlentafel 26 (Seite 112).

Als Kraftverbrauch der Hochdruckpresse wird 6—12 PS angegeben. Der Kraftverbrauch ist natürlich im Verhältnis zur Dampfersparnis klein. Schwierigkeiten sollen sich bei dem Wiederauflösen des so stark gepreßten Stoffes ergeben haben, ebenso bei Aufnahme der Bleichflüssigkeit, so daß die Hoffnungen, die man von Anfang an in die Hochdruckpresse gesetzt hat, sich nicht ganz zu erfüllen scheinen.

<sup>1)</sup> Wochenblatt 1921, S. 907.

Zahlentafel 26: Verbesserung durch Hochdruckpresse.

	Trockengehalt		Produktion a) tatsächlich b) auf 88 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> bezogen kg	Trocken- gehalt am Schlußder Maschine %	Dampf- verbrauch auf 1 kg Stoff
	nach der 2. Presse % abs.	nach der Hochdruck- presse			
Vor Einbau der Hochdruckpresse	37,17	—	a) 1525 b) 1415	82	a) 1,69 b) 1,84
Nach Einbau der Hochdruckpresse	36,10	52,9 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> abs.	1540	88	1,105
Verbesserung		15,73 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> erhöhter Trockengeh. b. Einlauf in die Trocken- partie	+ 125 höhere Pro- duktion		0,725 kg Dampf- ersparnis

Nach Versuchen von Alfthan<sup>1)</sup> kommt man mit Hochdruckpresse auf 55<sup>0</sup>/<sub>0</sub> abs. Einlauftrockengehalt und dadurch auf einen Dampfverbrauch von 0,885 kg je 1 kg lufttrocknen Stoff. Derselbe gibt folgende in der Zellstofffabrik Mänttä gemessene Zahlen<sup>2)</sup>:

Zahlentafel 27.

	Gewöhnliche Trocknung		Hoch- druck- presse
	weicher Stoff	harter Stoff	
Trockengehalt vor der Trockenpartie	35—36 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	35—36 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	bis 55 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
Trockenzylinderdampf je 1 kg lufttr. Stoff	1,502	1,623	0,885
Dampf für Warmluftbatterie in Kilo je 1 kg lufttr. Stoff	0,306	0,321	0,209
Dampf für Spritzrohr über Sieb in Kilo je 1 kg lufttr. Stoff	0,368	0,385	0,311
Summa in Kilo je 1 kg lufttr. Stoff	2,176	2,329	1,405

Die mögliche Dampfersparnis von 40<sup>0</sup>/<sub>0</sub> zeigt wieder von welcher grundsätzlichen Wichtigkeit die Erreichung eines hohen Trockengehaltes vor der Trockenpartie ist.

Es wechselt auch bei ein und derselben Maschine und bei ganz gleichen Papieren der Trockengehalt stark mit der Laufdauer der Filze, da alte Filze von langer Laufdauer nicht mehr so stark wasser-  
aufnahmefähig sind. Nach gemachten Beobachtungen betrug der Unter-

<sup>1)</sup> Wochenblatt 1922, S. 1227.<sup>2)</sup> Papierfabrikant 1922, S. 1493.

schied im Trockengehalt hinter der 2. Presse mit neuem gegenüber abgearbeitetem Filz bis 3% im Trockengehalt. Interessante amerikanische Versuche<sup>1)</sup> geben auch hierüber Aufschluß. Bei einer Laufdauer sämtlicher Naßfilze zusammen von 30 Tagen betrug der Feuchtigkeitsgehalt 69,6%, bei 120 Tagen wächst er allmählich auf 76,6%. Demgemäß waren 1,91 kg Wasser bei neuen Filzen und 2,27 kg bei alten Filzen von 120 Lauftagen je 1 kg Papier auf der Trockenpartie zu verdampfen. Der beste wirtschaftliche Ausgleich zwischen den Kosten der Naßfilze und der durch oftmalige Auswechslung derselben erzielbaren Dampfersparnis auf der Trockenpartie muß durch längere Beobachtung gefunden werden.

In obigem sind die Mittel besprochen, um die Stoffbahn möglichst trocken auf die Trockenpartie zu bringen. Als Faustregel kann man folgende Ersparniszahlen bei sonst gleichen Verhältnissen zugrunde legen: Die Dampfersparnis auf der Trockenpartie beträgt für je 1% höheren Trockengehalt, mit dem der Stoff in die Trockenpartie einläuft, im Bereich des Einlauftrockengehaltes von 36% abs. bis 42% abs. je 3,66%, im Bereich von 40 bis 50% abs. je 3,35%.

Daß es viel wirtschaftlicher ist, dem Stoff durch mechanische Mittel Wasser zu entziehen, als dasselbe zu verdampfen, mag folgende Überschlagsrechnung zeigen. Es sei nach tatsächlichen Verhältnissen angenommen, daß eine Zellstoffentwässerungsmaschine zwei Pressen habe und eine dritte Presse dazu gebaut wird. Diese 3. Presse preßt rund 200 kg Wasser in der Stunde aus. Ihr Kraftverbrauch beträgt 6 kW. Rechnet man nun ganz ungünstig, daß die Kraft im Kondensationsbetrieb erzeugt ist, was ja selten der Fall sein wird, so wären für 6 kWst rund 36 kg Dampf nötig. Dazu kommen noch die Kosten der Filze für die dritte Presse. Auf der Trockenpartie bräuchte man zum Verdampfen der gleichen 200 kg Wasser, die jetzt durch die dritte Presse entzogen werden, mindestens 280 kg Dampf, also etwa das Achtfache. Das Normale soll aber in einer Zellstoffabrik sein, daß die Kraft im Gegen-druckbetrieb erzeugt wird, so daß sie nur einen Bruchteil von den oben gerechneten Kosten bei Kondensationsbetrieb kostet. Es ist also schon aus rein geldlichen Gründen darauf hinzustreben, das Wasser so weitgehend wie nur immer durch mechanische Mittel auf der Naßpartie zu entfernen.

#### b) Mittel auf der Trockenpartie.

Trotz alledem muß natürlich auch die Trockenpartie selbst möglichst hochwertig gehalten werden, da ja dadurch unmittelbar ihre Produktionsfähigkeit erhöht wird. Die Mittel, die Verdampfung möglichst lebhaft zu gestalten, müssen in den Bestrebungen auslaufen, die Differenz der Dunstdrücke, des Wasserdampfes der Stoffbahn und desjenigen der Luft möglichst groß zu machen, damit die Verdampfungsstärke ein Höchstwert wird. Der Dampfdruck des Wassers in der Stoffbahn muß also möglichst hoch sein, was gleichbedeutend

<sup>1)</sup> Auszug in Zellstoff und Papier 1922, S. 170.

mit der Forderung möglichst hoher Bahntemperatur innerhalb der zulässigen Grenzen ist. Der Dunstdruck in der Luft soll möglichst niedrig sein, was durch möglichst kleine relative Feuchtigkeit der Luft erreicht wird, also bei gegebenem relativem Anfangsfeuchtigkeitsgehalt der Außenluft durch hohe Lufttemperaturen.

Eine möglichst hohe Bahntemperatur läßt sich durch Mittel, die auf der Dampfseite und die auf der Bahnseite der Trockenzyylinder liegen, erreichen. Dabei sind aber in erster Linie die Erfordernisse der Fabrikation selbst zu berücksichtigen und in den Vordergrund zu stellen, die dahin gehen, daß die Verdampfungstemperatur aus Gründen für beste Gütegrade des Papiere ein gewisses Maß nicht überschreiten darf. Andererseits liegen nach meinen Messungen die Bahntemperaturen besonders bei Zellstoff mit  $70^{\circ}\text{C}$ — $75^{\circ}\text{C}$ , ferner bei dicken Papieren, bei Karton und dergleichen relativ so niedrig, daß viele Sorten ohne weiteres noch eine Erhöhung ertragen können. Es ist aber auch klar, daß besonders bei dünnen und feinen Papieren die an und für sich schon hohen Temperaturen nicht mehr erhöht werden dürfen. Die Verbesserungen im Innern der Trockenzyylinder und besonders auch auf ihrer Bahnseite zielen dann in diesen letzteren speziellen Fällen darauf hin, durch verbesserte Wärmeübergangsverhältnisse nicht höhere Bahntemperaturen zu erreichen, sondern vielmehr solche Bedingungen zu schaffen, daß bei gleicher Bahntemperatur wie bisher mit einem niederen Druck in den Zylindern mit all seinen Vorteilen gearbeitet werden kann.

**Dampfseite der Zylinder.** Es sollen zuerst die Mittel auf der Dampfseite besprochen werden. Weit durchgreifender sind allerdings die Mittel auf der Bahnseite, da hier der Wärmeübergang wie früher gezeigt, sehr schlecht ist, während er auf der Seite des kondensierenden Wasserdampfes sehr gut ist. Eben auf der Seite, auf der er schlecht ist, also auf der Bahnseite, bringt die Verbesserung mit geringen Mitteln den größten Gewinn. Bei gleichbleibenden Verhältnissen an der Außenseite der Zylinder ist die Bahntemperatur dadurch zu steigern, daß man zu höheren Drücken übergeht, wodurch ohne weiteres die Sättigungstemperatur des Heißdampfes steigt und damit auch die Temperatur der Stoffbahn. Dies Mittel soll aber nur ein allerletzter Ausweg sein, wenn man sich gar nicht mehr anders helfen kann, da man, wie später noch eingehend besprochen wird, aus Gründen vermehrter Krafterzeugung in der Kraftmaschine mit allen Mitteln nach Senkung der Betriebsdrücke in den Zylindern trachten muß. Als weiteres Mittel zur Temperaturerhöhung der Stoffbahn kann man an überhitzten Dampf mit seinen höheren Temperaturen denken. Da für Beheizung der Trockenzyylinder in der Papierindustrie ausschließlich Abdampf- bzw. Anzapfdampf zur Verwendung kommt, liegen die Dampftemperaturen an und für sich nicht hoch. Immerhin kommen bei Dampfturbinen mit hohen Anfangsüberhitzungen an der Anzapfstelle bei 3 ata noch Dampftemperaturen von etwa  $200^{\circ}\text{C}$  also Überhitzungen von rund  $60^{\circ}\text{C}$  vor. Im allgemeinen geht nun die Ansicht dahin, daß der überhitzte Dampf wegen seiner schlechten Wärmeübergangsverhältnisse nicht zur Heizung von Trockenzyindern geeignet ist. Nun weist



aber Dr. Stender<sup>1)</sup> im Anschluß an einige kritischen Arbeiten über das gleiche Thema in der englischen Literatur darauf hin, daß in einer Rohrleitung gleichzeitig Abführung der Überhitzungswärme, Kondensation und Unterkühlung des Kondensators stattfinden kann, und daß die Wärmeübergangszahl des überhitzten Dampfes mit zunehmender Kondensation wächst, bis sie den Wert von der des reinen Sattdampfes erreicht hat. Er folgert daraus, daß die Dampfsättiger, die jetzt häufig vor den Trockenapparaten angeordnet sind, überflüssig seien, da überhitzter Dampf sehr wohl zur Heizung von Trockenapparaten brauchbar sei. Bei den Trockenzylindern der Papierindustrie liegen die Verhältnisse insofern für die Verwendung von überhitztem Dampf günstig, als die Wärmeübergangszahlen auf der Stoffseite sehr gering sind, am geringsten bei den letzten Zylindern der Trockenpartie. Es ist also, um Gleichgewicht in der Wärmeübertragung herzustellen, auf der Dampfseite gar keine große Wärmeübergangszahl nötig. Je schlechter also der Wärmeübergang vom Zylinder an die Stoffbahn ist, desto eher kann überhitzter Dampf Verwendung finden und umgekehrt. Das eine aber ist für eine gleichmäßige Trocknung des Papiers außerordentlich wichtig, daß die Temperaturen, besonders wenn es sich um überhitzten Dampf handelt, nicht schwanken dürfen, sondern konstant sein müssen.

Im Zusammenhang mit dem normalen Heizmittel für die Trockenpartie, das aus Dampf besteht, sollen auch hier einige Worte über die elektrische Zylinderheizung<sup>2)</sup> eingeschaltet werden. Dieselbe ist durchaus möglich, und zwar:

1. als direkte Widerstandsheizung, wobei die Heizkörper mitlaufen oder stehen können,
2. als indirekte elektrische Heizung, dadurch, daß der Dampf als Heizmittel beibehalten, aber in Elektrokesseln erzeugt wird.

Erstere Heizart ist in einer italienischen Fabrik versuchsweise angeordnet worden<sup>3)</sup>. Die letztere wird verschiedentlich in Schweden, Finnland und Kanada angewandt; hier ist ja die Heizungsart beibehalten, nur die Art der Dampferzeugung anders geworden, was auf die Heizwirkung des Dampfes in den Zylindern ohne Bedeutung ist. So werden z. B. in der Papierfabrik Wargöns, die gar keinen Kohlenverbrauch aufzuweisen hat, sondern allen Dampf mit Wasserkraft über Elektrokessel erzeugt<sup>4)</sup>, auch alle Trockenzylinder mit elektrisch erzeugtem Dampf geheizt. Dagegen hat die elektrische Widerstandsheizung den großen Nachteil, daß die Temperatur immer geregelt werden muß und nicht, wie beim gesättigten Dampf, eindeutig an den Druck gebunden ist und sich daher mit diesem in den vorkommenden Druckgrenzen nur sehr geringfügig ändert.

<sup>1)</sup> Dr. Stender: Der Wärmeübergang bei kondensierendem Heißdampf. Z. V. d. I. 1925, S. 905.

<sup>2)</sup> Dr. Stiel: Elektrische Papiermaschinenantriebe, S. 264. Leipzig: Hirzel.

<sup>3)</sup> Papierzeitung 1921, S. 429.

<sup>4)</sup> Wochenblatt 1921, S. 257.

Nach Dr. Stiel wäre nötig:

bei elektrischer Widerstandsheizung	1,47	kWst	je	1	kg	Papier
„ Elektrodampfheizung	1,8	„	„	1	„	„

dabei ist eine Wasserverdampfung von 1,65 kg Wasser je 1 kg Papier, ein Wirkungsgrad der Trockenpartie von 0,7, ein Wirkungsgrad der Elektrodampfkessel von 0,95 und ein Wirkungsgrad der elektrischen Widerstandsheizung von 1,0 zugrunde gelegt.

Verglichen mit der normalen Dampfheizung, die auf dieser Basis rund 0,332 kg Kohle von 6000 kcal je 1 kg Papier zum Trocknen verlangt, also bei 30.— Mark pro Tonne Kohlenpreis Heizungskosten von 1 Pfennig je 1 kg Papier verursacht, dürfte die Kilowattstunde im ersten Falle nur 0,57 Pfennig, im zweiten nur 0,55 Pfennig kosten, Strompreise, zu denen in Mitteleuropa die Kilowattstunde kaum in Ausnahmefällen als Nachtkraft zu haben sein wird.

Mag nun für die Zylinderheizung Satttdampf oder überhitzter Dampf verwandt werden, so ist gleichermaßen auf gute Kondenswasserabfuhr und gute Luftabfuhr zu achten. Bisher wurde das Kondensat, das sich im untern Teil der Zylinder sammelte durch Schöpfer herausgenommen und durch Kondensstöpe abgeführt. Dabei konnten sich an den Zylinderwandungen ungehindert sehr dünne Wasserschichten bilden, die die Kondensationsvorgänge stark stören. Bei schnelllaufenden Maschinen haftet sogar eine Wasserschicht von mehreren Millimetern Dicke an der innern Zylinderwand, mit der sie ständig umläuft. Das jetzige System der Kondenswasserabfuhr hat dabei noch den Nachteil, daß der Schöpfer bei seinem Umlauf mit dem Zylinder größtenteils den Dampfraum durchstreicht und auch Dampf auf den Kondensstopf gibt. Ganz kurze Zeit durchläuft er dann den Raum, in dem das Kondenswasser steht, nimmt dieses auf, um dann wieder in den Dampfraum zu treten. Es findet also eine stoßweise und keine kontinuierliche Wasserabführung statt. Die Zylinder sind dabei alle nebeneinander geschaltet, jeder Zylinder braucht einen Kondensstopf.

Diese Übelstände vermeidet die sogenannte Serienschaltung der Trockenzyylinder, die sich in Amerika sehr gut eingeführt hat und sich auch in Deutschland immer mehr einbürgert. Es sind dabei zwei Arten zu unterscheiden, bei der ersten sind mehrere Zylinder hintereinander geschaltet, der Dampf bläst nur durch die Zylinder durch, in einem Wasserabscheider hinter dem Zylinder wird ihm seine Feuchtigkeit abgenommen, er tritt dann in den nächsten Zylinder ein, bis er auf diese Art eine ganze Serie von 4—8 Zylinder durchlaufen hat. Oder aber, der Dampf tritt parallel in eine Zylindergruppe ein, durchläuft dieselbe, wird dann über einen Wasserabscheider geführt, worauf er parallel eine zweite Zylindergruppe durchläuft usw. Abb. 25 a und b veranschaulicht schematisch beide Schaltungen. Diese Schaltungen besitzen große Vorzüge, es ist bewegter, kein ruhender Dampf im Zylinder, das Kondensat wird dauernd abgeführt, die Mehrzahl der Kondensstöpe mit all ihren bekannten Nachteilen, Störungen und Verlustquellen fallen fort. Dabei ist die Schaltung gewöhnlich so, daß der Dampf am Schluß der Trockenpartie am sogenannten Trockenende, wo die Stoffbahn am

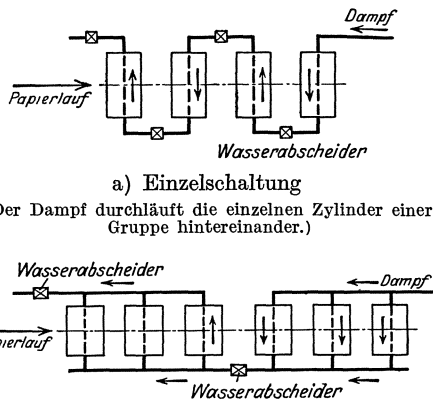
heißesten und damit die Temperaturgefälle an und für sich am geringsten sind, eintritt und am Naßende also an der Partie, die der Naßpartie am nächsten liegt, austritt, also im Gegenstrom zur Papierbahn läuft. Es ist auch versucht worden, die ersten Zylinder, die bei den Papiermaschinen doch eigentlich nur Anwärmerarbeit zu leisten haben, mit dem Kondensat unter dem betreffenden Druck zu beheizen, um die Nachverdampfungsverluste abzumindern.

Andere Bestrebungen, die Zirkulation in dem Trockenzyylinder zu verbessern, gingen dahin einen zweiten Zylinder in den ersten einzubauen, in der richtigen Erkenntnis, daß durch die dann bestehenden schmalen

Ringräume größere Dampfgeschwindigkeiten mit ihren Vorteilen geschaffen würden<sup>1)</sup>. Solch eingeschaltete Innenzylinder werden aber schwer und teuer, da sie für 3—4 ata Außendruck dimensioniert sein müssen. Man kann diesen Nachteil umgehen, wenn man die Innenzylinder mit großen Bohrungen versieht, so daß sie entlastet sind. In solchen Fällen können sie aus dünnem Blech gebildet sein.

Das Metzger-Lütschen Verfahren sucht durch Einbau von innenliegenden Siebzylindern die Wärmeübergangszahlen zu verbessern. Diese Siebe haben eine sehr große Anzahl Löcher von etwa 1 mm Durchmesser, so daß die Innenfläche des Trockenzyinders von sehr vielen feinen Dampfstrahlen senkrecht getroffen wird, die zugleich die am Zylinder haftenden laminaren Wasserschichten zerstören sollen.

Ebenfalls um Zirkulation und Dampfgeschwindigkeit im Zylinder zu schaffen, trachtet man nach Mitteln und Wegen den Dampf nur durch die Zylinder durchblasen zu lassen, ihn aber dann nochmals auf Druck zu bringen und zur Heizung wiederzuverwenden. Grundsätzlich ginge das durch die Wärmepumpe; durch den Turbokompressor würde dieses Verfahren zu kompliziert, auch würde es zuviel Kraft erfordern. In etwas veränderter Form wird das gleiche durch einen Strahlkompressor erreicht. Derselbe saugt durch Frischdampf bzw. durch solchen Abdampf, der im Trockenzyylinder noch nicht gearbeitet hat, den Dampf, der aus den Trockenzyindern kommt, und durch einen Wasserabscheider von seinem Wasser befreit ist, wieder an, komprimiert ihn



a) Einzelschaltung  
(Der Dampf durchläuft die einzelnen Zylinder einer Gruppe hintereinander.)  
b) Gruppenschaltung  
(Der Dampf durchläuft eine Zylindergruppe und tritt dann in eine andere Gruppe ein.)

Abb. 25 a, b. Serienschaltungen von Trockenzyindern.

<sup>1)</sup> D.R.P. 153508 u. 302708.

auf einen Druck, der für die Heizung wieder geeignet ist, und drückt ihn nochmals in die Zylinder. Einen solchen Dampfumformer baut die Lurgi G. m. b. H. Frankfurt. Derselbe läßt sich auch dazu verwenden, aus dem Abdampfnetz von z. B. 2 ata, Dampf aufzunehmen, um denselben mit Hilfe dieses Strahlkompressors, der nur eine geringe Frischdampfmenge braucht, für Zylindergruppen, die einen höheren Zylinderdruck brauchen, wie z. B. Filztrockner, großer Zylinder, auf den nötigen Druck hinaufzukomprimieren. Auf diese Art und Weise kann vermieden werden, daß die ganze Maschine nur wegen ein paar Zylindern, die höheren Druck brauchen, mit diesem Druck beheizt wird, wobei dann die Dampfmaschine in ihrer Leistung unnötigerweise durch den hohen Gegendruck herabgesetzt würde. Es wird also hier künstlich ein weiteres Drucknetz für einen beschränkten Anwendungskreis geschaffen.

Für die Abführung von Luft aus den Zylindern, die sich bei den Kondensationsvorgängen aus dem Dampf abscheidet, ist meist schlecht gesorgt. Oft ist nur Luft die Ursache vom schlechten Arbeiten der Trockenzyylinder, da sie den Wärmeübergang außerordentlich stört. Lufthähne hinter jedem Zylinder sollten angebracht, aber auch betätigt werden. Auch gibt es Konstruktionen, wo eine Naßluftpumpe die sich sammelnde Luft absaugt.

Oft werden Befürchtungen geäußert, daß sich bei ölhaltigem Abdampf von Kolbenmaschinen an der inneren Zylinderwand Ölschichten bilden können, die infolge der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Öles den Wärmeübergang stark stören, so daß schlecht getrocknete feuchte Stellen im Papier bleiben. Für die Heizfähigkeit des Abdampfes ist es nun belanglos, ob er vorher entölt wurde oder nicht, es wird nur darauf ankommen, ob die Heizflächen zum Ablagern von Öl Gelegenheit geben. Ungünstige Erfahrungen mit nichtentöltem Abdampf macht man in der Regel weniger bei den Heizflächen als bei den Kondenswasserableitungen. Es sind nur wenige Fälle bekannt, wo sich bei Papiermaschinen die Trockenzyylinder teilweise mit einer Ölkruste belegt hatten, so daß die Zylinder ungleichmäßig trockneten. Bei Einzylindermaschinen können die Störungen durch innere Ölflecke unangenehm werden. Die Bedeutung der Entölung des Abdampfes von Kolbenmaschinen liegt mehr im Gebiete der Ölrückgewinnung und der Gewinnung reinen Dampfwassers<sup>1)</sup>. Auch Eberle<sup>2)</sup> sprach sich dahin aus, daß eine vollkommene Entölung nach dem heutigen Stand der Technik nicht möglich sei, um so weniger, je höher überhitzt der Dampf ist. Daher sind die Entöler wenn längere Leitungen in Betracht kommen, zweckmäßig nicht direkt hinter die Kraftmaschine, sondern möglichst nahe an die Verbrauchsstelle zu setzen. Im allgemeinen wird ja die Frage, ob ölhaltiger Maschinenabdampf den Heizvorrichtungen schadet, immer mehr verschwinden, je mehr die Turbine mit ihrem vollkommen ölfreien Ab-

<sup>1)</sup> Zeitschrift des Bayr. Revisions-Vereins 1921, S. 174.

<sup>2)</sup> Hauptversammlungsbericht 1924, S. 98, des Vereins der Zellstoff- und Papierchemiker und -Ingenieure.

dampf, der alle Entöler überflüssig macht, sich in der Papierindustrie einbürgert.

Die Notwendigkeit guter Instandhaltung der Kondensstöpfe ist noch besonders zu betonen. Es trifft dies zwar für einen jeden Betrieb zu, doch tritt der Kondensstopf gerade in der Papierindustrie mit ihren vielen Trockenzylindern, in größter Häufung auf, so daß sich also auch die Verlustquellen, die durch die Kondensstöpfe in den Betrieb hereinkommen, stark summieren. Es ist zahlenmäßig festgestellt, daß schlecht gewartete Kondensstopfanlagen Dampfverluste an der Maschine von über 20% bringen können, die so und so oft gar nicht beachtet werden. Deshalb müssen die Kondensstöpfe gut und übersichtlich zur Aufstellung kommen, an Stellen, wo sie ohne zu große Schmutzarbeit, ohne gebückte körperliche Haltung und ohne zu große sonstige Unannehmlichkeiten nachgesehen werden können. Dann werden diese Kondensstöpfe auch besser gewartet, als wenn sie in Winkeln stehen, wo sie kaum zu finden sind. Zweckmäßig sind die Töpfe bei großen Trockenpartien genau wie die Zylinder zu numerieren und die laufende Revision derselben in ein Heft, das bei der Maschine aufliegt, einzutragen. Sehr viel Dampf kann auf diese Weise gespart werden.

Neuerdings rüstet man Maschinen, die in mehreren Zylindern gleiche Drücke haben, mit einem Topf aus. Es ist dies erstens nur in dem Spezialfall zuzulassen, daß die Zylinderdrücke gleich sind, aber auch hier wird verschiedentlich gewarnt, mehrere Zylinder an einen Topf zu hängen, da sie sich gegenseitig in ihrer Arbeitsweise stören können<sup>1</sup>). Jedenfalls ist ein solcher Topf sehr reichlich zu dimensionieren und am besten doppelt mit Umschalthahn anzuordnen, so daß der eine Topf jederzeit nachgesehen werden kann. Auch darauf ist zu achten, daß die Kondensatsammelleitung hinter den Töpfen groß genug ist und zwar bedeutend größer wie diejenige vor den Töpfen. Sie hat nämlich nicht nur das Wasser, sondern auch den Dampf der Nachverdampfung, der großen Raum einnimmt und vor den Töpfen in Form von Wasser vorhanden war, abzuführen.

**Bahnseite der Zylinder.** Die beste Ausbildung der Dampfseite der Trockenzylinder nützt nichts, wenn die Stoffbahn die vom Dampf in den Zylinder geschickte Wärme nicht abnimmt, und zwar deshalb nicht abnimmt, weil die Berührung zwischen Bahn und Zylinder nicht innig genug ist. Alle diese Verbesserungen im Innern des Zylinders treten erst in augenfällige Wirkung, wenn  $\alpha_1 < \alpha_2$  wird, das heißt wenn die Wärmeübergangszahl vom Dampf an die Zylinderwand kleiner ist, wie diejenige von der Wand an den Stoff. Es ist aber bekannt, daß die Wärmeübergangsverhältnisse zwischen Zylinder und Stoffbahn schlecht sind und es ist eine alte Erfahrungstatsache, daß die Verbesserung in einem Wärmeübertragungssystem da einsetzen muß, wo die schlechteste Wärmeübergangszahl vorliegt, also außen am Zylinder.

---

<sup>1</sup>) Gramberg: Konstruktion und Verwendung der Wasserableiter. Z. V. d. I. 1924, S. 1037.

Hier läßt sich durch Aufpressen der Bahn auf den Zylinder viel erreichen. Eine hohe Bahntemperatur soll zur Erzielung größter Verdampfungsstärke erreicht werden; aus diesem Grunde ist darnach zu streben, den Temperatursprung, der jetzt zwischen Zylinderaußenwand und Stoff infolge schlechter Berührung besteht und der nach meinen Messungen und nach Angabe in der Literatur<sup>1)</sup> 10<sup>0</sup>—20<sup>0</sup> C und mehr ausmachen kann zu verringern. Ein Mittel hierzu ist die weitgehendste Verwendung von Anpreßwalzen. Die gute Wirkung auf den Trockenprozeß, den die Anpressung der Stoffbahn auf die Zylinder ausübt, ist schon lange bekannt, aber noch lange nicht ergiebig genug ausgenützt. Das beste Beispiel sind die Hauptwalzen der Selbstabnahmemaschine und die Filzwickelwalzen der Maschine für einseitig glatte Zellstoffpapiere. Waren auch beide Walzen, wohl aus dem Grund in der Maschine angeordnet worden, um durch die starke Aufpressung der Papierbahn auf die Zylinderfläche gute einseitige Glätte zu erzielen, so erkannte man doch sehr bald, die vorzügliche Wirkung solcher Anpressung auf die Wärmeübertragung vom Zylinder an das Papier. Auch sonst finden sich schon vor Jahren in der Literatur Hinweise auf die gute Wirkung solcher Anpreßwalzen. Schaaf<sup>2)</sup> berichtet von dem Vortrockner einer Papiermaschine, auf dem eine Andruckwalze angeordnet war. An anderer Stelle<sup>3)</sup> wird von gummiumkleideten Anpreßwalzen berichtet, die als Auflaufleitwalzen für Braunholzpapier dienen, wobei bei geringem Dampfverbrauch schöne Glätte erzielt wurde. Auch die Verwendung geheizter und ungeheizter Anpreßwalzen auf den Trockenzyklindern anderer Industrien sind bekannt<sup>4)</sup>.

Die gute Wirkung der Anpreßwalzen wird auch durchaus klar, wenn man sich den Wärmeübergang von Dampf auf die Stoffbahn vorstellt. Im Zylinder kondensiert der Dampf, seine Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  ist unter günstigen Verhältnissen 5000—8000, also sehr hoch, die Wärmeleitfähigkeit des Zylindermantels selbst ist gut, aber der Wärmeübergang vom Zylinder auf die Zellstoff- oder Papierbahn ist schlecht, einmal, weil an und für sich die Wärmeübergangszahlen von einer Wand an warmes Wasser tief liegen und dann weil die Zellstoff- und Holzschliffteile noch wärmeisolierend für die Weiterleitung der Wärme zur anderen Stoffseite wirken, dann auch, weil sich zwischen Wand und Stoff leicht ein Dampf- oder Luftpolster bildet, das nochmals isolierend wirkt. Bei großen Zellstoffentwässerungsmaschinen, die ich verschiedentlich nachrechnete, fand ich Wärmeübergangszahlen von 80—200, diese sind also außerordentlich klein gegenüber der Wärmeübergangszahl im Innern des Zylinders für kondensierenden Dampf. Die Wärme, die der Dampf bei der Kondensation anbietet und abgeben könnte, wird also höchst langsam und träge von der Gegenseite abgenommen. Die Innenseite des Zylinders tut ihre Schuldigkeit und liefert Wärme in großer Menge, die Gegenseite aber kann

<sup>1)</sup> Brahmaer a. a. O. siehe Fußnote 1 S. 108.

<sup>2)</sup> Schaaf: Die Trockenpartie der Papiermaschine. Wochenblatt 1912, S. 26.

<sup>3)</sup> Wochenblatt 1912, S. 1793.

<sup>4)</sup> Schweizer Patent Nr. 964.

sie aus obigen Gründen nicht abnehmen. Dem großen Wärmeangebot des Dampfes steht also die träge Abnahme gegenüber. Nimmt man die Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  des kondensierenden Dampfes zu 6000 und die Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  vom Zylinder an den Stoff mit durchschnittlich 150 an, so heißt das, daß der kondensierende Dampf in der Zeiteinheit das 40fache an Wärme anbietet, was der Stoff an Wärme abnehmen kann; mit anderen Worten, durch die träge Wärmeabnahme auf der Außenseite wird die in der Zeiteinheit mögliche Wärmeabgabe des Dampfes auf die 40fache Zeit verteilt.

Es hat sich an einer Zellstoffentwässerungsmaschine folgerichtig gezeigt, daß man die Leistungsfähigkeit durch Auflegen von mehreren Anpreßwalzen bedeutend heben kann, und daß man dadurch ein sehr einfaches Mittel in die Hand bekommt, die Leistungssteigerungen von filzlosen Trockenpartien zu erzwingen<sup>1</sup>). Dabei kann man auf Belastungszahlen von 20—24 kg Wasserverdampfung je Quadratmeter und Stunde auf nackten Zylindern in den Trockengehaltsgebieten von 40—56 % kommen. Wie sehr andererseits durch übertriebenes Heizen der Zylinder ohne die nötigen Hilfsmittel zur guten Wärmeabnahme vom Zylinder das Gegenteil vom guten Wärmedurchgang erreicht werden kann, zeigte sich in einem mir bekannten Werk. Dort wurden die Trockenzyylinder, um die Produktion zu steigern, stark geheizt; gearbeitet wurde ein sehr schmieriges Papier. Zwischen den Zylindern entstand nun eine Dampfschicht von solchem Druck, daß der Zylinder wohl weiterlief, Papier und Filz aber abgehoben wurden, so daß sie stehen blieben; ließ man mit der Heizung nach, so verlor sich die Erscheinung wieder. Es war dies keine Einzelercheinung, sondern konnte beliebig oft wiederholt werden.

So gut die Wirkung der Anpreßwalzen an und für sich ist, so lassen sie sich natürlich nicht wahllos überall anwenden, besonders bei Papier kommt es immer darauf an, nicht die einzelnen Zylinder zu stark zu forcieren, sondern langsam und nicht übereilt zu trocknen. Andererseits gibt es Fälle wo diese Walzen mit sehr großem Vorteil angewandt werden können.

Auf eine Tatsache ist noch hinzuweisen, wodurch die Leistungsfähigkeit der Maschine örtlich stark absinken kann, es sind das die Temperaturverluste in der Bahn, während ihres Laufes über die Maschine. Es kann nämlich beobachtet werden und unten sind einige Fälle als Beispiele zahlenmäßig angeführt, daß die Temperatur in der Stoffbahn, besonders wenn sie längere Zeit frei läuft, um mehrere Grade fällt. Diese Temperatursenkung, ohne daß gleichzeitig Heizung durch die Zylinder erfolgt, rührt daher, daß die Wärme zur Verdampfung des Wassers aus dem Wärmeverrat der Bahn, also im wesentlichen aus dem des Wassers genommen wird, wodurch natürlich die Bahn abkühlt; aus diesem Grunde wird diese Wärme auch Verdunstungskälte genannt. Täglich

---

<sup>1</sup>) Siehe auch schwedisches Patent 54408 (Svensk Pappers Tidning 1924 S. 294). Es sind dort 3 Walzen auf den Vorwärmezyylinder gelegt, die zugleich die Stoffbahn anpressen und Wasser auspressen.

kann man sie am eigenen Körper bei Wasserverdampfungen auf der Haut besonders bei windigem Wetter usw. spüren. Das Absinken in der Temperatur der Bahn ist also zum allergrößten Teil kein Wärmeverlust, wie oft fälschlich angenommen wird, denn die Wärme hat Arbeit geleistet, sie hat Wasser verdampft, und wenn man die Trockenproben genau genug machen könnte, müßte man am Ende einer solchen freien Abdampfungsstrecke einen höheren Trockengehalt vorfinden als vorher. Das schädliche an diesem Temperaturabfall ist aber die Störung des kontinuierlichen Verdampfungsvorganges und seine Herabminderung an der betreffenden Stelle; fällt die Temperatur der Bahn, so wird der Dunstdruck, der der Wassertemperatur entspricht, erheblich kleiner, die Differenz der Dunstdrücke,  $P - p$ , nimmt stark ab, also auch die Verdampfung. Wenn die abgekühlte Stoffbahn auf den nächsten Zylinder kommt, so muß sie dort erst wieder auf die ursprüngliche Verdampfungstemperatur und Verdampfungsstärke durch neuen Wärmenachschub gebracht werden. Je weiter hinten in der Maschine ein solcher Temperaturabfall liegt, desto weniger schlimm wirkt er sich aus, da nicht mehr so große Wassergewichte von der Bahn mitgeschleppt werden und die Temperatursenkungen zeitlich rascher eingeholt werden können.

Die Temperatur der Stoffbahn soll von Anfang an stetig steigen, bzw. wenn sie eine gewisse Höhe erreicht hat, gleichbleiben. Über die Temperaturverhältnisse an einer Trockenpartie sowohl was die Zylinderaußentemperaturen, als auch was die Bahntemperaturen und zwar auf der Innen- und der Außenseite betrifft, herrscht noch große Unklarheit, und es ist hier noch Raum für verdienstvolle Arbeiten. Besonders die Temperaturen an der Außenwand der Zylinder sind wichtig. Messungen sowohl über die Temperaturabnahme im Stoff, von einem Zylinder zum anderen, also über die Verdunstungskälte, wie auch über den Temperatursprung vom Zylinder zum Stoff hat Brahmer<sup>1)</sup> veröffentlicht. Auch auf die dort angeführten Temperaturunterschiede zwischen der Innen- und Außenseite der Zellstoffbahn ist aufmerksam zu machen. Auf der Oberseite der Fläche, wo ungehindert die stärkste Abdunstung stattfinden kann, ist die Abnahme in der Temperatur von einem zum anderen Zylinder  $69,5 - 64 = 5,5^{\circ} \text{C}$ . Auf der unteren Fläche, wo für die Abdunstung schlechte Verhältnisse bestehen, ist sie nur  $65 - 64 = 1^{\circ} \text{C}$ . Im Mittel ist der Temperaturverlust  $3,25^{\circ} \text{C}$ . Zugegeben muß werden, daß die Temperaturmessungen der Stoffbahntemperaturen, mehr noch der Zylinderwandtemperaturen schwierig und noch ziemlich ungenau sind, doch handelt es sich an ein und derselben Maschine nur um Relativwerte, da man ja die Messungen immer in der gleichen Art und gleich sorgfältig machen kann. Ich hatte Gelegenheit an einem Vorwärmezylinder, an dem der Stoff mit  $70 - 72^{\circ} \text{C}$  auslief, festzustellen, daß er bei seinem Weg über die zweite Presse bis zum ersten Trockenzylinder fast  $10^{\circ} \text{C}$  verlor. Dieser Temperaturverlust muß einer entsprechenden Wasserverdampfung entsprechen. Die Rechnung ergibt

<sup>1)</sup> Brahmer: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 108.



auch, daß der Stoff, der hinter der zweiten Presse bei einer Stofftemperatur von  $60^{\circ}\text{C}$   $39,0\%$  absoluttrocken ist, vor dem ersten Zylinder aber nur mehr  $52^{\circ}\text{C}$  hat, durch die zwischen zweiter Presse und erstem Zylinder erfolgte Temperaturabnahme von  $8^{\circ}\text{C}$  eine Erhöhung im Trockengehalt von  $39,0$  auf  $39,2\%$  erfahren haben muß.

**Belüftung.** Die Trocknung der Zellstoff- und Papierbahnen ist bis auf wenige Ausnahmen ein Verdunstungsprozeß an der der Luft zugekehrten Oberfläche der Bahn. Bei jedem Verdunstungsprozeß spielt aber die Luft oder genauer der Druck des Wasserdampfes in der Luft eine hervorragende Rolle. Hat man erst einmal richtig erkannt, daß der Verdunstungsprozeß von der Bahntemperatur und von der Lufttemperatur abhängig ist, daß die Luft den Wasserdampf aufnehmen und forttragen muß, und daß eben dann kein Wasserdampf mehr aus der Bahn abduften kann, wenn die vorhandene Luft schon mit Wasserdampf gesättigt ist, so wird man den überragenden Wert einer guten Belüftung der Maschine sofort richtig einschätzen. Dabei verstehe ich unter Belüftung die Abfuhr der mit Wasserdampf möglichst gesättigten Luft und zugleich die Zufuhr von neuer möglichst warmer und damit möglichst trockener Luft, also von solcher mit niedrigem Dunstdruck. Nach und nach dringt diese Erkenntnis auch immer mehr in die Praxis ein, man sucht die Maschinen besser zu belüften und erzielt dadurch, was die Leistungssteigerung anbelangt, große Erfolge. Zahlenmäßig liegen hier leider noch wenig Angaben vor. Alfthan<sup>1)</sup> gibt an, daß durch intensive Belüftung der Maschine mit Warmluft von  $51^{\circ}\text{C}$  die Produktion auf ihr bei gleichem Anfangstrockengehalt um  $13,6\%$  gesteigert werden konnte. Gebrauchte wurde  $8\text{—}9\text{ m}^3$  Warmluft je  $1\text{ kg}$  lufttrocknen Stoff. Erwärmt wurde die Luft von  $13^{\circ}\text{C}$  auf  $51^{\circ}\text{C}$  durch Abdampf. Verbrauchte wurden  $350\text{ kg}$  Dampf in der Stunde, bezogen auf  $1\text{ kg}$  lufttrocknen Zellstoff  $0,306\text{ kg}$  Dampf.

Während man früher es der Luft überhaupt überließ, sich den Weg zur und durch die Trockenpartie selbst zu suchen, führte man sie später durch Verteilungsroste geordnet und in der nötigen Menge unter die Maschine. Verschiedene Patente versuchen die Luft in zwangsläufiger Form den Zylindern zuzuführen. Auch gibt es Vorschläge, die Luft in ähnlichem Lauf wie die Filze zwangsläufig um die Papierbahn herumzublasen und zwar der Laufrichtung<sup>2)</sup> entgegen.

Eine ganz neue und aussichtsreiche Art der Belüftung stellt die Hochdruckblaseinrichtung für Zellstoffentwässerungs- und Papiermaschinen von Grewin<sup>3)</sup>, Norrköpping, die von der Firma J. M. Voith, Heidenheim hergestellt wird, dar. Grewin bläst dabei nach Abb. 26 ganz dünne Luftstrahlen unter einem Druck von  $300\text{—}600\text{ mm}$  Wassersäule in die Zwischenräume der Zylinder ein und zwar wechselweise, einmal von der Führer-, das andere Mal von der Antriebsseite aus, saugt so die Schwaden nach der Gegenseite ab und führt zugleich von der Saugseite

<sup>1)</sup> Alfthan: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 109.

<sup>2)</sup> Papierfabrikant 1924, S. 12.

<sup>3)</sup> Papierfabrikant 1925, S. 602.

her neue, wasserdampfaufnahmefähige Luft mit geringem Dunstdruck an die Bahn heran. Die Erwärmung der Luft kann mit dem Kondensat der Maschine erfolgen. Das Verfahren erfordert nur Luftrohrleitungen von kleinem Durchmesser die den Platz an der Maschine nicht versperren und kann an jeder Maschine auch noch nachträglich leicht angeordnet werden. Es werden keine Rohre zwischen die Zylinder eingebaut, das Aufführen ist also nicht behindert. Infolge des starken Druckes bläst der Luftstrahl auch bei Zylindern an Maschinen von größter Breite, auf die ganze Maschinenbreite durch. Für die kurze Zeit seines Bestehens hat sich das Verfahren schon gut eingeführt.

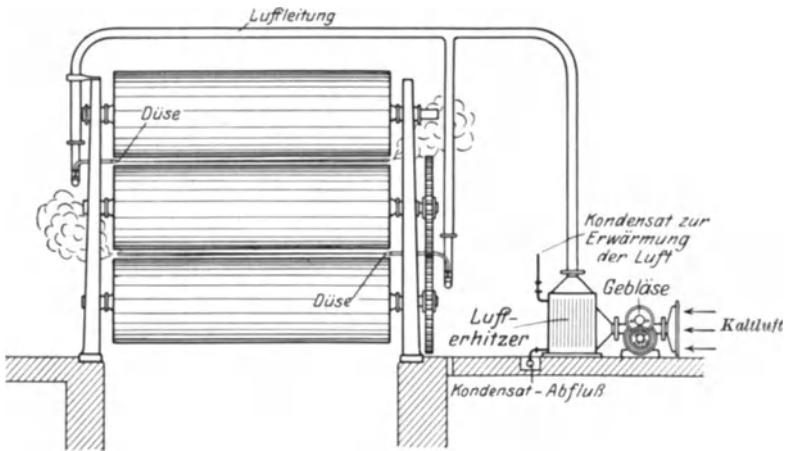


Abb. 26. Hochdruck-Blasinrichtung System Grewin.

Aus dem Bestreben, dem Schwaden bessere Abzugsmöglichkeit zu schaffen, überhaupt die Maschine besser zu belüften, zugleich aber auch mit dem Bestreben, an Grundrißfläche zu sparen, ist auch die sogenannte Vertikaltrockenpartie (Etagentrockenapparat) entstanden. Der Name ist schlecht gewählt, denn man stellt sich darunter stehende Trockenzylinder vor, dem ist aber nicht so; wie Abb. 27 zeigt, liegen vielmehr die Trockenzylinder in Vertikalreihe übereinander. In Amerika sind diese Art der Trockenpartien besonders für große Kartonmaschinen mit 40 und 50 Zylinder eingeführt und haben sich dort gut bewährt. Die Zylinderdurchmesser sind dabei allgemein nur 800 bis 1200 mm.

Alles in allem ist die gute Belüftung der Maschine eine Grundbedingung zur Leistungssteigerung und in sehr vielen Werken lassen sich hier noch Verbesserungsmöglichkeiten finden. Die Wirkung guter Belüftung muß noch viel mehr erkannt und noch viel mehr ausgenutzt werden. Es sind mir Fälle bekannt, wo allein durch gute, gleichmäßig unter die Trockenpartie verteilte warme Luft die Leistung der Maschine um 15% und mehr gehoben werden konnte. Warmluft sollte außerdem weitgehendst zur Filztrocknung verwandt werden. In Amerika werden

die Filze vielfach durch Aufblasen von Warmluft getrocknet. Der Kraftbedarf des Ventilators wird durch Fortfall der Filztrockner mehr wie ausgeglichen.

Die Luftanwärmung kann dabei auf verschiedene Art erfolgen.

1. Automatisch durch die Wärmeabgabe der freien Zylinderfläche; diese Frage ist früher schon behandelt.

2. Durch einfache Zusatzheizungen, die vor der Maschine liegen in Form von Rippenheizkörpern usw.

3. Durch das von der Maschine abgehende Kondensat zur besseren Ausnützung seiner Flüssigkeitswärme; demselben soll womöglich noch

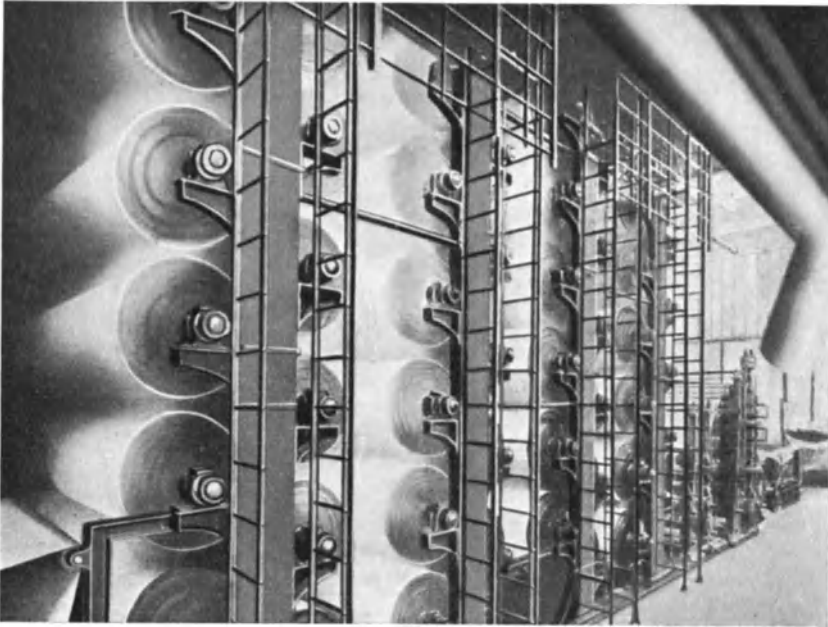


Abb. 27. Etagentrockenapparat in 4 Gruppen.

unter dem Zylinderdruck die Wärme entzogen werden, so daß die Nachverdampfungsverluste fortfallen. Das Kondensat kann weitgehendst abgekühlt werden, da Rauchgaswärme genug zur Verfügung steht, um es im Rauchgas-Speisewasservorwärmer wieder auf Temperatur zu bringen. Zugleich kommt es bei dieser Verwendungsart kühler in die Speisepumpen, was von Vorteil ist.

4. Durch Ausnützung der in dem Schwaden enthaltenen Verdampfungswärme zur Frischluftanwärmung.

Die unter dem Namen Deckenheizung bekannte Einrichtung, die Untersicht der Decke des Papiermaschinenraumes durch aufgehängte Dampfrohrleitungen zu heizen, dient nicht zur Lufterwärmung zwecks Wasseraufnahme, sondern hat die Aufgabe, den Niederschlag der

feuchten Luft, die von der Maschine aufsteigt, an den etwas kälteren Decken zu verhindern, da sonst Tropfenbildungen mit all ihren nachteiligen Folgen auftreten würden.

In Abb. 24 ist bereits ein Schema, wie die Kondensatwärme oder wenigstens ein Teil davon zur Luftanwärmung verwandt werden kann, gegeben worden. Das Kondensat wird hinter der Trockenpartie einer Warmluftbatterie von 312 m<sup>2</sup> Heizfläche zugeführt. Die Warmluft aus der Warmluftbatterie wird in geeigneten Kanälen unter die Maschine geleitet. In vorliegendem Fall tritt die Kaltluft mit 21° C in den Apparat ein, die Warmluft mit 53° C aus, das Kondensat tritt mit 105 bzw. 120° ein und mit 93° aus, die Wärmeübertragung erfolgt im Gegenstrom. Auf diese Art und Weise wird auch dort erreicht, daß die Flüssigkeitswärme des Kondensats, die über 100° C liegt und sonst durch Nachverdampfung verloren gehen könnte, gut ausgenützt wird.

Die Ausnützung der Schwadenwärme zur Frischluftanwärmung wird später noch ausführlich behandelt.

### c) Der Dampfdruck im Zylinder und seine Abminderung.

Früher wurde die Trockenpartie häufig mit von Kesseldruck abgedrosseltem Frischdampf beschickt, eine Heizungsart, die heutzutage als ein überwundener Standpunkt gelten muß, nachdem die Wichtigkeit allen Heizdampf vor seiner Verwendung zur Heizung zur Krafterzeugung heranzuziehen, doch Allgemeingut zu werden scheint. Als Beheizungs mittel für die Trockenzyylinder kommt also nur Abdampf von Kraftmaschinen in Frage, ausgenommen einzig und allein die Fälle, in denen Fabriken ausgebaute Wasserkräfte besitzen, die die ganze Kraftversorgung übernehmen, was hauptsächlich in den nordischen Ländern der Fall ist. Die elektrische Widerstandsheizung der Trockenzyylinder hat sich, wie auf S. 115 dargelegt, aus verschiedenen Gründen auch für solche Werke nicht durchzusetzen vermocht.

Was den Dampfdruck im Zylinder betrifft, so findet man bei röschen holzhaltigen Papieren gewöhnlich bei ausreichenden Trockenpartien 2,25—2,5 ata, bei stark geleimten, schmierig gemahlten Papieren 3—3,5 ata. Als Grundgedanke muß aber immer wieder betont werden, daß im allgemeinen darnach zu streben ist, den Druck in den Zylindern möglichst abzumindern, um den Dampf in der Kraftmaschine weitgehendst auszunützen. Auch hier wieder ist ausdrücklich darauf hinzuweisen, wie außerordentlich wichtig das ist. Die dadurch erreichte Herabsetzung des Gegendrucks der Kraftmaschinen ist für ihre Leistungssteigerung weit bedeutungsvoller als eine gleiche Druckerhöhung im Kessel. Ein Zahlenbeispiel soll es zeigen. Angenommen, eine Zellstoffentwässerungsmaschine mit 2000 kg absoluttrocknem Stoff Stundenproduktion arbeite bisher mit 3 ata in den Zylindern, durch zweckmäßige Maßnahmen werde nun der Druck auf 2 ata herabgesetzt. Es ist zu überlegen, wieviel Kraft die Kraftmaschine dadurch mehr leistet. Ist der jetzige Dampfzustand hinter der Kraftmaschine 3 ata 166° C, so ist das adiabatische Wärmegefälle bis auf 2 ata 18 kcal;

ist der Wirkungsgrad der Turbine 70 %, dann lassen sich davon 12,6 kcal zur Krafterzeugung ausnützen. Da 1 PS<sub>e</sub> äquivalent mit 632 kcal ist, so braucht man zur Erzeugung von einer Pferdestärke im vorliegenden Falle  $\frac{632}{12,6} = 50$  kg Dampf. Da nun der Dampfverbrauch der Trockenpartie rund 3700 kg in der Stunde sein wird, so ist die Mehrerzeugung an Kraft, die man an der Turbinenwelle dadurch erreichen kann, daß man den Druck an der Trockenpartie von 3 ata auf 2 ata abmindert, 74 PS<sub>e</sub> = 56 kW. Wollte man die gleiche Mehrkraft durch Erhöhung des Kesseldruckes von z. B. 15 ata 300° C ab nach aufwärts erzielen, so müßte man auf 20 ata 350° C hinaufgehen.

Dieser Dampf von 2 ata ist seinem ausnützbaren Wärmewert fast gleichwertig mit dem von 3 ata; die Meinung, daß der erstere wesentlich minderwertiger ist wie der letztere und deshalb bedeutend mehr davon gebraucht würde, ist falsch, wie die Rechnung zeigt.

Die Gesamtwärme von Dampf von 3 ata 166° C beträgt	668 kcal
die entsprechende Flüssigkeitswärme, mit der das Kondensat bei 3 ata abgeht	133,5 „
ausgenützt im Zylinder	534,5 kcal je 1 kg Dampf
Gesamtwärme des Dampfes von 2 ata 130° C, welche Temperatur sich bei der Entspannung auf 2 ata von 3 ata 166° C als Endtemperatur ergibt	654,2 kcal
die entsprechende Flüssigkeitswärme mit der das Kondensat bei 2 ata abgeht	120 „
ausgenützt im Zylinder	534,5 kcal je 1 kg Dampf

Die ausnützbare Wärme ist also in beiden Fällen zufälligerweise ganz gleich, sonst ganz wenig verschieden. Dabei ist im zweiten Fall der mögliche Nachverdampfungsverlust 120,0—99,6 = 20,4 kcal, im ersten Fall 133,5—99,6 = 33,9 kcal, der zweite Fall schneidet also auch hier besser ab. Die Sättigungstemperatur ist im ersten Fall mit 132,9° C gegen 119,6° C um 13,3° C höher. Diese höhere Sättigungstemperatur allerdings ist es, die die Belastungszahl günstig beeinflusst. Nur das Absinken der Sättigungstemperatur bei Übergang auf niederen Druck in den Zylindern ist ja der Grund, warum dabei, wenn alle anderen Verhältnisse gleich bleiben, die Leistung der Trockenpartie etwas sinken wird. Durch die unten angedeuteten Maßnahmen kann man aber die Heizfläche trotzdem auf der gleichen Leistung halten wie bei Anwendung von höheren Zylinderdrücken.

Zu beachten ist dabei, daß bei abgemindertem Druck die Bohrungen der Zylinderzapfen noch groß genug sein müssen, da anderenfalls unzulässige Druckabfälle von der Rohrleitung bis zum Zylinderinnern entstehen würden.

Die sich einstellende Dampfgeschwindigkeit rechnet sich dabei bei gegebenen Zapfenbohrungen nach der Gleichung  $F \cdot w = G \cdot v$ .

- Dabei ist  $F$  die Durchflußfläche in m<sup>2</sup>,
- $w$  die Dampfgeschwindigkeit in Metern je Sekunde,
- $G$  das Dampfgewicht in Kilo je Sekunde,
- $v$  das spezifische Dampfvolumen in Kubikmeter je Kilo.

Bei Dampfmengen von 500 kg je Stunde aufwärts kann zur Ermittlung der Zapfenbohrung auch Abb. 66, Seite 275 benützt werden.

Ein großer Vorteil, der sich außerdem beim Arbeiten mit erniedrigtem Gegendruck ergibt, ist noch der, daß sich, je niedriger der Heizdruck ist, desto leichter ein wirkungsvoller Wärmespeicher in das System einschalten läßt. Die Speicherkapazität je 1 m<sup>3</sup> Wasser ist, gleichen Anfangsdruck vorausgesetzt, bei niedrigerem Druck bedeutend höher. Wird 1 kg Wasser in einem Ruthschen Gefällspeicher einmal von 7 ata auf 3 ata, das andere Mal von 7 ata auf 2 ata entspannt, so werden

im ersten Fall an Flüssigkeitswärme frei	32,3 kcal
im zweiten „ „ „ „	45,8 „

Nur dadurch also, daß man mit dem Druck um 1 ata heruntergegangen ist, erhält man je 1 kg Wasser 13,5 kcal Speichervermögen an Wärme oder 42% bei gleichem Wasserinhalt mehr.

Geringerer Druck in den Zylindern kann erreicht werden:

1. Durch große ausreichende Trockenpartien mit großen Trockenflächen, wie sie in Amerika viel mehr üblich sind wie bei uns. Dies ist das beste und am meisten zu empfehlende Mittel, weil es zugleich das Fertigprodukt günstig beeinflusst. Es wird dann die Trockenflächeneinheit weniger belastet, so daß also weniger Wasser auf ihr verdampft werden muß. Die Verdampfungsstärke aus der Stoffbahn heraus, kann daher kleiner sein, so daß niedrigere Verdampfungstemperaturen angewendet werden können. Dies ermöglicht wieder rückwirkend die Anwendung von niedrigeren Dampftemperaturen in den Zylindern. Es kommt ja überhaupt im Zylinder auf die Dampftemperatur an, die durch den eindeutigen mit ihr verknüpften Sättigungsdruck verwirklicht wird.

2. Durch die Erzwingung guter Wärmedurchgangsverhältnisse, so daß sich die gleiche Temperatur außen auf der Stoffbahn durch niedrigere Dampftemperaturen im Zylinder erreichen läßt, als bei schlechteren Wärmedurchgangsverhältnissen. Hierbei kommen in Frage

- a) weitgehende Ausnützung der guten Verhältnisse, die die Anpressung der Stoffbahn besonders bei filzlosen Maschinen schafft,
- b) gute Belüftung der Maschine,
- c) Schaffung guter Kondensationsbedingungen im Innern des Zylinders für den Dampf,

es sind dies die gleichen Punkte, die schon bei Erhöhung der Leistung der Trockenpartie ausführlich besprochen wurden. Im vorliegenden Falle handelt es sich nur darum, nicht die Leistung zu vergrößern, sondern die gleiche Leistung mit niedrigeren Dampfdrücken zu erzielen.

3. Durch Vorrichtungen, die es erlauben, einzelne Zylinder mit höheren Dampfdrücken zu betreiben; es braucht dann nicht die ganze Maschine mit Rücksicht auf diese wenigen Verwendungsstellen, an denen eine höhere Temperatur also höherer Druck nötig ist, mit diesem höheren Druck betrieben werden. Es führt dies auf das bereits Seite 118 ge-

streifte Gebiet der Dampfumformer<sup>1)</sup>. Die Anlage der Trockenpartie würde sich dabei so gestalten, daß z. B. die Mehrzahl der Zylinder mit einem Dampfdruck von 1 ata betrieben würde, der große Zylinder oder die Filztrockner mit Dampf von 2 ata unter Vorschaltung eines Dampfumformers. Für solche Dampfumformung sind heute die ruhenden Dampfumformer, also die Strahlkompressor, in ihren Wirkungsgraden derart verbessert, daß man sehr wohl ihre Verwendung in gewissen Fällen in Aussicht nehmen kann.

Aus all diesen Erkenntnissen heraus ergeben sich folgende Schlußergebnisse. Will man eine Leistungssteigerung an der Trockenpartie haben, so muß man so lange wie möglich auf der Naßpartie verbessern, denn die mechanische Trocknung ist weit billiger wie die wärmetechnische. Auch auf der Naßpartie wende man zuerst mechanische Mittel an, wie Vordruckwalze, gute Pressung, möglichst 3—4 Pressen, zugleich ist zu wärmetechnischen Mitteln auf der Naßpartie zu greifen, wie Vorwärmezyylinder und letzten Endes Warmwasseraufspritzen. Auf der Trockenpartie verbessere man erst in dem vorderen Teil, auf dem der Stoff noch viel Wasser trägt und jede Verbesserung sich gut auswirkt. Vor allem verbessere man auch hier wieder da, wo die schlechtesten Wärmeübergangszahlen vorliegen, also außen am Zylinder, durch gute Anpressung und durch gute Belüftung. Schließlich kommt dann noch als letztes die Verbesserung im Innern des Zylinders in Frage, durch guten Umlauf des Dampfes gute Kondensat- und Luftabführung. Die Verbesserungen sollen dahin abzielen die Leistung der Trockenpartie zu verbessern, zugleich aber stets danach trachten den Druck im Zylinder abzumindern. Im allgemeinen muß also dem allgemein jetzt herrschenden Bestreben nach Erhöhung im Kesseldruck, um mehr Kraft aus einem Kilo Heißdampf im Gegendruckbetrieb herauszubekommen, die Forderung entgegengesetzt werden, zuerst soweit als nur irgend möglich mit dem Heißdampfdruck herunterzugehen, denn das ist viel einfacher, billiger und bringt große Wirkungen.

## VII. Einfluß der Trockenpartie auf die Eigenschaften des Papiers.

Bisher wurde die Trockenpartie immer unter dem Gesichtswinkel betrachtet, daß sie nur das Wasser aus der Stoffbahn zu verdampfen hat. Die Wärme auf der Trockenpartie hat aber auch verschiedene, teils unerwünschte, teils erwünschte technologische Wirkungen auf das Papier selbst. Durch die Trocknung auf den Zylindern und durch die Spannung in den Zügen gehen wesentliche Änderungen in der Struktur und im Papier selbst vor sich. Trocknung und Spannung verursachen

<sup>1)</sup> Hencky: Die wirtschaftliche Fortleitung und Verteilung von Dampf. Z. V. d. I. 1925, S. 492; Oetken: Die Dampfumformung. Arch. für Wärmewirtschaft. 1925, S. 92.

eine größere oder geringere Schrumpfung in der Breite sowie eine größere oder geringere Dehnung in der Längsrichtung der Papierbahn. Damit werden die Eigenschaften des Papiers verändert. Sind die ersten Zylinder zu heiß, so verdampft plötzlich viel Wasser, es treten gleichzeitig straffe Zugsspannungen in der Längs- und Querrichtung auf, die auf das Fasergefüge stark streckend einwirken. Je dichter die Fasern aneinanderliegen, desto größer sind die Veränderungen. Man erklärt die ungünstigen Eigenschaften auf die Festigkeit von Papier bei Zylindertrocknung auch dadurch, daß die Fasern das aufgesaugte Wasser beim Erwärmen zu rasch abgeben und sich dadurch ungewöhnlich rasch und stark zusammenziehen. Tatsache ist, daß luftgetrockneter Stoff fester ist als solcher, der auf Trockenzyklindern getrocknet wurde. Ebenso leidet zu stark getrocknetes Papier an seiner Festigkeit. Aus diesem Grunde scheint man besonders in Amerika wieder mehr zum Trocknen mit Heißluft überzugehen, ebenso sind in dieser Hinsicht die niedrigen Temperaturen in der Vakuumtrockenpartie begrüßenswert.

Eine vielumstrittene Frage war lange Zeit die zulässige Höhe der Trocknungstemperaturen, also die Frage, ob Temperaturen von  $100^{\circ}\text{C}$  bis  $105^{\circ}\text{C}$  dem Zellstoff schaden und ihn zersetzen, ob also eine Gewichts-minderung dadurch herbeigeführt wird. Es handelte sich dabei einmal um die Trocknung des Stoffes auf der Maschine, dann aber auch um die Trocknung der sogenannten Stoffproben — Trockenproben —, die zur Festlegung des Trockengehaltes bei Zellstoff dienen. Da die Trocknung in der Maschine nicht immer ganz gleich sein kann, so sind diese Trockengehaltsproben äußerst wichtig, zumal, wenn sie falsch oder ungenau sind, große geldliche Differenzen zwischen Käufer und Verkäufer entstehen können.

Die Frage ist heute durch die Arbeiten von Dr. Hoffmann<sup>1)</sup>, durch die von Renker<sup>2)</sup> und durch die vom Verein Deutscher Zellstoff- und Papier-Chemiker veranlaßten Untersuchungen beim Materialprüfungsamt in Berlin ziemlich abgeklärt. Es ist einwandfrei bewiesen, daß die auf der Trockenpartie vorkommenden Temperaturen bis zu  $105^{\circ}\text{C}$  keine weitergehende Zersetzung im Zellstoff bewirken. Das Materialprüfungsamt machte mit 9 Sorten verschiedener guter und nicht gut ausgewaschener, gebleichter und nicht gebleichter Natron- und Sulfitzellulose die entsprechenden Versuche. Die Versuchsreihen ergaben, daß die bei  $90^{\circ}\text{C}$  und  $105^{\circ}\text{C}$  ermittelten Werte für den Trockengehalt als genügend genau anzusehen sind<sup>3)</sup>. Es tritt selbst beim Trocknen von Zellstoff mit Temperaturen bis zu  $100^{\circ}\text{C}$  keine so weitgehende Zersetzung auf, daß das Trockengewicht in einer für die Praxis zu berücksichtigenden Höhe einflußt wird, selbst dann nicht, wenn die Stoffe nicht ganz ausgewaschen sind. Das Gesamtergebnis der Untersuchungen wurde dahin zusammengefaßt, daß die bisher übliche Bestimmung des Trocken-

<sup>1)</sup> Dr. Hoffmann: Pergamyn und Trocknung von Zellstoffen (Dissertation, Göttingen 1906).

<sup>2)</sup> Renker: Bestimmungsmethoden der Zellulose. Berlin 1910.

<sup>3)</sup> Prüfungszeugnis A Nr. 45200, Abt. 3 Nr. 18518 des Materialprüfungsamtes Berlin, Abt. für Papier- und textiltechnische Prüfungen.



gehalten bis zu etwa 105° C einwandfrei ist und zutreffende Werte liefert<sup>1)</sup>.

Sehr wichtig ist der Einfluß der Trockenpartie auf die Leimung. Professor Paul Klemm<sup>2)</sup>, dessen eingehenden Spezialstudien und Ausführungen ich hier folge, gibt interessante Tatsachen. Die Leimfestigkeit wird überhaupt erst auf der Trockenpartie entwickelt. Nicht nur die chemisch-physikalischen Vorgänge bei der Stoffbereitung, sondern auch die Erwärmung, und zwar die Art und der Grad der Erwärmung, der sogenannten Feuchterwärmung, sind für den Erfolg der Leimung ausschlaggebend<sup>3)</sup>. Das Fällungsprodukt der Stoffleimung liegt in der Form von dünnen Schichten eines feinen Schlammes auf den Fasern. Diese feine Schicht verhält sich auch wie Schlamm, d. h. sie wird rissig bei zu starker Erwärmung. Andererseits klebt dieser Schlamm bei gewissen Temperaturen, den sogenannten Frittungstemperaturen, zu einer einheitlichen Masse zusammen. Nun beginnt das Reißen des Fällungsschlammes in Papieren mittleren Mahlungsgrades meist dann, wenn der Wassergehalt des Papiers unter 50% sinkt; da nun ferner die Frittungstemperatur der meist zur Papierleimung verwandten Harze zwischen 70° C und 80° C liegt, so folgt, daß die Trockenpartie die Temperatur in der Papierbahn so steigern muß, daß die Temperatur von 70° C durch das ganze Papier erreicht wird, noch ehe der Trockengehalt höher als 50% gestiegen ist. Diese Temperatur muß natürlich das Papier gleichmäßig auf beiden Seiten erfahren, wenn es nicht zu Ungleichmäßigkeiten in der Leimung kommen soll. An der entscheidenden Entwicklung der Leimung sind oft nur 2 oder 3 Trockenzyklen beteiligt. Zu starke Heizung kann Blasenbildung unter der Papierbahn und ungleichmäßige Leimung verursachen. Was hinter diesen Zylindern dann für Temperaturen kommen, ist für die Leimung, wenn sie einmal die Frittungsperiode hinter sich hat, gleichgültig. Man kann also an einer Trockenpartie eine für die Leimfestigkeit vorbereitende, dann eine entscheidende und zum Schluß eine belanglose Zone unterscheiden. Wie Prof. Klemm angibt, hat man die Bedeutung der Feuchterwärmung lange unbeachtet gelassen. Als Hauptbedingung, welche die zur Herstellung leimfester Papiere geeigneten Trockenvorrichtungen erfüllen müssen, verlangt er die Möglichkeit, dem Papier in stetiger Steigerung die Frittungstemperatur gleichmäßig zu verleihen, noch ehe in dem Fällungshäutchen Lücken entstanden sind.

Wie sehr die Trockenpartie für die Entwicklung der Leimfestigkeit bestimmend ist, davon kann man sich überzeugen, wenn man von einem Papier, das die Fähigkeit hat, hochleimfest zu werden, hinter der Naßpartie ein Stück herausnimmt und an der Luft trocknet. Es wird bei Lufttrocknung nicht leimfest sein, hinter der Trockenpartie jedoch ist es leimfest.

<sup>1)</sup> Klemm: Technik der Trocknung der Papierfaserstoffe. Pap.-Fabr. 1925, S. 605.

<sup>2)</sup> Klemm: Physikalische Vorgänge bei der Stoffleimung. Wochenblatt 1922, Festschrift S. 89 mit weiteren Literaturangaben.

<sup>3)</sup> Klemm: Leimfestigkeit und Maschinenarbeit. Wochenblatt 1908, S. 558.

### VIII. Entlüftungsanlagen<sup>1)</sup>.

Das grundsätzliche Verfahren ist folgendes: Frische Außenluft tritt in den Maschinenraum ein, wird auf irgendeine Art erwärmt, nimmt den Wasserdampf der Trockenpartie auf und zieht durch Kamine durch eigenen Auftrieb oder bewegt durch Ventilatoren mit oder ohne Ausnützung der im Schwaden steckenden Wärme wieder ab.

Zu Beginn des Abschnittes über Entlüftungsanlagen von Papier- und Zellstoffentwässerungsmaschinen mögen einige Bezeichnungen eingeführt werden; die vielen verschiedenen Bezeichnungen, die jetzt nebeneinander im Gebrauch sind und leicht zu Irrungen und Mißverständnissen führen können, sollen damit auf einheitliche zusammengeführt werden.

Ich halte dabei folgende Bezeichnungen für kurz und zweckmäßig:

1. Kaltluft; damit sei die frische Luft bezeichnet, die von außen in den Maschinenraum bzw. in Lufterwärmungsapparaturen eintritt.

2. Warmluft soll die gleiche Luft bezeichnet werden, nach ihrer Erwärmung, aber vor Aufnahme des Wasserdampfes aus der Trockenpartie.

3. Schwaden (Wrasen, Brüden) bezeichnet das Dampf-Luftgemisch, bestehend aus der Warmluft und dem von der Trockenpartie aufsteigenden Wasserdampf. Ist eine Schwadenausnützungsanlage vorhanden, so muß der Begriff Schwaden noch einmal unterteilt werden, und zwar

a) in den warmen Schwaden, worunter der von der Trockenpartie aufsteigende Schwaden bis zu seinem Eintritt in den Wärmeaustauschapparat zu verstehen ist,

b) in den kalten Schwaden, worunter der Schwaden zu verstehen ist, der bedeutend abgekühlt aus dem Wärmeaustauschapparat ins Freie austritt.

4. Schwadenkondensator (Lufteconomiser) heißt die Wärmeaustauschvorrichtung, in der der Wasserdampf des Schwadens seine Verdampfungswärme an die Kaltluft abgibt. Normalerweise handelt es sich um Oberflächenkondensatoren, seltener um Einspritzkondensatoren. Entsprechend den verschiedenen Medien ist auch zwischen Kaltluftleitungen, Warmluftleitungen, Schwadenleitungen zu unterscheiden.

#### a) Ältere Anlagen

Die schon seit jeher bekannte Tropfen- und Nebelbildung in Papiermaschinen Sälen entsteht durch die Verdampfung des Wassers auf der Trockenpartie; die Wasserdampfmen gen bilden dann durch Kondensation an Abkühlungsflächen, besonders an der Decke des Maschinen-saales Niederschläge, wodurch das gefürchtete Tropfen mit seinen Schäden für die Papierbahn entsteht. Die Wasserdämpfe erschweren bei starkem Auftreten die Übersicht im Raum, die feuchtwarme Luft ist auf die Dauer für die Gesundheit und Leistungsfähigkeit der Arbeiterschaft schädlich, sie beeinträchtigt auch in hohem Maße die weitere

<sup>1)</sup> Allgemeine wichtige Literatur über Heizung und Lüftung: Brabbée: Heizung und Lüftung. Berlin: Julius Springer; Ritschel: Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen. 6. Aufl. Berlin: Julius Springer; Hüttig: Heizungs- und Lüftungsanlagen in Fabriken, Leipzig: Spamer.

Abdampfung von der Trockenpartie. Man ist also gezwungen, wirk-  
same Gegenmaßregeln zu ergreifen.

Die alten Papiermacher hängten ihre Papiere auf den 3 oder 4fach übereinanderliegenden Trockenböden, die in dem hohen Giebeldach eingebaut waren, zum Trocknen auf. Die durchstreichende Luft trocknete das Papier, im Winter langsamer, im Sommer schneller. Stets hatte die Außenluft freien Zutritt und die mit Feuchtigkeit gesättigte Luft gelangte auf kürzestem Weg ins Freie. Durch Einführen der Langsiebmaschine stieg die Menge des hergestellten Papiergutes, die Trocknung auf den Böden reichte nicht mehr aus, man schaltete die Trockenpartie hinter die Naßpartie. Damals genügte es noch, den sich bildenden Wasserdampf durch geöffnete Fenster und Türen abziehen zu lassen. Die Maschinenleistungen wurden größer, die verdampfte Wassermenge und Nebelbildung auch, man mußte die Anfänge einer Entlüftungs- und Entnebelungsanlage schaffen. Mit der steigenden Papiererzeugung wurden diese Anlagen immer größer und wichtiger.

Bei der ganzen Frage der Entnebelungsanlage ist nun ein Hauptaugenmerk nicht nur darauf zu legen, wie man die verbrauchte, mit Feuchtigkeit beladene Luft am schnellsten und billigsten aus dem Arbeitsraume hinausbringt, sondern auch darauf, wie man am zweckmäßigsten die verbrauchte Luft ohne schädigende Zugserscheinungen und ohne schädigende Abkühlung der Innenräume durch neue ersetzt. Diese zweite Frage ist bisher oft zum Schaden des Ganzen vernachlässigt worden.

Heute gibt es eine große Reihe von Entlüftungsarten. Die gebräuchlichsten sollen im folgenden beschrieben werden<sup>1)</sup>. Dieselben lassen sich in drei große Gruppen einteilen.

1. Einfachste Lüftungsarten:
  - a) Entlüften durch Dunsthaube,
  - b) durch Ventilatoren,
  - c) durch Deckenheizung mit Abzugskamin.
2. Durchgebildete Lüftungsarten:
  - a) Mürbe-Entlüftung,
  - b) Greffenius-Entlüftung,
  - c) Schreider-Entlüftung.
3. Lüftungsarten mit Ausnützung der Schwadenwärme:
  - a) zur Erwärmung von Kaltluft,
  - b) zur Erzeugung von Warmwasser.

Über die Beschreibung von Dunsthaube, Ventilator mit Deckenheizung kann mit wenigen Worten hinweggegangen werden. Das älteste Hilfsmittel zur Abfuhr der Schwaden war einfach eine Dunsthaube über der Trockenpartie. Man hat richtig erkannt, daß die Erwärmung der Luft an und über der Trockenpartie eine Kraft darstellt, welche imstande ist, die verbrauchte Luft ins Freie zu treiben, aber man

<sup>1)</sup> S. auch Grewin: Die Verwendung von Wärme und Kraft in der Papierindustrie. Verlag Elsner, Berlin. Sonderdruck aus Pap.-Fab. 1921, S. 105. Dieser ausführlichen Arbeit sind auch die Abb. 28 u. 29 entnommen.

sorgte nicht für einen entsprechenden Nachschub der Frischluft. Diese strömte in kaltem starkem Strom durch Tür und Fenster und kühlte den Raum ungünstig ab. Wurde aber darauf gesehen, daß Tür und Fenster möglichst geschlossen blieben, so versagte der Auftrieb im Schacht und der Raum wurde unzureichend entlüftet.

Nun kam als weiteres Hilfsmittel, um dauernd und zwangläufig eine gewisse Luftströmung zu erzielen, der Einbau der Ventilatoren zum Absaugen der Schwaden. In kleineren Fabriken hat man wohl mit Hilfe von Ventilatoren einigermaßen zufriedenstellende Ergebnisse erzielt, in größeren selten. Tatsächlich hat die Verwendung von Ventilatoren zu Entnebelungszwecken folgende Nachteile:

1. Die Betriebskosten sind nicht unbedeutend, dabei ist auch bei Ventilatorenentnebelung umfangreiche Deckenheizung notwendig, die ständig viel Dampf braucht.

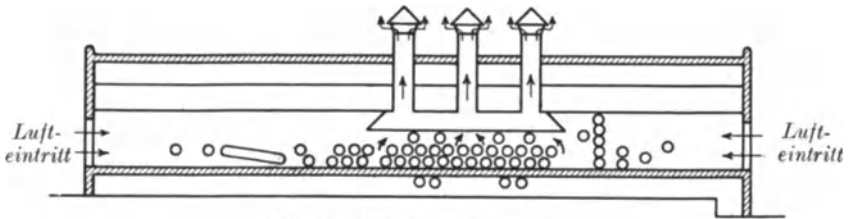
2. Bei starkem Windanfall gegen die Ausblaseöffnungen kann die Wirkung der Ventilatoren stark verringert werden.

3. Der starke Unterdruck, den die Ventilatoren im Papiermaschinen-saal hervorrufen, bewirkt unangenehme Zugerscheinungen an Tür und Fenster.

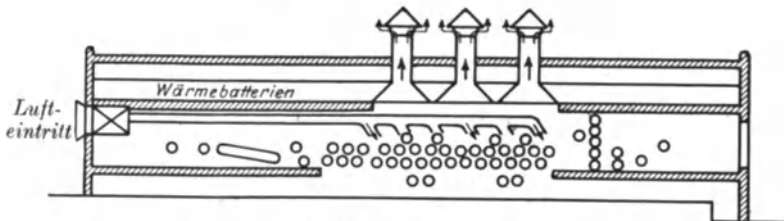
Eine Entnebelung nur durch Deckenheizung und Kamine wurde auch ab und zu versucht, es zeigte sich aber dabei auch keine tadellose Wirkung, außerdem erfordert die Deckenheizung großen Dampfverbrauch, zumal sie ein Organ darstellt, das schwer nachkontrollierbar ist, und mit dem auch in der warmen Jahreszeit viel Dampf verschwendet werden kann.

Diesen ursprünglichen Anlagen folgten die Anlagen Mürbe, Greffenius und Schreider, die schematisch in Abb. 28 a—d dargestellt sind. Die Mürbe-Anlagen entlüften durch ihre selbsttätigen Saugköpfe. Das Schema einer Mürbe-Entlüftung ist in Abb. 28a gegeben; es wird gezeigt, wie sich die Entlüftung eines Saales mit einer Papiermaschine gestaltet. Die Anzahl und Größe der Schächte hängt natürlich ganz von der Art des Raumes, der Größe der Trockenpartie und damit auch von der Größe der Wasserverdampfung ab. Über der Trockenpartie sind 3 Saugköpfe mit Saugschächten angedeutet, bei großen Maschinen wird auch über der Naßpartie ein solcher angeordnet. Durch die Saugköpfe wird das Dampf-Luftgemisch nach außen abgesaugt. Durch seitliche Kanäle in Fußbodenhöhe strömt die Ersatzluft nach, beim Emporsteigen erwärmt sie sich, teilweise an Zusatzheizungen, teilweise auch an Trockenzyklindern und gelangt auf diese Weise vorgewärmt in den Raum. Die Mürbe-Anlage ist wohl die älteste der besseren Entlüftungsanlagen und liegt zeitlich weit vor den Greffenius- und Schreider-Anlagen. Sie hat den Nachteil der Unterdruckanlagen, bei der leicht Zugerscheinungen entstehen. Sie hat noch nicht erkannt, welche große Luftmengen zu bewegen sind, sie gibt in den Kaminen von verhältnismäßig kleinem Querschnitt dem Schwaden große Geschwindigkeiten. Um die Heizung der Kaltluft und sogar des Schwadens in den Kaminen zur Vermeidung der Tropfenbildung kommt auch sie nicht herum. Nach Angabe der Erbauerin sind rund 400 Papier-

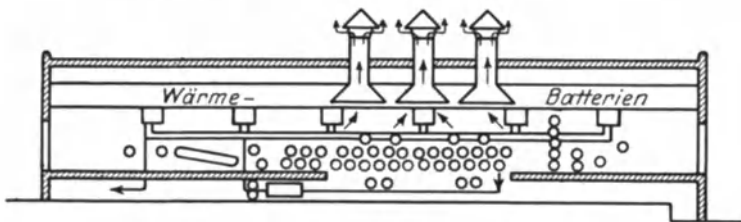
maschinen mit Mürbe-Entlüftung ausgestattet; sicher war die Mürbe-Entlüftung früher sehr gut und hat sich daher in vielen Betrieben durchgesetzt.



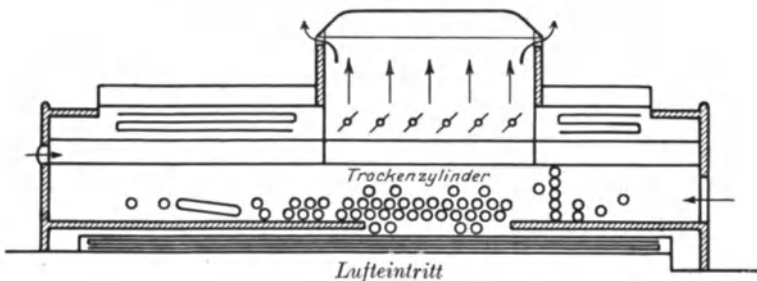
a) Schema Mürbe-Entlüftung.



b) Schema Greffenius-Entlüftung I. Art.



c) Schema Greffenius-Entlüftung II. Art.



d) Schema Schreider-Entlüftung.

Abb. 28. Entlüftungsarten von Papiermaschinenräumen.

Die Greffenius-Anlage<sup>1)</sup> ist nach dem Warmluft-Druckprinzip gebaut, wobei in die zu entnebelnden Räume soviel auf entsprechende

<sup>1)</sup> Kummer: Entnebelung in Papierfabriken. Papierzeitung 1921, Heft 99.

Temperatur gebrachte Luft zugeedrückt wird als notwendig ist, um den gesamten Wasserdampf aufzunehmen. Das Schema einer Greffenius-Anlage ist in Abb. 28 b wiedergegeben. Die Kaltluft wird dabei von außen durch einen Ventilator angesaugt und einem Heizapparat, der auf einem möglichst kleinen Raum eine möglichst große Heizfläche besitzt, zugeedrückt. Die Warmluft wird dann nach einem Verteilungsrohrnetz gedrückt, das den Papiermaschinensaal, meist unterhalb der Decke, allseitig umschließt. Durch besondere Luftaustrittskästen, die verstellbar eingerichtet sind, wird die Luft mit einer Temperatur von  $40^{\circ}$ — $45^{\circ}$  C schleierförmig unter die Decke und auf die Trockenpartie geblasen. Hier nimmt nun die Warmluft, deren relativer Feuchtigkeitsgehalt sehr gering ist, den Wasserdampf vollständig auf, und zwar ist die Anlage so berechnet, daß die Abluft mit etwa  $90\%$  Sättigung bei einer Temperatur von etwa  $40^{\circ}$  C den Papiermaschinensaal durch kaminartige Abzugsschote verläßt. Um ein bequemes Bestreichen der Decke mit Warmluft zu erzielen, ist eine glatte Decke nötig. Als Abzugsschlot dient ein Schacht oder mehrere Schächte, die so ausgebildet sind, daß weder Regen noch Schnee hineingelangen, etwaiges Niederschlagswasser aus dem Schwaden aber leicht aufgefangen und abgeführt werden kann. Um solche Niederschläge in den geringsten Grenzen zu halten, wird der Kamin am besten doppelwandig und gut isoliert ausgeführt. Bei Betriebsstillstand sind die im Innern des Schachtes angebrachten Klappen zu schließen, um das Einfallen von kalter Außenluft zu vermeiden. Bei höheren Außentemperaturen im Sommer kann die Anlage meist abgestellt werden, in dieser Zeit genügt es, wenn die unter den Fenstern befindlichen Lufteintrittsklappen geöffnet werden, damit die Luft hier eintreten kann, um dann erwärmt und gesättigt infolge des natürlichen Auftriebes durch die Schächte ins Freie zu treten. Die Hauptmaschinenelemente, die bei der Greffenius-Anlage in Betracht kommen, sind: Exhaustor, Luftheritzer mittels Dampf, die Druckrohrleitung mit den Ausblasekästen, der Entnebelungsschacht und die Vorrichtungen für den Lufteintritt.

Der Kraftbedarf für eine mittlere Anlage von etwa 1500 kg Wasserabdampfung auf der Trockenpartie in der Stunde ist etwa 15 PS<sub>e</sub>. Bei einer Außentemperatur von  $-18^{\circ}$  C ist der Dampfverbrauch rund 1000 kg, bei einer solchen von  $0^{\circ}$  C rund 700 kg in der Stunde. Diese letzteren Zahlenangaben sind nur überschläglich und ange nähert.

Eine Abart dieser Greffenius-Anlage ist die Bauart, die in Abb. 28c, veranschaulicht ist. Hier sind die Luftheritzer nicht wie vorher in einem Apparat vereinigt, sondern in einer größeren Anzahl, kleiner zentral gelegener Einheiten aufgeteilt. Dadurch vermeidet man die langen Druckluftrohrleitungen von großem Durchmesser. In diesem Falle sind also nur kurze Rohrstücke für die Druckluft nötig, was oft von Vorteil ist. Diese Luftheritzer können zweckmäßig auch mit dem Kondensat der Trockenpartie gespeist werden.

Faßt man die 3 oder 4 Kamine der Mürbe-Anlage zu einem großen Entlüftungskamin zusammen, der schon mehr als Luftschacht zu be nennen ist, so kommt man auf die Schreider-Anlage; diese saugt in

einem großen Schacht durch natürlichen Wärmeartrieb den Schwaden aus dem Raum, während gleichzeitig Kaltluft durch viele kleine Öffnungen, die in den Außenmauern des Gebäudes, speziell unter den Fensterbänken angeordnet sind und durch Drehklappen geregelt werden können, eintritt. Abb. 28 d gibt das Schema einer Schreider-Anlage. Das Schreider-Verfahren arbeitet mit großen Luftmengen und großen Querschnitten, die Bewegung der Luftmenge geschieht durch den Wärmeartrieb<sup>1</sup>). Schreider wendet zum erstenmal besonders der Einführung der Luft in den Raum und ihrer feinen Verteilung unter die Maschine das nötige Augenmerk zu. Die Luftzuführung ist bei den Schreiderschen Entnebelungen mit viel Geschick und mit viel Erfolg durchgeführt worden. Um die Zusatzheizung der Kaltluft kommt aber auch Schreider nicht herum, die Luftmassen müssen beim Eintritt in den Raum, besonders bei der kälteren Jahreszeit, durch Zusatzheizung erwärmt werden. Beim Durchziehen durch die Trockenpartie werden sie an den freien Zylinderflächen noch weiter erwärmt und zur Aufnahme der Wasserdampfmengen geeigneter gemacht. Während der Sommermonate ist mehr Luft als im Winter zuzuführen. Da die Kaltluft in dieser Zeit an und für sich wärmer und daher mit mehr Wasserdampf beladen in den Maschinenraum kommt, so werden noch weitere Öffnungen unter den Fensterbrüstungen angeordnet, die ebenfalls so abdrosselbar sind, daß die Frischluft in richtiger Menge und gut verteilt in den Raum eintreten kann.

Damit auch richtige Luftbewegung im Papiermaschinenaal stattfindet, d. h. daß die Luftmengen auch wieder abgeleitet werden, ist es ferner notwendig, über der Trockenpartie den Entnebelungsschacht mit großem Querschnitt zu errichten. Eine eigenartig gebaute Haube mit Windschutz deckt den Schacht ab und sorgt dafür, daß bei allen Witterungsverhältnissen im Schacht der nötige Auftrieb ist. Eine Drosselklappe im Innern des Schachtes dient zur Einstellung des freien Querschnittes. Der Schacht ist, wenn irgendmöglich, zentral über der Trockenpartie anzuordnen, so daß die Schwaden auf kürzestem Wege, ohne Umlenkung ins Freie gelangen. Nur wenn die Anordnung über der Trockenpartie aus baulichen Gründen nicht möglich ist, erscheint eine Verlegung des Abzugsschachtes nach der Seite zulässig. Der Abzugsschacht dient nicht ausschließlich dazu die Schwaden abzuführen, er führt auch eine gute Raumentlüftung der Arbeitsräume an und für sich durch, was besonders an heißen Sommertagen wichtig ist. Für die Entlüftung teilt Schreider den Papiermaschinenraum in zwei Teile, in einen wärmeren über der Trockenpartie und in einen kühleren über der Naßpartie. Diese Unterteilung kann durch einfache Gehänge geschehen, die möglichst weit auf den Fußboden herunterreichen. Dadurch wird erzielt, daß die Schwaden sich nicht durch Strömungen an der Decke nach den kalten Stellen über der Naßpartie ziehen, sondern sofort durch den Kamin hochsteigen.

<sup>1</sup>) Schreider: Entnebelungsanlagen. Zellstoff und Papier 1922, Heft 2, S. 30; Hartung: Heizung und Belüftung von Papiermaschinenälen. Papierzeitung 1913, Heft 38.

Die Schreider-Entlüftung hat infolge ihrer verschiedenen Vorzüge die besonders auch im Fehlen der Ventilatoren bestehen, recht große Verbreitung gefunden. Der Umfang einer Schreider-Anlage kennzeichnet sich dabei in folgenden Teilen: Entlüftungsschacht, Schalung der Deckenuntersicht, wenn diese nicht an und für sich glatt ist Ummantelung der Trockenpartie durch Gehänge, Maueröffnungen für Kaltluftzuführung mit entsprechenden Reglerklappen, Luftkanäle zur Maschine und Verteilungsroste unter der Trockenpartie, Zusatzheizung hinter den Maueröffnungen für die Kaltluft, Zusatzheizung an einigen Stellen der Decke. Der Kraftverbrauch ist Null, der Zusatzdampfverbrauch für eine Maschine von z. B. 1500 kg Wasserabdampfung in der Stunde liegt ungefähr folgendermaßen: 200 kg in der Stunde während der drei kältesten Monate, 150 während weiterer zwei Monate, 100 kg während weiterer zwei Monate, 0 kg während der übrigen Zeit. Der Dampfverbrauch ist sehr von den klimatischen Verhältnissen abhängig, unter denen die betreffende Fabrik arbeitet, doch soll durch diese Zahlen ein kleiner Anhaltspunkt gegeben werden.

Die obigen Entlüftungssysteme sind diejenigen, die am meisten in der Papierindustrie vorkommen. Es soll damit nicht abgesprochen werden, daß auch noch andere Entlüftungsarten, die ja auf sehr mannigfache Weise durchgeführt werden, in verschiedenen Werken mit mehr oder weniger Erfolg in Betrieb sind.

#### b) Lüftung mit Schwadenausnützung<sup>1)</sup>

Eigentlich ist ja die ganze Entlüftung, wie sie bisher üblich war, oder genauer genommen, die Erwärmung der hierzu nötigen Kaltluft unwirtschaftlich. Bei all den geschilderten Entlüftungssystemen geht nämlich die ganze Verdampfungswärme des von der Trockenpartie abgedampften Wassers verloren. Über der Papiermaschine läßt man dann Tag für Tag eine große Wärme ungenützt ins Freie entweichen, während man unten, vor der Papiermaschine, mit neuer, oft teurer Wärme die Frischluft wieder vorwärmt; auch oben über der Maschine heizt man mit neuer Wärme die Deckenuntersicht, statt die im Schwaden abziehende Wärme indirekt hierzu auszunützen.

Die Ausnützung der Schwadenwärme<sup>2)</sup> ist nicht nur in der Papierindustrie, auch in der Textil-, Brau- und Brikettindustrie ein altes, bis heute nur teilweise gelöstes Problem. Aus mehreren Gründen ist diese Wärme schwierig wieder nutzbar zu machen. Bei den Schwaden der Papiermaschine ist insbesondere

1. die Temperatur des Schwadens niedrig; das Wasser aus der Zellstoffbahn verdampft bei 70<sup>o</sup>—80<sup>o</sup> C, aus der Papierbahn bei 80<sup>o</sup>—90<sup>o</sup> C, nach Mischung des Wasserdampfes mit der Luft stellt sich eine Schwaden-

<sup>1)</sup> Umgearbeiteter Auszug aus Laßberg:: Die Abfallwärmen in Zellstoff- und Papierfabriken. Papier-Fabr. 1924, S. 461.

<sup>2)</sup> Grundlegende schwedische Arbeiten über dieses Gebiet sind: Linderstam: Wärme und Ventilation in Papiermaschinensälen. Svensk Pappers Tidning 1925, S. 133; Harald Erikson: Lüftung in der Papier- u. Zellulose-Industrie in Verbindung mit Wärmewiedergewinnungsanlagen. Svensk Pappers Tidning 1925, S. 391.



temperatur von höchstens  $40^{\circ}$ – $50^{\circ}$  C ein. Wärme, die auf dieser Temperaturhöhe dargeboten wird, ist an und für sich schwer wieder zu verwenden, da das Temperaturgefälle vom Schwaden zu dem zu erwärmenden Stoffe, hier der Kaltluft, nicht groß ist;

2. ist der Wasserdampf stark mit Luft gemischt, bekanntlich stört aber Luft schon in geringen Mengen den Wärmeübergang bei Wärmeaustauschflächen;<sup>1)</sup>

3. handelt es sich um relativ sehr große Schwadenmengen.

Diese drei Gründe sind die Ursache, daß für Schwadenkondensatoren über den Trockenpartien sehr große Heizflächen und Rohrleitungen nötig werden. In Brauereien ist der Schwaden der Braupfannen in Vorwärmern mehrfach ausgenützt, doch ist die Aufgabe dort leichter, da nur wenig Luft mitgerissen wird; der Schwaden entsteigt aus fast geschlossenen Braupfannen, ist in Rohrleitungen gefaßt und hat Temperaturen, die bei  $90^{\circ}$  C liegen<sup>2)</sup>.

Die Ausnützung dieser im Schwaden enthaltenen Abwärme ist theoretisch auf mehrere Arten denkbar. Nämlich:

1. mit Hilfe von Wärmepumpen, die den Wasserdampf von seiner Anfangstemperatur auf  $120^{\circ}$  C komprimieren, so daß er zur Zylinderheizung wieder verwendbar wird. Wegen der hohen Kompressionsgrade, die hier nötig werden, und wegen der starken Luftbeimengungen im Schwaden, scheidet dieser Weg aus;

2. zur Erzeugung von Warmwasser für die Fabrikation durch direktes Einspritzen und Mischen. Dieser Weg liegt zum mindesten stark abseits, da sowieso in Papierfabriken, mehr noch in Zellstofffabriken viel Überschußwärme zur Erzeugung von Heißwasser vorhanden ist;

3. zur indirekten Erwärmung der für die Papiermaschinen nötigen Luft in Kondensatoren. Dieser Weg muß beschritten werden; er hat große Aussicht auf Erfolg, besonders bei billiger Kraft; er ist auch in Schweden und Amerika schon des öfteren zur Durchführung gekommen. Man kühlt dabei, das von der Papiermaschine aufsteigende Dampf-Luftgemisch in Wärmeaustauschapparaten so weit ab, bis sein Taupunkt erreicht wird. Der im Schwaden enthaltene Wasserdampf kondensiert, wobei durch die freiwerdende Verdampfungswärme die Kaltluft angewärmt wird. Dieselbe steht dann in großen Mengen als Warmluft für die Belüftung der Maschine und zur Raumheizung zur Verfügung. In Abb. 29 ist eine solche Lüftung mit Schwadenausnützung schematisch

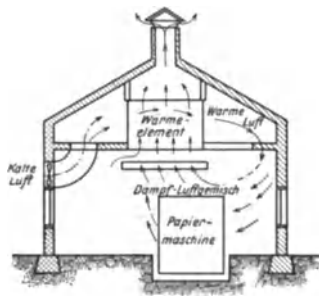


Abb. 29. Schema der Entlüftung mit Schwadenausnützung.

<sup>1)</sup> Dr. Schneider: Die Wärmeübertragung von lufthaltigem Dampf an Wasser. Z. Bayr. Rev.-V. 1919, S. 85.

<sup>2)</sup> Stauff: Ausnützung des Schwadendampfes zur Warmwasserbereitung von Bierpfannen. Z. Bayr. Rev.-V. 1918, S. 36.

gezeichnet, in der auch die Wege der Kaltluft, Warmluft und des Schwadens eingezeichnet sind.

Da ich der Schwadenausnützung für die Zukunft Bedeutung beimesse und ich annehme, daß sie berufen ist, im Wärmehaushalt mancher Papierfabrik eine wesentliche Rolle zu spielen, so soll sie im folgenden zuerst theoretisch und dann an einem Zahlenbeispiel erläutert werden.

Das je 1 kg Stoff auf der Trockenpartie zu verdampfende Wasser ist:

$$\left(\frac{100}{a_1} - 1\right) - \left(\frac{100}{a_2} - 1\right)$$

und dessen Gesamtverdampfungswärme, die im Schwaden enthalten ist

$$\left[\left(\frac{100}{a_1} - 1\right) - \left(\frac{100}{a_2} - 1\right)\right] \cdot r,$$

wobei  $r$  die Verdampfungswärme des Wassers bei der betreffenden Sättigungstemperatur ist. Aus der früher gegebenen Abb. 20 Seite 86

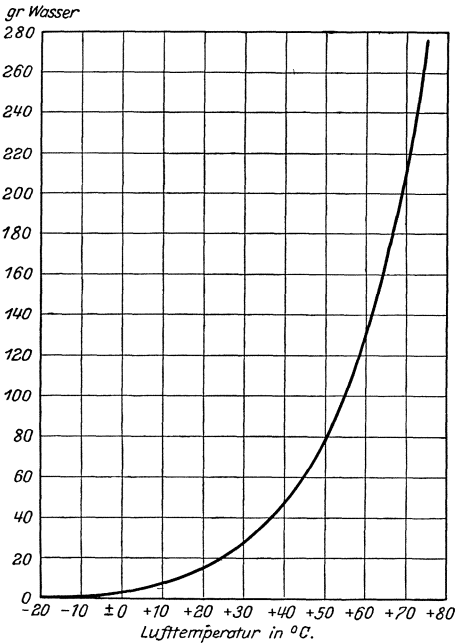


Abb. 30. Sättigungskurve für feuchte Luft (gr Wasser in 1 kg feuchte Luft).

kann man für die verschiedenen Endtrockengehalte für verschieden hohe Trockengehalte beim Einlauf in die Trockenpartie die zu verdampfenden Wassermengen ohne weiteres abgreifen; will man die Werte noch genauer haben, so ist Zahlentafel 7 Seite 272 zu benutzen.

Diese Wassermenge muß auch nach der heutigen Arbeitsweise von der Luft aufgenommen und fortgetragen werden. Jede atmosphärische Luft bringt aber schon eine gewisse Wassermenge mit und könnte bei gleichbleibender Temperatur nicht mehr viel aufnehmen, ohne den Sättigungspunkt zu erreichen; es wären also bei gleicher Temperatur außerordentlich große Luftmengen nötig, um die von der Trockenpartie abgedampften Wassermengen aufzunehmen. Nun ist es ein

physikalisches Gesetz, daß die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasserdampf mit steigender Temperatur stark zunimmt, es sind also der Kaltluft zur Erhöhung ihrer Wasseraufnahmefähigkeit noch erhebliche Mengen an Wärme zuzuführen. Abb. 30 gibt die entsprechenden Sättigungszahlen für Luft, also diejenigen Wasserdampfmengen in Gramm, die in 1 kg feuchter Luft bei verschiedenen Temperaturen maximal enthalten sein

können. Die Luft heißt in diesem Falle, wenn sie die angegebenen Grammmzahlen an Wasser trägt, voll gesättigt. Hat die Luft nicht diesen vollen Wassergehalt und das letztere ist für atmosphärische Luft das normale, so heißt sie relativ gesättigt, das Verhältnis zur vollen Sättigung heißt relative Feuchtigkeit, auch Sättigungsgrad. Bei voller Sättigung hat der in der Luft enthaltene Wasserdampf den seiner Temperatur entsprechenden Teildruck, der aus den Zahlentafeln 2 Seite 268 zu entnehmen ist. Hat die Luft nur eine relative Feuchtigkeit, so ist auch der Dampfdruck in ihr im gleichen Maß kleiner; in diesem Falle ist der Wasserdampf in der Luft überhitzt.

Z. B. feuchte Luft von  $40^{\circ}\text{C}$  voll gesättigt trägt 46,3 g Wasserdampf. Der Teildruck des Wasserdampfes ist bei  $40^{\circ}\text{C}$  54,91 mm Quecksilbersäule. Die gleiche feuchte Luft habe wieder  $40^{\circ}\text{C}$ , trage aber nur 20 g Wasserdampf, dann ist sie zu  $\frac{100 \cdot 20}{47} = 42\%$  gesättigt; ihr Feuchtigkeitsgehalt ist  $\varphi = 0,42$ . Der Wasserdampf, den sie trägt, hat den Druck  $\varphi \cdot 54,91 = 23,06$  mm. Da dem Druck von 23,06 mm eine Sättigungstemperatur von etwa  $25^{\circ}\text{C}$  entspricht, der Wasserdampf aber  $40^{\circ}\text{C}$ , so ist er um  $15^{\circ}\text{C}$  überhitzt.

Zur Berechnung der Luftmengen, die für die Trockenpartie insgesamt nötig sind, hat man zu überlegen, wieviel Gramm Wasser 1 kg trockne Frischluft bei der herrschenden relativen Feuchtigkeit schon mitbringt und wieviel sie bei höherer Temperatur Wasser tragen kann. Der Unterschied beider Werte ist die Aufnahmefähigkeit je 1 kg Luft. Daraus ergibt sich wieder der Luftbedarf je 1 kg Wasseraufnahme; ist der Luftbedarf bekannt, so ist es auch die Wärmemenge, die zur Lufterwärmung nötig ist. Umgekehrt kann man in einem Schwadenkondensator, wo die zur Verfügung stehende Wärme aus dem Schwaden gegeben ist, die Luftmenge berechnen, die auf eine bestimmte Temperatur erwärmt werden kann.

Ist also bei einer bestimmten Temperatur, das maximale Wassergewicht der feuchten Luft, das aus der Sättigungskurve entnommen werden kann  $b$  Gramm, und ihre relative Feuchtigkeit  $= \varphi$ , so enthält

1 kg feuchte Luft  $b \cdot \varphi$  Gramm Wasserdampf,

1 kg trockne Luft  $\frac{1000 \cdot b \cdot \varphi}{1000 - b \cdot \varphi}$  Gramm Wasserdampf.

Bei vollständiger Sättigung der Luft wird  $\varphi = 1$ . Es trifft dann auf

1 kg feuchte Luft  $b$  Gramm Wasser,

auf 1 kg trockne Luft  $\frac{1000 \cdot b \cdot \varphi}{1000 - b}$  Gramm Wasser.

Steht in unserem besonderen Fall einmal Kaltluft mit  $b_1$  und  $\varphi_1$  und mit der Temperatur  $t_1$  zur Verfügung, die durch Erwärmung auf eine höhere Temperatur  $t_2$  mit  $b_2$  und  $\varphi_2$  gebracht worden ist, so kann 1 kg trockene Luft aufnehmen

$$\left( \frac{1000 \cdot b_2 \varphi_2}{1000 - b_2 \varphi_2} - \frac{1000 \cdot b_1 \varphi_1}{1000 - b_1 \varphi_1} \right) \text{ g Wasserdampf.}$$

Zur Aufnahme von 1 kg Wasserdampf ist also nötig

$$L = 1000 : \left( \frac{1000 \cdot b_2 \varphi_2}{1000 - b_2 \varphi_2} - \frac{1000 \cdot b_1 \varphi_1}{1000 - b_1 \varphi_1} \right) \text{ kg trockne Luft.}$$

Die Wärme, die gebraucht wird, um diese Luft  $L$  von der Anfangstemperatur  $t_1$  auf die Endtemperatur  $t_2$  zu erwärmen, ist

$$Q = L \cdot (t_2 - t_1) \cdot c_p \text{ kcal,}$$

wobei  $c_p$  die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck ist.

Bei all diesen Rechnungen rechnet man am besten, wie oben ge-

schehen, mit der Gewichtseinheit, also mit Kilogramm Luft und Wasserdampf und nicht mit der Raumeinheit, weil diese sich mit Druck und Temperatur ständig ändert. Bei allen praktischen Anwendungen ist Gewicht- und Wärmeinhalt des feuchten Dampfluftgemisches auf 1 kg trockne Luft im Gemisch zu beziehen. Bei allen Rechnungen sind dabei die vier Größen auseinander zu halten:

1. trockene Luft,
2. feuchte Luft,
3. von der Luft mitgebrachter Wasserdampf,
4. aufzunehmender Wasserdampf.

Aus den obigen Gleichungen ist schon zu entnehmen, daß sich die nötige Luftmenge und die zu ihrer Erwärmung nötige Wärme mit der Außentemperatur und dem Feuchtigkeitsgehalt ändert. In Abb. 31 habe ich dargestellt, wie sich die Luftmengen und die entsprechenden Wärmemengen verschieben, wenn sich die Anfangstemperaturen der Warmluft und die entsprechenden Wärmemengen verschieben, wenn sich die Anfangstemperaturen der Warmluft ändern; die Abbildung gibt also un-

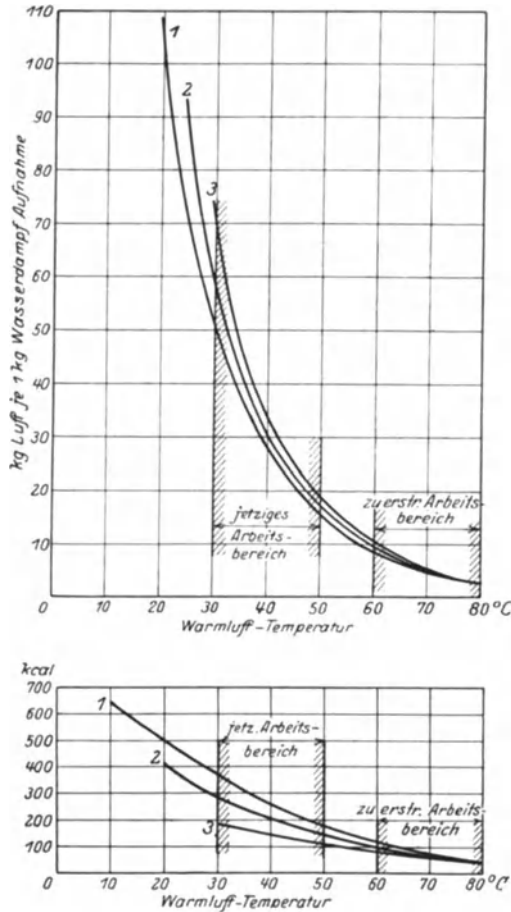


Abb. 31. Luftmengen je 1 kg Wasserdampf-Aufnahme und die entsprechenden nötigen Wärmemengen.

Kurve 1 bezieht sich auf Kaltlufttemperaturen von 0° C  
 „ 2 „ „ „ „ „ 10° C  
 „ 3 „ „ „ „ „ 20° C

Endtemperaturen der Warmluft ändern; die mittelbar, wenn die beiden Temperaturen

menge in Kilo, die man zur Aufnahme von 1 kg Wasserdampf benötigt, ebenso auch die entsprechende Wärmemenge, um die Kaltluft von der Anfangstemperatur auf diese Endtemperatur der Warmluft zu bringen. Für die Kaltluft ist dabei ein Feuchtigkeitsgehalt von 60% als Durchschnittswert für mitteleuropäische Verhältnisse zugrunde gelegt, für den abziehenden Schwaden ein Feuchtigkeitsgehalt von 80%. Ändert sich der Feuchtigkeitsgehalt der Kaltluft, so hat das bei dem geringen Wassergewicht, das sie an und für sich führt, wenig Einfluß. Eine Änderung des Feuchtigkeitsgehaltes, mit dem die Schwaden abziehen, hat dagegen großen Einfluß auf die Luftmenge. Der starke Anstieg der Luftmengen mit sinkender Warmlufttemperatur ist bemerkenswert. Die Wärmemengen dagegen ändern sich in geringerem Maße, da den größeren Luftgewichten geringere Temperaturerhöhungen gegenüberstehen. Abb. 31 zeigt zugleich, wie sich die Verhältnisse in bezug auf Verkleinerung der Luftmenge und Abminderung der aufzuwendenden Wärmemengen günstiger gestalten, wenn man zu höheren Warmlufttemperaturen übergehen würde.

Bis heute kümmerte man sich um die Luftmengen, die für die Trockenpartie nötig sind, wenig. Man ließ große Luftmengen durch die Maschine streichen, auch die Temperatur, mit der die Schwaden hinter der Trockenpartie abzogen, blieb ziemlich unbeachtet. Heute aber, da man an der Ausnützung der Schwadenwärme arbeitet, muß man gerade auf das Gegenteil ausgehen und darnach trachten, nur die theoretisch nötige Luftmenge in die Trockenpartie zu führen. Sie soll also nur so groß sein, daß sie hinter der Trockenpartie mit fast voller Sättigung durch den abgedampften Wasserdampf abzieht<sup>1)</sup>. Dadurch erhält man die höchsten Schwadentemperaturen, die ebenfalls angestrebt werden müssen. Ist die Luft hoch gesättigt, so hat man sie im Schwadenkondensator nur wenig abzukühlen, um auf ihren Taupunkt zu kommen, bei dem die Kondensation des Wasserdampfes beginnt. Die Luft ist zudem eine unerwünschte Zugabe für den Schwadenkondensator und muß also unbedingt in den geringsten Grenzen gehalten werden, da sie alle Kondensationsvorgänge stark stört. Das ist aber der Fall, wenn nur so viel Warmluft zugeführt wird, daß der Schwaden fast mit voller Sättigung abzieht. Ferner können auch, je höher der Taupunkt liegt, desto verhältnismäßig mehr Schwaden ausgenützt werden, so daß der unkondensierbare Schwadenrest klein bleibt. Abb. 32 gibt guten Einblick über den störenden Einfluß der Luftbeimengungen. Ist z. B. der Anfangszustand der Schwaden durch Messung der Lufttemperaturen und des Taupunktes durch Punkt *A* gekennzeichnet, so ist die Abkühlung, die nötig ist, um den Taupunkt zu erreichen, gleich der Strecke *AB*. Es muß also der Schwaden von 70° C auf 65° C abgekühlt werden, um zuerst den Taupunkt zu erreichen. Erst von hier an erfolgt dann bei weiterer Ab-

<sup>1)</sup> Das bequemste Instrument zur Bestimmung der Luftfeuchtigkeit und des Taupunktes ist der Psychrometer. Beide Thermometer des Psychrometers können auch schreibend gestaltet werden, so daß man dann auf einem Papierstreifen die relative Feuchtigkeit der Luft ablesen kann.

kühlung die Kondensation. Strecke  $CD$  ist die ganze je 1 kg Trockenluft enthaltende Wassermenge. Bei Abkühlung des Schwadens z. B. auf  $25^{\circ} C$  ist  $CD'$  kondensierbarer,  $DD'$  unkondensierbarer Wasserdampf, der in dem gesättigten kalten Schwaden aus dem Kondensator abziehen muß, also Verlust bedeutet. Das Verhältnis  $\frac{CD'}{CD} = \eta$  ist der theoretische Wirkungsgrad des Schwadenkondensators und gibt die Ausnützungsmöglichkeit für den Schwaden innerhalb der angenommenen Temperaturgrenzen. Die Abb. 32 zeigt auch, daß es bei dem flachen

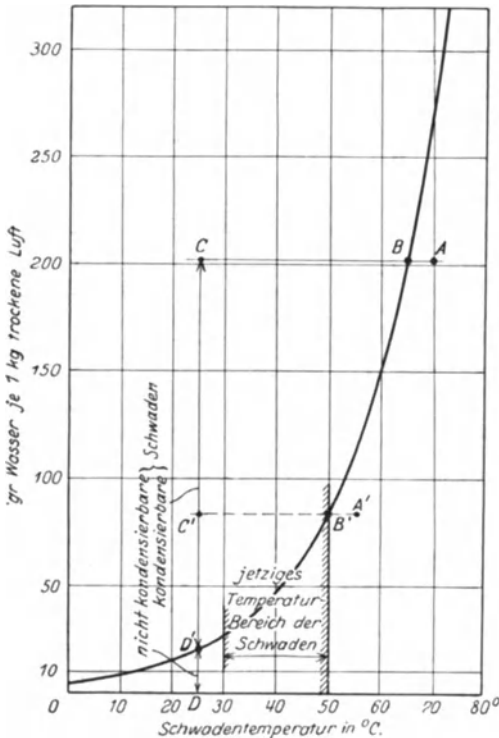


Abb. 32. Wassergewicht je 1 kg trockener Luft bei deren voller Sättigung.

Verlauf der Sättigungskurve im niederen Temperaturgebiet keine wesentlichen Vorteile mehr bringt, auf noch tiefere Abkühlung der Schwaden auszugehen, man brauchte in diesem Fall eine größere Heizfläche, ohne den entsprechenden wirtschaftlichen Gegenwert zu bekommen.

Ist bei gleicher Wasserdampfaufnahme die Luftbeimengung beim Schwaden größer, die Temperatur also niedriger, so rückt Punkt  $A$  z. B. nach  $A'$ . Der Taupunkt liegt dann bei  $B'$ . Das Verhältnis des jetzt ausnützbaren Wasserdampfes  $C'D'$  zum ganzen im Schwaden enthaltenen Wasserdampf  $C'D$  wird sofort viel ungünstiger, ganz abgesehen davon, daß das Temperaturgefälle für den Schwadenkondensator viel kleiner und der Kondensationsvorgang durch die vermehrten Luftbeimengungen noch mehr erschwert wird. Die größere

Luftmenge muß überdies vor der Trockenpartie miterwärmt werden, was Verlust bedeutet.

Für die Schwadenausnützung ist also anzustreben: möglichst nur die theoretisch nötige Luftmenge, diese liegt natürlich je nach der Endtemperatur der Warmluft verschieden hoch; damit wird hohe Schwadentemperatur und hoher Sättigungsgrad erreicht.

Da die Gebiete der Zustandsänderungen von feuchter Luft im allgemeinen dem Techniker etwas ferner liegen, sei auf die Arbeiten von

Hausbrand<sup>1)</sup>, von Höhn<sup>2)</sup>, von Huber<sup>3)</sup> und von Gensecke<sup>4)</sup> verwiesen, die gute Einblicke in die immerhin etwas verwickelten Zustandsänderungen feuchter Luft geben.

Die obige Forderung, die Wasserdämpfe mit möglichst wenig Luftgehalt abzusaugen, muß an der Trockenpartie praktisch durchgeführt werden, was nicht einfach ist. Bei Einzylindermaschinen läßt sich der große Zylinder leicht einkapseln und so der Luftzutritt auf ein Minimum beschränken. Schwieriger ist die Sache bei Mehrzylindermaschinen, bei denen die Absaugung mit Absaughauben über der Trockenpartie oder mit Absaugrohren, die an die Stelle größter Dampfentwicklung zwischen die Zylinder gelegt werden, erfolgen muß.

Schwadenkondensationsanlagen sind in Deutschland und Österreich samt Nachfolgestaaten, soviel mir bekannt, noch nicht ausgeführt, wohl aber in Schweden<sup>5)</sup> und in Amerika, besonders in Kanada. In Schweden hat man nach den bisherigen Veröffentlichungen bis zu 25 und 30% Dampfersparnis am Dampfverbrauch der Trockenpartie erzielt<sup>6)</sup>, was ohne weiteres als möglich zu bezeichnen ist. Die Frage der Schwadenausnützung scheint überhaupt in Schweden so gut wie gelöst. Grewin<sup>7)</sup> sagt hierüber: „Anfangs entmutigten die großen Wärmeaustauschflächen, die für die Wärmebatterie erforderlich waren. Aber es hat sich erwiesen, daß man ziemlich große Wärmeflächen in einem verhältnismäßig kleinen Raum unterbringen und die Größe der erforderlichen Wärmeflächen durch geeignete Ausbildung der Konstruktionen in mäßigen Grenzen halten kann. Es ist natürlich sehr schwer gewesen, diese geringwertige Wärme wirtschaftlich auszunützen, aber mit den Konstruktionen, die jetzt in Schweden benutzt werden, kann man diese Frage als gelöst betrachten.“ Auch aus Kanada wird berichtet, daß man dort recht erhebliche Wärmeersparnisse erziele, die Gesamtheizungskosten durch die Schwadenkondensation ganz bedeutend herabdrücken könne, so daß man sie nicht mehr missen wolle. Die Apparate werden natürlich groß; sie erhalten auch eine kleine Zusatzheizung für Abdampfbetrieb, damit wird erreicht, daß die Apparatur an Tagen und Stunden, wo die Maschine steht, doch Warmluft liefern kann. Ebenso kann diese Zusatzheizung an ungewöhnlich kalten Tagen, die in jedem Winter nur einige Male auftreten, in Betrieb genommen werden. In Amerika wird dabei die Trockenpartie meist von einem großen dach-

<sup>1)</sup> Hausbrand: Das Trocknen mit Luft und Dampf. 5. Aufl. Berlin: Julius Springer.

<sup>2)</sup> Höhn: Beitrag zur Theorie des Trocknens und Dörrens. Z. V. d. I. 1919, S. 821.

<sup>3)</sup> Huber: Zustandsänderungen feuchter Luft in zeichnerischer Darstellung. Z. Bayr. Rev.-V. 1924, S. 79.

<sup>4)</sup> Gensecke: Über die Verwendung von Abwärme in Brikettfabriken. Braunkohle 1923, Heft 39/40.

<sup>5)</sup> Grewin: a. a. O. S. 65 (s. Fußnote 1 Seite 133).

<sup>6)</sup> Thunholm: Dampfersparnis in der Trockenpartie. Zellstoff und Papier 1922, S. 141.

<sup>7)</sup> Grewin: Die Entwicklung der schwedischen Holzschliff-, Zellstoff- und Papierindustrien. Z. V. d. I., Band 68 (1924), S. 343.

förmigen Gehänge aus Asbestschieferplatten umgeben, das möglichst eng an die Trockenpartie anschließt. Von diesem Gehänge gehen zwei oder drei senkrechte Rohre von großem Durchmesser zum Schwadenkondensator, der gewöhnlich in einem Aufbau auf dem flachen Dach des Papiermaschinegebäudes steht. Um die Durchfahrt des Kranes trotz der weiten Abzugrohre zu ermöglichen, haben diese teleskopartig verschiebbare Zwischenstücke, die rasch in die Höhe gezogen werden können und dann die Krandurchfahrt freigeben. Ebenso können die Asbestschieferplatten weggenommen werden, so daß auch an der Trockenpartie gearbeitet werden kann. Solche Gehänge, die die Maschine dunkel, feucht und unzugänglich machen, müssen wenn möglich vermieden bleiben. Es muß möglich werden auch nur durch Ummantelung der Trockenpartie durch Glasgehänge die Schwaden genügend zu fassen. Eine andere Bauart ist die, daß ohne ein solches Gehänge durch eine ganze Anzahl von Rohren der Schwaden jeweils an seiner Entstehungsstelle zwischen den Trockenzyklindern abgesaugt wird. Diese vielen einzelnen Rohre vereinigen sich dann zu einer oder mehreren Hauptleitungen, die wieder zum Schwadenkondensator führen. Diese letztere Anordnung ist allerdings verwickelter, der Erfolg der Absaugung ist aber ein viel besserer. Die Rohrleitungen von großem Durchmesser erscheinen heute allerdings noch ungewohnt, lassen sich aber gefällig anordnen. Sowohl für die Absaugung des Schwadens wie zum Hineindrücken der Warmluft in den Raum ist je 1 Ventilator nötig.

Die Ersparnisse, die die Schwadenkondensation bringt, sind mannigfache. Es wird die ganze Wärmemenge, die sonst zur Vorwärmung der Kaltluft durch Zusatzheizung und durch die Wärmeabgabe der Trockenzyklinder aufgebracht wird, größtenteils gespart. Bei gut wirkenden Anlagen, die den Wasserdampf mit möglichst hoher Temperatur und mit möglichst wenig Luft in den Kondensator bringen, werden auch nicht mehr so große Mengen Warmluft wie früher für die Trockenpartie nötig, es bleibt genug Warmluft für andere Zwecke, z. B. für Raumheizung, besonders aber zur Filztrocknung übrig. Gute Belüftungsanlagen mit Warmluft werden auch wesentliche Produktionssteigerungen für die Maschine bringen. Außerdem erhält man eine der kondensierten Dampfmenge entsprechende Kondensatmenge. Zur Kesselspeisung kann dies Schwadenkondensat erst nach genauer Untersuchung Verwendung finden, da es je nachdem Aufschlußgrad des Zellstoffes etwas sauer sein kann. Abb. 33 gibt Einblick in die ausfallenden Kondensatmengen bei verschiedenen Eintrittstemperaturen des warmen Schwadens in den Kondensator und bei verschiedenen Austrittstemperaturen des kalten Schwadens aus demselben. Die Kurven sagen, wieviel Kondensat je 1 kg trockner Luft im Gemisch bei Abkühlung von einer gewissen Schwadentemperatur und bestimmter relativer Feuchtigkeit, auf eine gewisse Endtemperatur ausfällt. Die Schnittpunkte mit der Abszissenachse geben die Taupunkttemperatur, bei der die Kondensation beginnt. Auch diese Abbildung zeigt, daß man um so mehr Kondensat je 1 kg Kaltluft erhält, mit je höherer Temperatur und mit je höherer Sättigung man den Schwaden in den



Kondensator bringt und je tiefer man ihn kühlen kann. Dabei kann nicht aller Wasserdampf kondensieren, da ja die Luft vollständig gesättigt aus dem Kondensator abziehen muß und dabei die ihrer Temperatur entsprechende Wasserdampfmenge abführt. Es ist das ein unvermeidbarer Restverlust. Um die Kondensatmenge auf 1 kg Zellstoff zu beziehen, braucht man nur die aus Abb. 33 zu entnehmende Zahl mit der für 1 kg Zellstoff nötigen Frischluftmenge, die aus den Verhältnissen der Maschine bekannt bzw. zu berechnen ist, zu vervielfachen.

Der durch die Schwadenkondensation wiedergewonnenen Verdampfungswärme steht der Kraftbedarf der beiden Ventilatoren für Kaltluft und Schwaden und erhebliche Anlagekosten für den Schwadenkondensator samt Rohrleitungen gegenüber. Der Kraftbedarf des Schwadenventilators fällt mit der Höhe der Schwadentemperatur, da dann der Teildruck des Dampfes im Schwaden stark steigt, sein spezifisches Volumen also sinkt, und auch weniger Luft zu fördern ist.

Bei obigen Betrachtungen wurde immer wieder darauf hingewiesen, daß es zur Schwadenausnutzung nötig ist, nur die theoretisch nötige Luftmenge in die Schwaden zu bekommen. Der Grenzfall ist natürlich die Beimengung von keiner, oder praktisch wenigstens keiner Luft. Dieser Grenzfall ist bei der neuen amerikanischen Vakuumtrockenanlage<sup>1)</sup> verwirklicht. Das Wasser wird aus der Papierbahn unter Vakuum abgedampft, kommt als reiner Wasserdampf und nicht mehr mit Luft vermischt in den unter der Maschine stehenden Oberflächenkondensator, der organisch dazugehört, wie z. B. zu einer Dampfturbine. Dort kann die Verdampfungswärme, und zwar die des ganzen abgedampften Wassers, wieder zurückgewonnen und zur Luft-

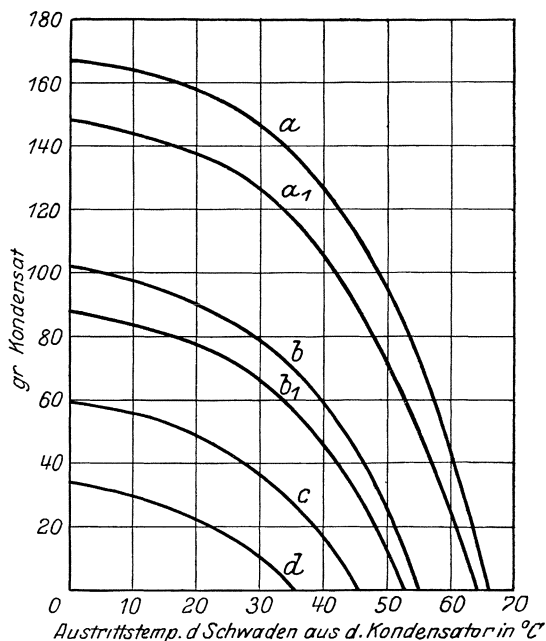


Abb. 33. Ausfallende Kondensatmengen in der Schwadenkondensation, in gr je 1 kg Luft.

Kurve	Eintr.-Temp. d. Schwad.	70° C rel. Feuchtigk. = 80%
a	70° C	= 70%
b	60° C	= 80%
b <sub>2</sub>	60° C	= 70%
c	50° C	= 80%
d	40° C	= 80%

<sup>1)</sup> Wochenblatt 1924, S. 1421, 1481.

anwärmung für andere Zwecke ausgenützt werden. Das ganze in der Trockenpartie herausverdampfte Wasser steht als Kondensat mit  $30^{\circ}\text{C}$ — $40^{\circ}\text{C}$  zur Verfügung.

Die Ausnützung der Schwadenwärme zur Warmwasserbereitung ist ebenfalls mehrfach vorgeschlagen worden<sup>1)</sup>; es soll dies hier erwähnt werden, allerdings kommt diese Art der Ausnützung der Schwadenwärme für Papierfabriken weniger in Frage, denn was dort gebraucht wird, ist hauptsächlich Warmluft und diese muß mit der Schwadenwärme erzeugt werden. Warmwasser kann mit anderen Abfallwärmen genug erzeugt werden.

Die Notwendigkeit, die Wärme der Schwaden auszunützen, ist auch in anderen Industrien, z. B. der Brauindustrie sowie auch in der Brikettfabrikation<sup>2)</sup>, in der Textilindustrie<sup>3)</sup> und in der Salzsiedeindustrie erkannt und praktisch ausgenützt. Dabei gehen die Verwertungsbestrebungen für die Schwaden in der Brauindustrie darauf hinaus, indirekt Warmwasser zu erzeugen, das in der Brauindustrie in großen Mengen nötig ist, in der Textilindustrie, durch Abgabe der Schwadenwärme an Wasser direkt Warmwasser zu erhalten, in der Salzsiedeindustrie die Brüden durch Brüdenkompressoren auf höheres Temperaturniveau zu bringen und sie dadurch wieder zu Heizzwecken zu befähigen, während man in der Braunkohlenbrikettierung, die hauptsächlich Kraft benötigt, aus der Brüdenwärme sekundär niedrig gespannten Dampf erzeugt und diesen dann in eine Abdampfturbine schickt. Auch sucht man anderweitig mit Erfolg Schwaden von ganz niederem Temperaturniveau dadurch zur Krafterzeugung nutzbar zu machen, daß man Flüssigkeiten von niederem Siedepunkt und steiler Druckkurve verdampft und dann diese Dämpfe in gleicher Weise wie sonst Wasserdämpfe in einer Kraftmaschine ausnützt.

Jedenfalls bietet das Gebiet der Schwadenausnützung eine Reihe sehr interessanter Aufgaben; es muß aufs eifrigste bearbeitet werden, nachdem man erkannt hat, welche Wärmemengen hier noch nutzbar zu machen sind und nachdem sich das wirtschaftliche Gebot, an Wärme zu sparen, immer vordringlicher zeigt. Jeder Einzelfall muß aber seiner Eigenart nach studiert und gerechnet werden; es wird nicht behauptet, daß sich solche Anlagen für jede Fabrik wirtschaftlich gestalten. Jedenfalls sind in solchen Fabriken, die geringe Kraftkosten haben, sei es durch billige Wasserkräfte, mehr noch durch Überschußkraft aus Gegen- druckbetrieb, die ja oft noch viel billiger als Wasserkraft ist und die ja manche Anlagen erst möglich machen wird, die Bedingungen für die Schwadenkondensation, je billiger die Kraft, desto günstiger. Sind andererseits noch unausgenützte Wärmequellen in der Fabrik, wobei ich hauptsächlich an die später behandelte Rauchgasfrage denke, so ist zum mindesten zu überlegen, ob nicht durch diese die Warmluft billiger erzeugt werden kann. Es hängt dies auch viel mit den örtlichen

<sup>1)</sup> D. R. P. 413319. Papierfabrikant 1925, Seite 440.

<sup>2)</sup> Gensecke a. a. O. s. Fußnote 4 Seite 145.

<sup>3)</sup> Tänzer: Verbesserte Wärmeausnützung bei künstlicher Trocknung. Arch. Wärmewirtsch. 1925, S. 92.

Verhältnissen im Werk zusammen. Das jedoch ist sicher, daß in unseren deutschen Anlagen Warmluft noch viel mehr in den Betrieb eingeführt werden muß. Wärmequellen sie zu erzeugen stehen genug zur Verfügung.

Ein Zahlenbeispiel aus der Praxis soll den Rechnungsgang für eine Schwadenausnützungsanlage erläutern und durch die Zahlenrechnung noch mehr Klarheit schaffen.

Gegeben ist die Trockenpartie einer Zellstoffentwässerungsmaschine mit 1500 kg absoluttrockner Stundenproduktion. Der Einlauftrockengehalt sei  $a_1 = 40\%$  abs., der Auslauftrockengehalt  $a_2 = 88\%$  abs., die Temperatur der Kaltluft  $10^\circ\text{C}$ , die relative Feuchtigkeit der Kaltluft  $60\%$ . Die Abgangstemperatur des warmen Schwadens sei  $50^\circ\text{C}$ , sein relativer Feuchtigkeitsgehalt  $80\%$ . Es soll für diese Zellstoffentwässerungsmaschine eine Schwadenausnützungsanlage in ihren Grundzügen berechnet werden.

Der Gang der Rechnung ist folgender:

1. Bestimmung der von der Trockenpartie abgedampften Wassermenge;
2. Bestimmung des zur Aufnahme dieser Wassermenge nötigen Luftgewichtes;
3. Bestimmung der vom Schwaden im Kondensator abzugebenden Verdampfungs- und Luftwärme;
4. Bestimmung der Kaltluftmenge, die dadurch auf die gewünschte Temperatur gebracht werden kann;
5. Rechnung der Heizfläche des Kondensators aus Nr. 3 unter Zugrundelegung entsprechender Wärmedurchgangszahlen;
6. Wirtschaftlichkeitsrechnung, Abgleich der Kohlenersparnis gegenüber Kraftaufwand und Amortisationskosten;
7. konstruktive Durchbildung der Anlage.

Die Wasserverdampfung pro Stunde auf der Maschine ist:

$$P \left[ \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \right]$$

$$= 1500 \left[ \left( \frac{100}{40} - 1 \right) - \left( \frac{100}{88} - 1 \right) \right] = \sim 2060 \text{ kg.}$$

Der Wert  $\left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right)$  kann auch angenähert der Abb. 20 entnommen werden, oder es können die zwei Klammerwerte  $\left( \frac{100}{a} - 1 \right)$  der Zahlentafel 7 des Anhangs entnommen und der Endwert auf diese Weise genauer wie durch Abgreifen aus der graphischen Darstellung ermittelt werden. Bei einer Verdampfungstemperatur am Zylinder von  $80^\circ\text{C}$  beträgt die entsprechende im Wasserdampf abgeführte Verdampfungswärme  $\sim 1140000 \text{ kcal}$ .

Diese Wasserdampfmenge von 2060 kg ist von der Luft aufzunehmen und fortzutragen. Das nötige Luftgewicht bzw. die Luftmenge berechnet sich nun folgendermaßen: Aus Abb. 32 oder Zahlentafel 2 Seite 268 wird entnommen:

Größter Wassergehalt der Kaltluft von 10° C bei voller Sättigung = 7,5 g je 1 kg  
 Größter Wassergehalt der Warmluft bei 50° C und voller Sättigung ist 79 g  
 Es trägt 1 kg trockne Luft bei 10° C und φ = 60%

$$\frac{1000 \cdot 7,5 \cdot 0,6}{1000 - 7,5 \cdot 0,6} = 4,52 \text{ g Wasser}$$

Es trägt 1 kg trockne Luft bei 50° C und φ = 80%

$$\frac{1000 \cdot 79 \cdot 0,8}{1000 - 79 \cdot 0,8} = 67,20 \text{ g ,,}$$

Die Wasseraufnahmemöglichkeit von 1 kg trockene Luft zwischen den beiden angenommenen Grenzzuständen ist also . . . . . 62,7 g Wasser

Zur Wasserdampfaufnahme sind nötig:

$$\frac{2060 \cdot 1000}{62,7} = 33000 \text{ kg trockne Luft in der Stunde}$$

Für diese Ansaugmenge ist der Schwadenventilator zu berechnen unter Berücksichtigung, daß sich diese Luft durch Erwärmung entsprechend im Volumen vergrößert und auch das Dampfvolumen aufgenommen hat.

Größe des Ventilators:

1 kg Wasserdampf von 50° C hat 11,78 m³ Rauminhalt  
 2060 kg Wasserdampf von 50° C haben . . . . . 24300 m³ Rauminhalt  
 (spez. Vol. 11,78 bei 50° C)

1 kg trockne Luft hat bei 50° C 760 mm 0,92 m³ Rauminhalt  
 (spez. Gewicht der Luft 1,126 kg/m³ bei 50° C)  
 33000 kg Luft haben . . . . . 30400 m³ Rauminhalt

aufzunehmender Wasserdampf und trockne Luft haben . 54700 m³ Rauminh./st

Dazu kommt noch die Wasserdampfmenge, die die Luft schon mitbringt (4,52 g je 1 kg trockne Luft).  
 33000 kg Luft bringen mit 149 kg Wasserdampf  
 149 · 11,78 ist der Rauminhalt dieses Wasserdampfes = . . . . . 1775 m³ Rauminhalt

Der Ventilator für den Schwaden hat also zu fördern an Dampf-Luftgemisch 56475 m³ Rauminh./st

Es ist nun die Luftmenge zu berechnen, die durch die Verdampfungswärme, die im Schwadenkondensator frei wird, erwärmt werden kann. Angenommen, der kalte Schwaden geht mit 25° C und mit voller Sättigung aus dem Schwadenkondensator ab, so führt jedes Kilo Trockenluft die Wasserdampfmenge mit sich aus dem Kondensator fort, die es in voller Sättigung tragen kann. Diese wird nicht kondensiert, ihre Verdampfungswärme ist verloren.

Es bringt 1 kg Trockenluft bei 50° C in den Kondensator mit . 67,3 g Wasser  
 Es trägt 1 kg Trockenluft bei 25° C Schwadenabzugstemperatur aus dem Kondensator mit fort bei φ = 1 . . . . . 20 ,, ,,

Folglich im Apparat kondensierbar je 1 kg trockne Luft . . . . 47,3 g Wasser

Diese Werte können auch aus Abb. 32 und 33 schätzungsweise abgegriffen werden.

Bei 33000 kg trockne Luft in der Stunde sind das 1530 kg Wasser, die als Kondensat ausfallen von insgesamt 2210 kg Wasserdampf, der im Schwaden enthalten ist. Der Rest von 680 kg geht als Restverlust mit dem kalten Schwaden in die Atmosphäre.

Rechnet man mit einer Kondensationstemperatur von im Mittel  $\frac{50 - 25}{2} = 37,5^{\circ}$ , so ergibt sich eine freiwerdende Verdampfungswärme

von 575 kcal je 1 kg Dampf, im ganzen also

$$1530 \cdot 574 = \sim 880000 \text{ kcal je Stunde}$$

Dazu kommt noch die Wärme, die durch Abkühlung der 33000 kg Trockenluft von 50° auf 25° frei wird, also

$$33000 \cdot 0,24 (50 - 25) = 200000 \text{ kcal}$$

in Summa also rund 1100000 kcal pro Stunde. Für diesen Wärmeumsatz muß der Schwadenkondensator und dessen Wärmeaustauschfläche berechnet sein. Legt man einen Wirkungsgrad des Apparates, um ganz sicher zu gehen, von nur 0,65 zugrunde, so berechnet sich die Kaltluftmenge, die dadurch erwärmt werden kann, wenn man ihre Anfangstemperatur zu 10° C, ihre Endtemperatur mit 35° C annimmt, nach der Gleichung

$$1100000 \cdot 0,65 = x (35 - 10) \cdot 0,24$$

$$x = 116000 \text{ kg Luft in der Stunde.}$$

Die geringe Wasserdampfmenge, die von der Kaltluft mitgebracht wird und mit erwärmt werden muß, wurde, um die Rechnung nicht zu sehr zu verwickeln, unberücksichtigt gelassen. Sie würde nur rund 6250 kcal erfordern. Für das Luftgewicht von 116000 kg in der Stunde ist nun der Kaltluftventilator zu bemessen.

Man kann also mit der rückgewinnbaren Wärme aus dem Schwaden stündlich 116000 kg Luft von 10° C auf 35° C erwärmen. Nach den obigen Rechnungen braucht man für die Trockenpartie um ihren Wasserdampf aufzunehmen, in der Stunde nur 33000 kg Trockenluft von 50° C. Die Temperaturerhöhung von 35° C auf 50° C, wozu  $33000 \cdot (50 - 35) \cdot 0,24 = 118000$  kcal erforderlich sind, erhält diese Luft erfahrungsgemäß

1. durch die Wärmeabgabe der freien Zylinderfläche, der Papierbahn und der Filze.

2. durch die von der Trockenpartie aufsteigenden Wasserdämpfe selbst, die ihre Temperatur abmindern und dadurch die Lufttemperatur erhöhen werden solange, bis eine entsprechende Mischtemperatur erreicht ist.

Nimmt man 75° C Verdampfungstemperatur aus dem Stoff an, 0,48 kcal spezifische Wärme des Wasserdampfes, 50° C Endtemperatur der Warmluft, so gibt der Dampf bei seiner Temperaturerniedrigung von 75° C auf 50° C ab

$$2060 \cdot (75 - 50) \cdot 0,48 = 24000 \text{ kcal/Stunde.}$$

Es wäre dann durch die Wärmeabgabe der Zylinder noch zu decken

$$118000 - 24000 = 94000 \text{ kcal in der Stunde.}$$

Es liegt die Möglichkeit vor, daß bei hoher Erwärmung der Kaltluft durch den Schwadenkondensator auf 35 und mehr Grad Celsius bei weitem nicht mehr die ganze Wärmeabgabe der freien Zylinderflächen zur restlichen Erwärmung der Luft nötig ist; dieser Wärmerest, der bei hoher Luftvorwärmung groß sein wird, wird wirklicher Verlust. Es können dann die Zylinderböden besser isoliert und dadurch abermals Wärme erspart werden. Das alles sind wirtschaftliche Ausblicke für die Zukunft.

Es bleiben also von den 116000 kg Warmluft in der Stunde, die den Schwadenkondensator mit 35° C verlassen, nach Abzug der 33000 kg, die für die Trockenpartie zur Wasserdampfaufnahme nötig sind, immer noch 83000 kg Warmluft von 35° C in der Stunde zur Beheizung des übrigen Papiermaschinenraumes und zur Trocknung der Filze übrig.

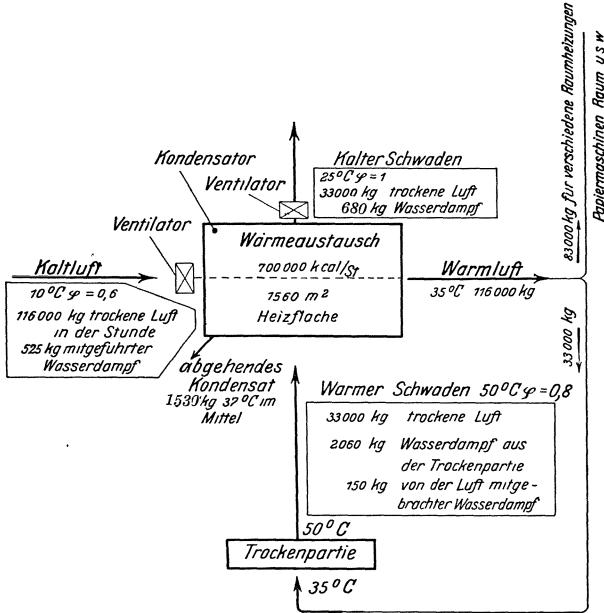


Abb. 34. Zahlschema für Schwadenausnützungsanlagen.

Um nun Anhaltspunkte über die Heizfläche des Schwadenkondensats zu bekommen, sei angenommen

$\kappa =$  Wärmedurchgangszahl  $= 30 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } ^\circ \text{C}}$ ; diese Zahl ist noch wenig erforscht,

$\delta =$  mittlere Temperaturdifferenz zwischen Schwaden und Kaltluft  $= \frac{50 + 25}{2} - \frac{10 + 35}{2} = 15^\circ \text{C}$ ,

$Q = 700000$  kcal je Stunde,

damit ergibt sich nach der Gleichung  $Q = F \cdot \kappa \cdot (t_1 - t_2)$  eine Heizfläche  $F$  zu

$$F = \frac{700000}{30 \cdot 15} = 1560 \text{ m}^2.$$

Für die Bemessung der Rohrleitungen sollen Luftgeschwindigkeiten von 12—15 m in der Sekunde zugrunde gelegt werden.

Dieses Zahlenbeispiel für den Rechnungsgang mag fürs erste genügen. Die Rechnung ist natürlich, um genaue Überblicke zu bekommen und um die ganzen Zahlenverhältnisse zu beherrschen, für tiefste, mittlere und oberste Außentemperaturen durchzuführen. Für

kältere Temperaturen als die mittlere werden sich die Verhältnisse noch günstiger rechnen, für höhere Temperaturen ungünstiger. Erst dann, wenn man einen Gesamtkomplex der Zahlen hat, ist man sich über alles klar. Ebenso ist ein Rechnungsschema wie Abb. 34 aufzuzeichnen und die entsprechenden Zahlen einzuschreiben.

Die Hauptabfallwärme jeder Trockenpartie sind die soeben behandelten Schwaden. Eine weitere Abfallwärmequelle ist das Kondensat der Trockenzylinder, dessen Verwertung im Laufe der Arbeit schon des öfteren gestreift wurde. Es geht mit dem dem betreffenden Druck im Zylinder entsprechenden Flüssigkeitswärme aus dem Trockenzylinder ab. Wird es zur Kesselspeisung verwandt, so zieht gewöhnlich die Differenz der Flüssigkeitswärme zwischen Innendruck im Zylinder und Atmosphärendruck als Schwaden ungenützt ab. Dieser Verlust ist nicht klein. Er beträgt bei 3 ata Überdruck 32,9 kcal je 1 kg Dampf, also fast 30% der noch übrigbleibenden Flüssigkeitswärme. Der Verlust kann dadurch vermieden werden, daß das Kondensat, falls keine Schwadenausnutzungsanlage, vorhanden ist, vor seiner Entspannung zur Anwärkung der Kaltluft benützt wird. Ist Schwadenausnutzungsanlage vorhanden, so kann man die Warmluft, die mit etwa 35°C den Apparat verläßt, mit Kondensat noch höher vorwärmen. Man kann auch andererseits nach seiner Entspannung auf 1 ata die durch Nachverdampfung entstandenen Dämpfe gesondert auffangen und für verschiedene Heizzwecke verwenden, oder sie aber mit Frischwasser niederschlagen und als Zusatzspeisewasser für das Kesselhaus verwenden. Auf keinen Fall darf man sie als Schwaden über Dach ziehen lassen. Der Nachverdampfungsverlust kann vermieden werden, wenn das Kondensat durch sogenannte Rückspeiseapparate unter Druck in die Kessel gespeist wird. Diese Apparate brauchen aber, wenn sie nur etwas sicher arbeiten sollen, noch viel mehr Pflege wie die Kondensstöpfe.

## C. Beiwerke der Zellstoffabrik.

### I. Bleicherei.

#### a) Wärmeverbrauch

Der Bleichvorgang im Holländer verläuft am günstigsten bei Temperaturen von rund 35°—40° C. Angenommen, der Stoff wird mit 4% Stoffkonsistenz eingetragen, dann auf 8% im Holländer eingedickt, so daß auf 1 kg absoluttrocknen Stoff 11,5 kg Wasser oder auf 1 kg Stoff 12,5 kg Stoffbrei treffen, so ergibt sich die Wärme, die von 10° C als angenommene Ausgangstemperatur zur Erwärmung bis auf 40° C nötig ist, zu

$$11,5 \cdot (40 - 10) \cdot 1 + 1 \cdot (40 - 10) \cdot 0,319 = 354,5 \text{ kcal.}$$

Rechnet man noch mit 10% Verlust für Verdunstung, Ausstrahlung usw., so kommt man auf 390 kcal je 1 kg Stoff. Nimmt man Satttdampf von 3 ata als zur Verfügung stehend an, der direkt zur Stoffanwärmung in den Brei eingeleitet wird, so ergibt sich die nötige Dampfmenge zu  $\frac{390}{652 - 40} = 0,635$ , also rund 0,64 kg Dampf je 1 kg ungebleichter Stoff, oder wegen des 10% Bleichverlust 0,71 kg Dampf je 1 kg gebleichten Stoff.

Es liegt sehr nahe, die Wärme, die der Bleichvorgang braucht, in Form von heißem Wasser oder in Form des Kondensates der Mitscherlich-Schlangen zuzusetzen. Bei diesem Arbeitsvorgang wird durch das heiße Wasser von möglichst 90° C der Holländerinhalt verdünnt, sodaß von neuem eingedickt werden muß, evtl. muß das Eindicken sogar ein zweites Mal wiederholt werden. Die Rechnung ergibt, daß für einen Bleichholländer von 3000 kg Eintrag 20 m<sup>3</sup> Heißwasser von 90° C nötig sind, also

$$20000 (90 - 40) = 1000000 \text{ kcal}$$

in Form von Heißwasser. Je 1 kg lufttrocknen Eintrag sind es also rund 10 Liter Heißwasser von 90° C. Heißwasser steht in genügender Menge zur Verfügung, kann auch in großen Mengen durch die restlichen Rauchgaswärmen erzeugt werden.

#### b) Kraftverbrauch

An Kraft für die Bleicherei, also für die Holländer, Pumpen, Chlorkalkaufbereitung sind nach eigenen Beobachtungen rund 13 kWst je 100 kg gebleichten Stoff, also auf ungebleichten Stoff bezogen 11,7 kWst je 100 kg ungebleichten Stoff nötig, bzw. 0,13 und 0,117 kWst je 1 kg Stoff.

Nimmt man an, daß mit Zwischendampf von 3 ata 180° C der Holländerinhalt erwärmt wird, und daß am Eintritt der Turbine 20 ata



und 350° C herrschen, so entwickelt 1 kg Dampf bei 75% Turbinenwirkungsgrad 75 kcal effektiv in Kraft umzusetzende Wärme; 0,7 kg Dampf stehen zur Verfügung, also 52,5 kcal oder in Kilowatt ausgedrückt  $\frac{52,5}{860} = 0,061$  kWst. Bei alten Turbinen von einem Wirkungsgrad  $\eta_1 = 55\%$  ergibt sich

$$\frac{55 \cdot 0,7}{860} = 0,045 \text{ kWst,}$$

d. h. daß aus dem Dampf der zum Anwärmen der Holländerfüllung verwandt wird, bei dem oben angegebenen Eintrittsdruck in die Turbine bei neuzeitlichen Brüner-Turbinen 0,061 kWst und bei älteren Turbinenarten 0,045 kWst je 1 kg Dampf erzeugt werden können. Da zum Bleichprozeß 0,13 kWst je 1 kg gebleichten Stoff nötig sind, so braucht der Bleichprozeß, wenn zur Erwärmung des Bleichgutes Zwischendampf verwandt wird, mehr Kraft als unter obigen Voraussetzungen in der Turbine aus diesem Dampf erzeugt werden kann.

Wird Chlor elektrolytisch erzeugt, so liegen die Verhältnisse etwa folgendermaßen. Nötig sind je 1 kg Zellstoff etwa 0,04 kg aktives Chlor in Form von Chlorkalk;

1 kg Chlor auf elektrolytischem Wege erzeugt, erfordert 6—7 kWst; auf 1 kg Zellstoff trifft also bei elektrolytischer Erzeugung des Chlors für die Chlorbereitung 0,24—0,28 kWst, also rund ebensoviel, als sonst für den gesamten Kraftbedarf einschließlich Wasserförderung für die Fabrikation gerechnet wird.

Der Dampf sowie natürlich auch das Heißwasser, in welcher Form er immer auch für die Bleicherei verwandt wird, ob als Frischdampf, Zwischendampf oder Abdampf, muß, da er direkt in das Bleichgut eingeleitet wird, vollständig ölfrei sein, desgleichen das Warmwasser, falls es als Anwärmemittel zur Verwendung kommt. Für Bleichereizwecke ist daher in keinem Fall Kolbenmaschinenabdampf geeignet, da eine genügende Entölung auch mit Einschaltung mehrerer Entöler technisch unmöglich ist, es ist also nur Turbinenabdampf hierzu brauchbar. Steht aber Abdampf von Kolbenmaschinen zur Verfügung, so muß man sich so helfen, daß man indirekt in einem zweiten Verdampfer ölfreien Dampf erzeugt<sup>1)</sup>.

## II. Sulfitspiritusfabrik.

### a) Physikalische Vorgänge

Bei der Sulfitspiritusfabrikation wird aus der vergorenen Ablauge — Maische — durch Destillation und Rektifikation Spiritus erzeugt; als Abfallprodukt geht die entgeistete Maische — Schlempe — aus dem Fabrikationsprozeß ab.

Die Erscheinungen bei der Verdampfung von sogenannten gemischten Flüssigkeiten, um die es sich bei der Spiritusdestillation handelt, sind

<sup>1)</sup> Eberle: Einfluß der Steigerung der Dampfspannung auf die Dampfanlagen der Zellstoffindustrie. Hauptversammlungsbericht des Vereins der Zellstoff- und Papierchemiker und -Ingenieure 1924, S. 96.

dem äußeren Anschein nach ähnlich dem der Verdampfung einer einzigen Flüssigkeit, nur bei genauer Betrachtung bedeutend komplizierter als dieser. Bei der Sulfitspiritusfabrikation handelt es sich um die Mischung zweier Flüssigkeiten, nämlich Alkohol und Wasser, also um eine binäre Mischung<sup>1)</sup>.

Eine wesentliche Verwicklung in den Erscheinungen zeigen diese binären Mischungen gegenüber Wasser darin, daß bei ihnen sowohl die Flüssigkeit wie der Dampf aus den Molekülen beider Substanzen zusammengesetzt ist. Das Dampfgemenge hat im allgemeinen nicht dieselbe Zusammensetzung wie die Flüssigkeitsmenge, über der es steht. Während bei einer einfachen Flüssigkeit der Druck des Dampfes nur eine Funktion der Temperatur ist, ist er hier Funktion von Temperatur und Konzentration. Dabei ist noch die Frage zu erörtern, in welcher Beziehung bei Gleichgewicht die Konzentration des Dampfes und die der Flüssigkeit zueinander steht. Man muß allgemein unterscheiden:

1. Mischung zweier Substanzen, welche sich nicht merklich ineinander lösen,

2. solche, die sich teilweise ineinander lösen,

3. solche, welche sich in allen Verhältnissen ineinander lösen.

Zu der dritten Art gehört Alkohol und Wasser. Für diese physikalisch mischbaren Flüssigkeiten bestehen nun folgende Gesetzmäßigkeiten:

1. Die Siedetemperatur ist abhängig von dem Mengenverhältnis der Mischung, ändert sich dieses durch Destillation, so geschieht das immer in dem Sinne, daß der Siedepunkt steigt.

2. Das Mengenverhältnis im Dampfgemisch ist abhängig vom Mengenverhältnis in der flüssigen Mischung.

Wenn man also ein Gemisch von Alkohol und Wasser bis zum Sieden erhitzt, so entwickeln sich aus der siedenden Flüssigkeit Dämpfe, dabei ist der Alkoholgehalt der entweichenden Dämpfe größer als der Alkoholgehalt in der flüssigen Mischung. Die zurückbleibende Flüssigkeit wird dadurch an Alkohol immer ärmer, fährt aber fort relativ alkoholreichere Dämpfe zu entwickeln. Die zurückbleibende Flüssigkeit verarmt an Alkohol immer mehr, zuletzt bis auf die Größe Null; damit ist dann aller Alkohol herausdestilliert. Wenn man nun die entwickelten Dämpfe durch Abkühlen zur Kondensation bringt, so erhält man ein Destillat, dessen Alkoholgehalt erheblich höher ist als der Alkoholgehalt der ursprünglichen Mischung. Durch Wiederholung dieses Prozesses kann man aus einem alkoholarmen ein sehr alkoholreiches Gemisch herstellen. Die folgende Zahlentafel gibt die diesbezüglichen Zusammenhänge

<sup>1)</sup> Wichtige Literatur: Winkelmann: Handbuch der Physik III, Band 2, S. 1142ff. Verlag Barth, Leipzig (hier sind die allgemeinen physikalischen Grundlagen der Destillation gegeben); Maercker-Delbrück: Handbuch der Spiritusfabrikation. 9. Auflage. Verlag Parey, Berlin (allgemeiner Inhalt über Spiritusfabrikation); Hausbrand: Die Wirkungsweise der Rektifizier- und Destillierapparate. Berlin: Springer (Rechnungsgrundlagen der Rektifizierapparate); Heinzelmann: Sulfitspiritgewinnung. Papierfabrikant 1922, S. 398; Hägglund: Die Sulfitablauge und ihre Verarbeitung auf Alkohol. 2. Aufl. 1921; Verlag: Viehweg & Sohn, Braunschweig; v. Possanner: Chemische Technologie des Papiers, S. 207. Leipzig, Akad. Verlagsanstalt.

Zahlentafel 28.

Alkoholgehalt der siedenden Flüssigkeit in Gewichts-%	Siedepunkt der Flüssigkeit in °C	Alkoholgehalt des Dampfes in Gewichts-%
0	100,0	0,00
5	95,1	33,50
10	91,3	48,60
20	87,0	60,10
30	84,7	63,40
40	83,0	66,90
50	81,9	70,30
60	81,0	74,60
70	80,2	79,40
80	79,5	84,80
90	78,7	91,00
94	78,3	94,60

Die obige Darstellung war die der einfachen Destillation, die aber um starke Alkoholgemische zu erhalten, öfters wiederholt werden müßte; dies ist technisch zu umständlich, man hat also Apparate für zusammengesetzte Destillation konstruiert, in denen in einem kontinuierlichen Arbeitsgang die fertige Verkaufsware erzeugt wird. Es sind dies die Rektifikationskolonnen und die Dephlegmationseinrichtungen.

Rektifikation und Dephlegmation ergänzen sich. Bei den neuen Destillierapparaten von Avenarius, Berlin, gehen die Dämpfe zuerst durch eine Rektifikationskolonne in den Dephlegmator, der ein Kondensator für das Gemisch aus Alkoholdämpfen und Wasserdämpfen ist. Als Kühlflüssigkeit wird die Maische, die dadurch auf rund 55° C vorgewärmt wird, benützt. Das Kondensat, ein Alkohol- und Wassergemisch, fließt vom Dephlegmator wieder in die Rektifikationskolonne und begegnet hier dem aufsteigenden Strom der schwächer alkoholhaltigen Dämpfe, welche die ihr entgegenströmende Flüssigkeit wieder zum Sieden und Verdampfen bringt und dadurch selbst alkoholreicher wird.

Das obige sind die Grundzüge der Alkoholdestillation; in dem besonderen Fall der Sulfitspiritusfabrikation sind die Arbeitsgänge die folgenden: Die Kocherabläugen werden in Rohabläugenbehälter gesammelt, von dort auf Neutralisationstürme gepumpt, in denen sie durch feingemahlene Kalk neutralisiert werden. Die Neutralisation erfolgt bei 90° C. Dann wird die Ablauge in Kühltürmen auf die Gärtemperatur von 30°—35° C abgekühlt, von dort gelangt sie in die Gärbehälter, von denen sie nach vollendeter Gärung in Vorratsbehälter gepumpt wird. Diese vergorene Ablauge, nun Maische genannt, wird in einen Kolonnenapparat gepumpt, in dem durch Dampf Alkohol bis zu 96% abdestilliert wird. Die alkoholfreie Flüssigkeit — Schlempe — fließt, in ihrer Menge vermehrt um das Dampf kondensat, mit rund 100° C aus dem Prozeß ab.

Dabei wird die Maische, die nach der Gärung rund 35° C hat, öfters schon durch die abfließende Schlempe selbst, immer aber im Dephlegmator, wo sie als Kühlflüssigkeit für den Kondensationsvorgang der Alkoholwasserdämpfe dient, vorgewärmt. Die Destil-

lations- und Rektifikationsvorgänge selbst sind in ihren Einzelheiten so verwickelt, um im Rahmen dieses Buches behandelt werden zu können. Es muß auf die angegebene Sonderliteratur besonders auf das Buch von Hausbrand verwiesen werden. Es sollten hier nur die grundlegenden Betrachtungen, die oft schwer in der Literatur zu finden sind, gebracht werden.

#### b) Dampf- und Kraftverbrauch

Nach verschiedenen Versuchen beträgt der Dampfverbrauch mit den heute üblichen Apparaten für Destillation von 1 Liter Sulfitspirit 18—20 kg. Rechnet man, wie jetzt allgemein üblich, mit einer Spritausbeute aus der Maische von 1 Volumenprozent, so ergibt sich je 100 kg abzubrennende Maische ebenfalls 18—20 kg Dampfverbrauch<sup>1)</sup>. Rechnet man ferner für heutige Verhältnisse auf 1 kg lufttrocknen Zellstoff 5 Liter Ablauge, so ergibt sich: 100 kg Zellstoff entsprechen 5 Liter Sulfitsprit mit einem Dampfverbrauch von 100 kg. Bezieht man die Werte wieder auf 1 kg lufttrocknen Zellstoff, so bekommt man die Beziehung:

je 1 kg Zellstoff sind für die Sulfitspiritfabrikation unter den obigen Voraussetzungen 1 kg Dampf nötig.

Der Bayr. Revisions-Verein fand bei diesbezüglichen Versuchen:

100 Liter Sprit benötigen 1976 kg Dampf (6,5 ata), entsprechend 1290000 kcal. Dabei war die Ausbeute 8,38 Liter Sprit auf 1000 Liter Maische. Auf Dampf von 1 ata bezogen gäbe das einen Verbrauch von 20,2 kg Dampf je 1 Liter Sprit, was mit den obigen Angaben stimmt. Der Kraftverbrauch einer Sulfitspiritfabrik besteht lediglich aus dem Kraftverbrauch der verschiedenen Pumpen vom Vorratsbehälter zum Neutralisationsturm, zum Kühlturm, zum Vorratsbehälter der Maische, sowie aus dem für den Luftkompressor und die Kalkaufbereitungsanlage der Neutralisation. Je 10 Liter Sulfitspirit sind 4—5 kWst nötig, umgerechnet auf die Zellstoffeinheit ergibt das:

je 1 kg Zellstoff sind für die Spiritusfabrikation unter den obigen Voraussetzungen 0,002—0,003 kWst erforderlich.

Der Dampfverbrauch ist dabei vollständig gleichmäßig und ergibt eine vorzügliche Grundbelastung für die Dampfkraftmaschine. Der Kraftbedarf, der ja an und für sich klein ist, ist nahezu gleichmäßig. Die Spiritusfabrik arbeitet normalerweise auch Sonntags, also 360 Tage im Jahr. Eine Sulfitspiritfabrik ist ein Betrieb, der bei Gegendruckbetrieb reichlich Kraftüberschuß bringt. Rechnet man mit 20 ata und 350°C Eintrittszustand des Dampfes vor der Turbine und mit 3 ata Gegendruck, mit dem jetzt der Dampf für die Spiritusfabrik gewöhnlich dem Dampfnetz für die Trockenpartie usw. entnommen wird, so kann man mit 20 kg Dampf, wie er für 1 Liter Sprit benötigt

<sup>1)</sup> Nach Öman: Regulierung bei Destillation in Kolonnenapparaten, *Technisk Tidskrift C* 11,81 Ref. Pap.-Fabr. 1926, S. 94, ließe sich beim Zusammenarbeiten von 2 Kolonnen, und zwar von einer mit etwa 1 atü und von einer zweiten mit  $\frac{1}{2}$  atm Vakuum der Gesamtdampfverbrauch auf die Hälfte herabdrücken.

wird, mit einer Brüner-Dampfturbine 1,62 kWst erzeugen. Gebraucht werden nur 0,45 kWst, also bekommt man je 1 Liter Spirit 1,17 kWst Kraftüberschuß. Umgerechnet auf 100 kg Zellstoff ergibt dies rund 6 kWst Überschußkraft, oder wenn man 21 kWst durchschnittlichen Gesamtkraftbedarf für 100 kg Zellstoff ohne Spiritusfabrik rechnet, so ergibt sich 28,5% Überschußkraft aus der Spiritusfabrik allein. Bei älteren Turbinen ergibt sich ein solcher von etwa 4,5 kWst je 100 kg Zellstoff.

Daß der Dampf für die Spiritusfabrik gewöhnlich mit 3 ata der Turbine aus dem Niederdrucknetz entnommen und auf 2 ata abgedrosselt wird, ist ein ständiger großer Kraftverlust, für eine Sulfitspiritusfabrik genügt 2 ata Dampfdruck vollständig

Ein kleines Zahlenbeispiel soll den dadurch erhaltenen Kraftverlust beweisen. Angenommen sei 70 t lufttrockene Zellstoffherzeugung in 24 Stunden, also 350 t Maische-Anfall im Tag; erzeugt werden 3500 Liter Spirit in 24 Stunden, wofür nach obigem 70000 kg Dampf nötig sind. Entspannt man diese Dampfmenge von dem oben angegebenen Eintrittsdruck auf 3 ata, so erhält man 5700 kWst in 24 Stunden an der Turbinenwelle, was einer durchschnittlichen Maschinenleistung von 237 kW entspricht. Entspannt man die gleiche Dampfmenge auf 2 ata, beidesmal unter einem Turbinenwirkungsgrad von 70%, so bekommt man aus der gleichen Dampfmenge 6750 kWst in 24 Stunden, was einer Maschinenleistung von 282 kW entspricht. Es ist dies also eine dauernde Mehrleistung von 45 kW oder 18%. Dieselbe ist nur dadurch zustande gekommen, daß nicht auf 3 ata, sondern auf 2 ata in der Turbine entspannt wurde. In größeren Fabriken könnte es sich daher, je nach Lage der Verhältnisse, besonders wenn Kraftmangel herrscht, sehr wohl lohnen, ein eigenes kleines Gegendruckaggregat mit möglichst niedrigem Gegendruck für den Dampf der Spritfabrik aufzustellen. Auch die Bleicherei und evtl. Raumheizungen könnten an diese Gegendruckturbine, von niedrigerem Gegendruck als ihn das sonstige Niederdrucknetz des Werkes hat, angeschlossen werden. Es ist dies wieder ein Beispiel dafür, wie man praktisch die Lehre, mit dem Gegendruck so tief als nur möglich zu gehen, in die Wirklichkeit umsetzen kann.

In den obigen Betrachtungen ist als Bezugseinheit teils 1 Liter Spiritus, teils 100 Liter Maische, teils um Anschluß an alle bisherigen Zahlen der Praxis zu bekommen, 1 kg lufttrockener Zellstoff gewählt. Es ist dabei vorausgesetzt, daß 5 kg Ablauge je 1 kg Zellstoff anfallen. Diese Zahlen sind natürlich je nach der Ablaugemethode heute verschieden, obige Zahl ist ein guter Mittelwert. Neuere Bestrebungen gehen dahin, durch verschiedene Mittel bedeutend mehr Ablauge je 1 kg Zellstoff zu gewinnen. Haben diese Bestrebungen Erfolg, so ändern sich natürlich die auf 1 kg Zellstoff bezogenen Kraft- und Dampfverbrauchswerte. Der Wert, der am besten Vergleiche zwischen verschiedenen Werken ermöglicht, ist der Wärmeverbrauch zum Abbrennen von je 100 kg Maische bei einem Ausbeuteverhältnis von einem Volumenprozent.

Anschließend hieran sind die Kohlen- bzw. Dampfverbrauchszahlen je 100 l reinen Alkohols für folgende Brennarten interessant<sup>1)</sup>:

1. Kartoffelbrennerei 90—100 kg Kohle; 720 — 800 kg Dampf
2. Die Zuckerrübenbrennerei 100—120 kg „ ; 800— 960 kg „
3. Die Futterrübenbrennerei 200—360 kg „ ; 1600—2880 kg „

Bei kleinen Brennereien steigt der Wert um 40%. Zugrunde gelegt sind Kohlen von 6800 kcal Heizwert und 8facher Verdampfung, sowie ein Arbeiten ohne Zwischendampfverwertung.

Da der Sulfitspirituss auch zu motorischen Zwecken verwandt wird, sei in der folgenden Zahlentafel nach Berthelo und Mahler der Heizwert je 1 kg Spirit gegeben.

Zahlentafel 29.

Gew.-Prozent	Heizwert kcal je 1 kg Spirit	Gew.-Prozent	Heizwert kcal je 1 kg Spirit
100	6362	94	5944
99	6292	93	5875
98	6223	92	5805
97	6153	91	5735
96	6083	90	5665
95	6014		

### III. Ablaugenverwertung.

Das Problem der Ablaugenverwertung ist fast so alt wie die Zellstoff-fabrikation selbst und ein großer Fragenkomplex in sich selbst, der noch ständig im Werden und in der Umwälzung begriffen ist. Vieles ist studiert und versucht worden<sup>2)</sup>. Außer der Spiritusfabrikation aus der Ablauge und in kleinerem Maße der Gerbstofffabrikation hat sich aber bis heute im Fabrikgroßbetrieb noch keine Verwertungsart allgemein durchgesetzt. Neuerdings zieht man immer wieder die Verfeuerung der Trockenrückstände aus den Ablaugen in den Kreis der Erwägungen. Die ganze Verwertung der Sulfitablauge drängt zur Entscheidung. Die Ablauge enthält, ganz abgesehen von ihrem Heizwert, eine Reihe wertvoller Bestandteile, die bisher jahraus jahrein in die Flüsse gehen und dabei noch erhebliche Mißstände und Unkosten verursachen. Früher scheiterte die Verwertung meist an der Unmöglichkeit, die Ablauge wirtschaftlich einzudicken. Die Eindickung der Flüssigkeiten ist aber in den letzten Jahren durch die Brüdenkompression zu einer hohen Stufe der Vollkommenheit entwickelt worden, auch die Frage der Verfeuerung ist heute gelöst, so daß einer Nutzbarmachung sämtlicher Ablauge die Wege geebnet sind. Der Leitgedanke für die ganze Ablaugenverwertung muß dabei immer der sein, daß zuerst alle wertvollen Be-

<sup>1)</sup> Kalender für Landwirtschaftliche Gewerbe 1920, Teil I, Seite 12.

<sup>2)</sup> Müller: Dr. Max Zusammenstellung der Ablaugenliteratur bis 1913. Verlag der Papierzeitung Berlin; Schroehe: Übersicht über neuere in- und ausländische Patentliteratur, betreffend die Verwertung und Aufarbeitung der Ablauge und Abgase der Zellstoffabriken, Zeitraum 1912 bis 1925. Sonderdruck aus Papierfabrikant 1925, Verlag Elsner, Berlin; Kiby: Sulfitablauge und ihre Verwertung. Chem.-Zg. 1915, S. 212.

standteile den Ablaugen zu entnehmen sind, der Rest dann verfeuert werden soll.

Es wird mit rund 5 m<sup>3</sup> Ablauge je 1 t lufttrocknen Zellstoff gerechnet, ein Wert, der heute wohl noch als Durchschnitt gelten kann. Da etwa 8 m<sup>3</sup> Ablauge auf 1 t lufttrocknen Zellstoff im Kocher treffen, gehen 3 m<sup>3</sup> mit dem Stoff in die Stoffgruben ab. Sie sind also heute für den weiteren Verwertungsgang der Ablauge verloren. Das war bis heute unbedenklich, in Zukunft wird man trachten müssen, auch diese Ablauge zu gewinnen, und schon heute wird in Zellstoffabriken mit Sulfit-spritfabriken auf möglichst große Ablaugenausbeutung gesehen. Um diese zu erreichen, sind schon mehrere Verfahren angegeben worden, so das Ablaugen unter höherem Druck und das Abpreßverfahren<sup>1)</sup>. Auf diese Weise muß es möglich werden, bis 7 m<sup>3</sup> Ablauge je 1 t Zellstoff zu gewinnen. In Deutschland gehen nun jährlich rund 800 000 t organische Substanzen bei der Zellstoffabrikation in die Ablauge, und mit dieser fast ausnahmslos unausgenützt in die Flüsse. Es sind das rund 50% des Gesamtgewichtes des in Deutschland in den Zellstoffabriken verarbeiteten Holzes.

#### a) Eindampfung der Ablauge.

Die Ablauge, wie sie aus dem Kocher kommt, ist dünnflüssig, sie besteht aus 10—12 Gewichtsprozent Trockensubstanzen; bei fast allen Verwendungsarten ist nun die Eindickung der Ablauge nötig, um ihr die ganz erhebliche Wassermenge zu entziehen. Eine sehr praktische Zahlentafel über die Zusammenhänge zwischen den Trockensubstanzen in der Ablauge, dem zu verdampfenden Wasser und den spezifischen Gewichten mit den Baumé-Graden der Ablaugen, hat Dieckmann<sup>2)</sup> gegeben, die ich der guten Verwendbarkeit wegen hier wiedergeben möchte.

Zahlentafel 30: Die Trockensubstanz in der Sulfitablauge.

° Bé bei 15° C	Spez. Gewicht	Trockensubstanz		Aus 1 m <sup>3</sup> Ablauge von 7° Bé erhält man beim Eindampfen	
		kg im m <sup>3</sup>	kg i. d. Tonne	kg Ablauge	zu verdampf. Wasser(Liter)
7	1,052	112,5	106,9		
8	1,060	130,5	123,1	913,6	138,4
9	1,067	148,5	139,1	808,5	243,5
10	1,075	166,5	154,5	727,9	324,1
11	1,083	184,5	170,3	660,4	391,6
12	1,091	203,5	186,5	603,0	449,0
13	1,100	223,0	202,7	554,8	497,2
14	1,108	242,0	218,4	514,9	537,1

Fortsetzung der Zahlentafel nächste Seite!

<sup>1)</sup> Kuhn: Einfluß der Kocherausrüstung auf die Ablaugenmengen in Sulfit-spritfabriken. Wochenblatt 1919, S. 2317; auch Wochenblatt 1916, S. 2139, und Wochenblatt 1919, S. 2139.

<sup>2)</sup> Dieckmann: Die Trockensubstanz in der Sulfitablauge. Papierfabrikant 1924, S. 177.

Zahlentafel 30 (Fortsetzung): Die Trockensubstanz in der Sulfitablauge.

° Bé bei 15° C	Spez. Gewicht	Trockensubstanz		Aus 1 m <sup>3</sup> Ablauge von 7° Bé erhält man beim Eindampfen	
		kg im m <sup>3</sup>	kg i. d. Tonne	kg Ablauge	zu verdampf. Wasser(Liter)
15	1,116	262,5	235,2	478,1	573,9
16	1,125	283,0	251,4	447,4	604,7
17	1,134	303,5	267,6	420,3	631,7
18	1,142	324,5	284,1	397,8	656,2
19	1,152	345,5	299,9	375,0	677,0
20	1,162	366,5	315,4	356,6	695,4
21	1,171	387,0	330,5	340,3	711,7
22	1,180	408,5	346,2	324,8	727,2
23	1,190	430,5	361,8	310,8	747,2
24	1,200	452,5	377,1	305,2	746,8
25	1,210	475,5	383,0	286,2	765,8
26	1,220	499,0	403,0	275,0	777,0
27	1,231	523,5	425,3	264,4	787,6
28	1,241	547,5	441,2	255,5	796,5
29	1,252	572,5	457,3	245,9	806,1
30	1,263	598,5	473,9	237,3	814,7
31	1,274	625,6	491,0	229,0	823,0
32	1,285	653,0	496,6	226,9	825,1
33	1,297	681,0	525,1	214,2	837,8
34	1,308	709,5	542,4	207,3	844,7
35	1,320	741,0	561,4	200,3	851,7
36	1,332	772,5	580,0	193,9	858,1
37	1,345	804,5	598,2	188,0	864,0
38	1,357	836,5	616,4	182,4	869,6

Z. B. 1000 Liter Sulfitablauge von 7° Bé ergeben 200,3 kg eingedickte Ablauge von 35° Bé und es müssen 851,7 Liter Wasser verdampft werden. Auch jede andere Konzentration läßt sich leicht aus den angegebenen Daten durch Rechnung finden. Z. B. 1000 Liter Sulfitablauge von 15° Bé ergeben 467,60 eingedickte Ablauge von 35° Bé und es müssen 648,4 Liter Wasser verdampft werden.

Die spez. Wärme der Ablauge fällt geradlinig von 0,95 bei 5° Bé und 20° C auf 0,6 bei 40° Bé und 20° C.

Als Eindickverfahren sind denkbar:

1. Die Eindampfung in offenen Pfannen, Dampfverbrauch 1,3 kg auf 1 kg Wasserverdampfung (0,76fache Verdampfung).

2. Diejenige in Einfachverdampfern, Dampfverbrauch 1,1 kg auf 1 kg Wasserverdampfung (0,9fache Verdampfung).

3. Die Eindampfung in Mehrkörperapparaten, z. B. Dreikörperapparat, Dampfverbrauch 0,5 kg auf 1 kg Wasserverdampfung, Vierkörperapparat Dampfverbrauch 0,36 kg auf 1 kg Wasserverdampfung (2fache bzw. 2,75fache Wasserverdampfung).

4. Die Konzentrierung der Lauge durch Einspritzen in heiße Rauchgase nach Verfahren Mürbe<sup>1)</sup>.

5. Die Eindampfung bis zur Pulverform in Krauße-Apparaten rund 2 kg Dampf (einschließl. Kraftverbrauch) auf 1 kg Wasserverdampfung.

<sup>1)</sup> Kausch: Das Ein- oder Abdampfen der Zellstoffablaugen. Papierfabrikant 1920, S. 443.



6. Als neuestes Verfahren, das der Kompressionsverdampfung nach Ausführung, Escher, Wyss u. Co. und Lurgi G. m. b. H.; bei dem Lurgi-Verfahren wird der Kompressionsverdampfer noch mit nachgeschalteten Mehrfachverdampfern kombiniert, wodurch sich ein Dampfverbrauch von 0,3 kg Dampf auf 1 kg Wasserverdampfung (3,3 fache Wasserverdampfung) ergibt.

Schon vor dem Jahre 1914 hatten manche, besonders kleinere Fabriken, Eindampfanlagen unzureichender Art für Ablauge, wobei aber gewöhnlich noch Brennmaterial zugesetzt wurde; der Zweck der Anlagen war meist der, die Ablaugen zu vernichten, da die Möglichkeit, sie in Vorfluter zu leiten, nicht oder nur ungenügend gegeben war. Die einzige alte Anlage, die direkten industriellen Zwecken diene, war wohl die der Zellstoffabrik Walsum angegliederte Gewerkschaft Pionier, die in Kestner-Sechsfachmehrkörperapparaten auf etwa 35° Bé eindickt und auf der dahinter geschalteten Trockentrommel die Ablauge zu sogenanntem Zellpech von 90% Trockengehalt verarbeitet<sup>1)</sup>. Damals zog sich in den Aussprachen, die dem angegebenen Aufsatz folgten, noch die gänzliche Verneinung der Möglichkeit, die Ablaugen nutzbar als Brennstoff zu verwerten, hindurch. Verschiedene Eindickanlagen mit Mehrkörperanlage entstanden dann im Krieg, infolge der erheblichen Nachfrage nach Dicklauge für alle möglichen Zwecke.

Von den oben angegebenen Eindampfverfahren scheidet die Verfahren 1, 2, 3 und 5 wegen ihres hohen Eigendampfverbrauches von selbst aus. Es kommt heute vor allem die Kompressionseindampfung in Frage. Die Eindampfungsfrage ist für die ganze Verwertung der Ablauge deshalb so wichtig, weil sie als Mittel zum Zweck wohl bei allen Verwertungsarten der Ablauge nötig sein wird. Die Eindampfung ist also ein unentbehrliches Mittel und die neuerdings durch die Kompressionseindampfung wirtschaftlich zu lösende Frage bringt die ganze Ablaugenverwertung auf eine neue Stufe. Es wird dadurch die Möglichkeit geschaffen, sie im Großbetrieb durchführen zu können. Neuerdings wurde auch vorgeschlagen, die Ablauge auf offenen Gradierwerken, ähnlich wie die Salzsole in geringem Grad voreinzudicken<sup>2)</sup>.

Das Prinzip der Kompressionseindampfung setze ich im allgemeinen als bekannt voraus<sup>3)</sup>. Der aus dem Eindampfprozeß entweichende Dampf, in den meisten Fällen etwas saurer Wasserdampf, wird in den entsprechenden Apparaten, Turbokompressoren oder Strahlkompressoren verdichtet und zur Heizung im gleichen Verdampfer wieder

<sup>1)</sup> Sembritzky: Herstellung von Zellpech aus Ablauge der Zellstoffabriken. Wochenblatt 1908, S. 658.

<sup>2)</sup> König: Über die Gradierung von Sulfitablauge. Papierfabrikant 1925, S. 544.

<sup>3)</sup> Wichtige Literatur: Dr. Deinlein: Die Wärmepumpe. Z. Bayr. Rev.-V. 1919, S. 189; Flügel: Wärmewirtschaft und Anwendungsformen der Wärmepumpe. Z. V. d. I. Bd. 64 (1920) S. 954; Wirth: Erfahrungen an Eindampfanlagen mit Wärmepumpen. Z. V. d. I. Bd. 65 (1921) S. 1183 mit vielen Lit.-Ang. Bd. 66 (1922) S. 819; Ombeck: Versuche an Wasserdestillationsanlagen mit Wärmepumpe. Z. V. d. I. Bd. 65 (1921) S. 64; Gensecke: Über Kompressionsverdampfung. Z. V. d. I. 1923, S. 249.

verwandt. Er gibt dabei seine Verdampfungswärme ab und geht als Kondensat aus dem Prozeß ab; dabei kann man mit diesem Kondensat die einzudampfende Flüssigkeit noch vorwärmen. Abb. 35 gibt das Verfahren schematisch wieder.

Bei den meisten zur Eindampfung gelangenden Flüssigkeiten muß mit Siedepunktserhöhungen gerechnet werden, die mit der Konzentration ansteigen. Dieselben betragen bei Sulfitablauge anfangs  $1\frac{1}{2}^{\circ}\text{C}$ , bei höherer Konzentration  $4^{\circ}\text{--}5^{\circ}\text{C}$ . Diese Siedepunktserhöhung muß sozusagen als totes Temperaturgefälle erst überwunden werden, ehe man

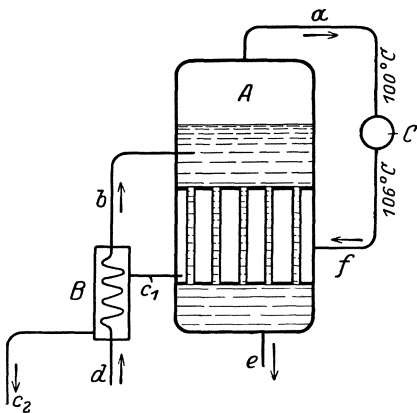


Abb. 35. Brüdenkompressionsanlage (Schema).

*A* = Verdampfer, *c*<sub>1</sub> = Kondensat,  
*B* = Vorwärmer, *c*<sub>2</sub> = Kondensat-Abfluß,  
*C* = Verdichter, *d* = Ablauge,  
*a* = Brüden, *e* = Dicklaugen-Abfluß,  
*b* = vorgewärmte Lauge, *f* = komprimierte Brüden.

auf das nutzbare Gefälle kommt.

Die aus den Lösungen abgehenden Wasserdämpfe haben nämlich nicht die Temperatur der Lösung, sondern die Sättigungstemperaturen von Wasser vom gleichen Druck. Das Temperaturgefälle für Beheizung der Apparatur ist also gleich Siedepunktserhöhung + Nutzgefälle. Der Brüden zieht z. B. mit  $100^{\circ}\text{C}$  ab, die Siedepunktserhöhung sei  $= 3^{\circ}\text{C}$ , das zur Unterhaltung der Verdampfung nötige Nutzgefälle sei erfahrungsgemäß  $= 5^{\circ}\text{C}$ , so muß der Brüden im Verdichter auf  $100 + 3 + 5 = 108^{\circ}\text{C}$  verdichtet werden, ohne Siedepunktserhöhung des einzudampfenden Gutes wären nur  $105^{\circ}\text{C}$  nötig gewesen.

Die Kompressionsverdampfung ist sehr alt und wurde schon 1835 Pelleton patentiert. Die erste Anlage dürfte in der Saline Bex in der Schweiz entstanden sein<sup>1)</sup>. Das Verfahren schloß aber bald wieder ein, der Schweizer Firma Kummler & Matter und hier wieder deren damaligem Oberingenieur Herrn E. Wirth gebührt dann das Verdienst, es ohne Kenntnis der seinerzeitigen Versuche kurz vor dem Kriege wieder in die Technik gebracht zu haben. Die Fabrikation von Brüdenkompressionsanlagen nach dessen Patenten ist an die Firma Escher, Wyß & Co., Zürich, übergegangen. In Deutschland hat die Metallbank Frankfurt a. M. bzw. deren Tochtergesellschaft, die Lurgi G. m. b. H., das Brüdenkompressionsverfahren in erster Linie durchgebildet. Das Brüdenkompressionsverfahren hat sich in verschiedenen Industrien, besonders in der Nahrungsmittelindustrie und chemischen Industrie, gut eingeführt.

Als Verdichter kommt dabei der Turbokompressor oder der Strahlkompressor in Frage. Der Turbokompressor ist als geeignete Maschine

<sup>1)</sup> Balz: Die Siedesalzerzeugung von ihren Anfängen bis zu ihrem gegenwärtigen Stand. Berlin 1896.

anzusehen, durch seine hohe Drehzahl baut er sich selbst für hohe Leistungen verhältnismäßig klein. Der Wirkungsgrad ist gut. Der Strahlkompressor, der bisher sehr schlechte Wirkungsgrade hatte, wurde neuerdings durch die Arbeiten von Professor Gensecke zu solcher Wirtschaftlichkeit entwickelt, daß seine Anwendung jetzt ohne weiteres auch auf diesem Gebiet möglich geworden ist. Er ist im Bau und in der Bedienung viel einfacher wie der Turbokompressor, auch ist er unempfindlicher gegen die sauren Brüden. Sein Wirkungsgrad ist rund 0,35—0,4. Er wird wegen seiner allgemeinen Einfachheit heute vielfach dem Turbokompressor vorgezogen.

Steht sehr billige Kraft, besonders Wasserkraftstrom, zur Verfügung, so ist der Turbokompressor, angetrieben durch Elektromotor, wegen seines besseren Wirkungsgrades vorzuziehen. Man kann dabei mit rund 30 kg Wasserverdampfung je 1 kWst Kraftaufwand rechnen.

Das Problem der Eindampfung der Sulfitablaugen, rein wärmetechnisch betrachtet, könnte heute nach so manchen Schwierigkeiten als ideal gelöst gelten, wenn sich nicht verschiedene betriebstechnische Übelstände ergeben würden. Diese Schwierigkeiten entstehen 1. durch die Ausscheidung von Krustenbildnern an den Wärmeaustauschflächen der Heizkörper, 2. durch den mit der Eindickung der Lauge stark zunehmenden Siedeverzug und 3. durch die zunehmende Dickflüssigkeit der Ablauge. Alle drei Einfüsse haben eine Verschlechterung des Wärmeübergangs vom Heizdampf zur Flüssigkeit zur Folge, so daß schon nach einigen Tagen ein starker Rückgang der Leistung eintritt. Diesem Leistungsabfall trat man meist durch die Erhöhung des Heizdampfdruckes entgegen. Mit diesem Mittel kam man jedoch bald an eine Grenze und mußte sich dann wohl oder übel mit einem Rückgang der Verdampfungsziffer zufriedengeben. Zeitraubendes und teures Reinigen der Rohrsysteme wurde immer wieder nötig. Durch reichliche und zweckmäßige Heizflächenanordnung ist es nun auf Grund neuerer Versuche möglich geworden, den Schwierigkeiten entgegenzutreten. Man gruppiert hierbei die Heizfläche außerhalb der Verdampfer und unterteilt sie in entsprechende Einzelheizflächen, welche für die Reinigung ohne Betriebsunterbrechung nur durch Öffnen und Schließen von Schiebern periodisch ab und zu geschaltet werden können. Wie die Versuche gezeigt haben, ist es mit diesen Mitteln durchaus möglich, Leistungs- und Verdampfungsziffern einigermaßen auf gleicher Höhe zu halten. Abb. 36 zeigt nun eine neuzeitliche Anlage, wie sie von der Lurgi G. m. b. H. erstellt wird. In Abb. 37 ist eine ausgeführte Anlage dargestellt. Man sieht in Abb. 37 den ersten Verdampfkörper mit Brüdenkompression ausgerüstet, links oben den Dampfstrahlkompressor. Der Brüdenrest versorgt zwei nachgeschaltete Verdampfapparate. Im Grundriß ist zu ersehen, wie eine Reihe von Heizkörpern jeweils durch Ventile wechselseitig an die Verdampferkörper angeschlossen sind, es bedarf also nur des Schließens der betreffenden Ventile, um den Heizkörper ohne weitere Demontearbeiten zur Reinigung zur Verfügung zu stellen, die sich dann leicht und in kurzer Zeit vollzieht. Außerdem sind nun Versuche angestellt

worden, und zwar bereits mit mehrjähriger Dauer die mechanische Reinigung durch Anwendung eines Elektroschutzverfahrens auf ein Mindestmaß zu bringen. Auch hier hat die Lurgi G. m. b. H., Frankfurt a. M., bemerkenswerte Erfolge erzielt. Wenn man auch heute noch nicht von einer restlos befriedigenden Eindampfanlage sprechen kann, so liegen die Verhältnisse doch so, daß man auf diesem Wege eine baldige Lösung dieser für die Laugenverdampfung so wichtigen Frage erhoffen darf. Jedenfalls ist durch die Arbeiten der letzten Jahre die Frage

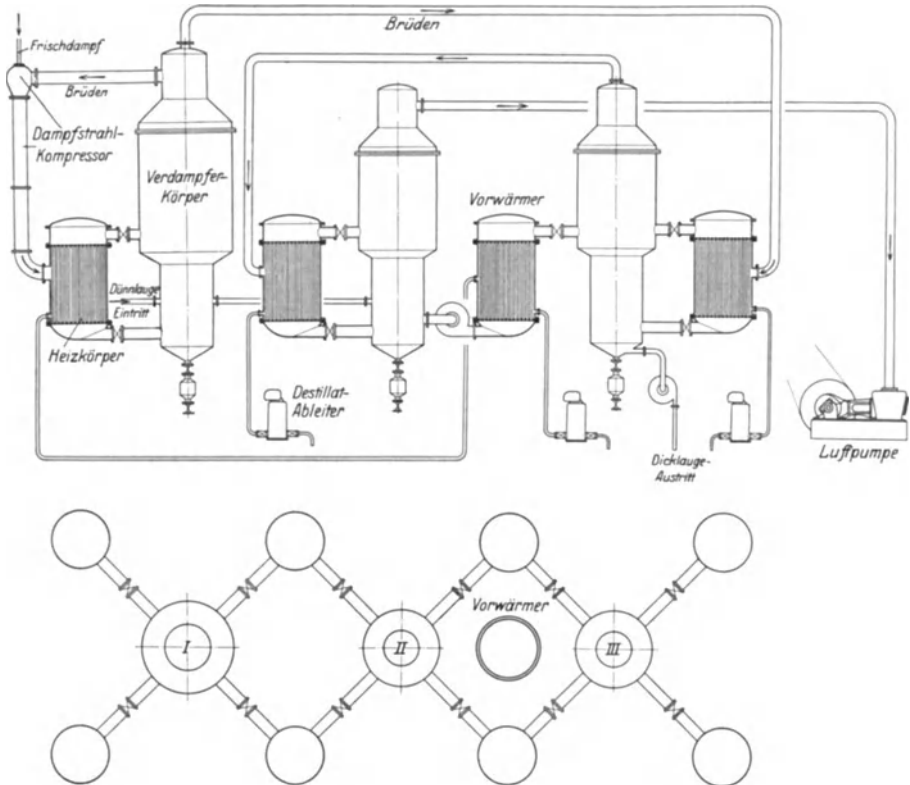


Abb. 36. Eindampfanlage für Sulfitablauge System Lurgi (Schema).

der Eindampfung von Sulfitablaugen ihrer endgültigen Lösung ein ganz bedeutendes Stück nähergebracht worden.

Wie sich dabei die verschiedenen Zahlen der verschiedenen Zahlen bei einer Eindampfanlage der Lurgi G. m. b. H. ungefähr stellen, soll folgendes Zahlenbeispiel zeigen.

Angenommen sei eine tägliche Zellstoffproduktion von rund 48—50 t lufttrocknen Zellstoff; die entsprechende Abblaugenmenge von etwa 240 m<sup>3</sup> in 24 Stunden, also 10 m<sup>3</sup> in einer Stunde, soll auf 50% Trockengehalt eingedickt werden. Zur Verfügung steht Dampf von 10 ata zum Betrieb des Strahlverdichters. Nach den Angaben der Lurgi G. m. b. H. könnte

in diesem Fall mit 1 kg Betriebsdampf von 10 ata 3,6 kg Wasser aus der Ablauge herausverdampft werden, bei niedrigerem Dampfdruck für den Strahlapparat ist der Dampfverbrauch dem Druck umgekehrt proportional, z. B. bei 7 ata Dampfdruck ergibt sich eine 3,34fache Wasserverdampfung.

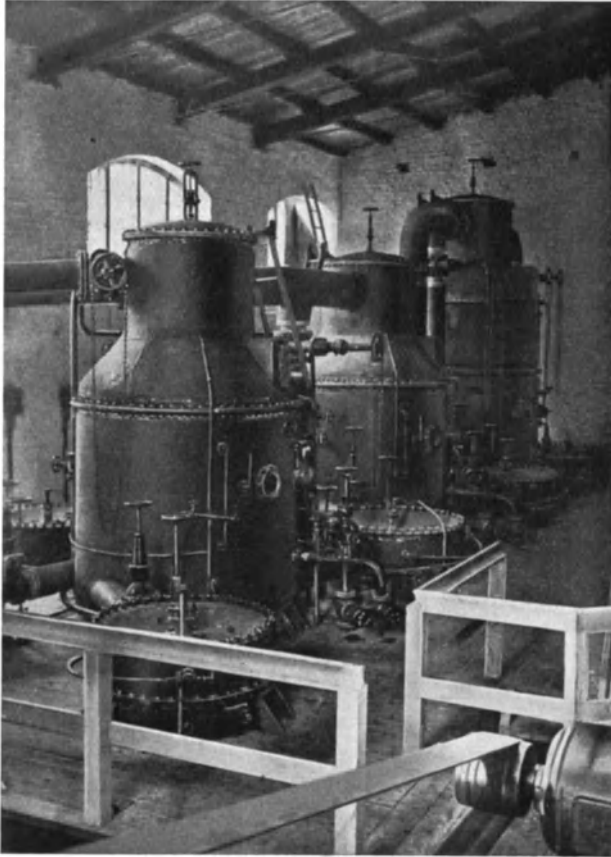


Abb. 37. Ausgeführte Brüdenkompressionsanlage Bauart Lurgi für Ablaugen-Eindampfung.

Es sind also pro Stunde zu verdampfen . . . . .	8000 kg Wasser
Zum Betrieb des Strahlverdichters sind aufzuwendenden Dampf	
von 10 ata . . . . .	2200 „ „
Anfallendes heißes Kondensat in der Stunde rund . . . . .	8000 „ „
(Der Rest wird von der Naßluftpumpe abgesaugt.)	
Kraftverbrauch der Trockenluftpumpe und Dicksaftpumpe	32 PS
Umgerechnet auf die Bezugsseinheit von 1 kg Zellstoff ergibt sich:	
Frischdampfverbrauch 10 ata . . . . .	0,9—1 kg
Anfallende Dicklauge . . . . .	1 kg
Heizwert der Dicklauge von 50% . . . . .	2200 kcal
Anfallendes Kondensat rund . . . . .	3,5 kg
Kraftverbrauch . . . . .	0,012 kWst.

Wird es für besondere Verwendungszwecke der Ablauge nötig, diese bis zur Pulverform einzudampfen, so können dafür Walzentrockner verwandt werden. Als Dampfverbrauch kann dabei je nach Größe der Trockner und der Räumlichkeiten 1,6—1,9 kg Dampf je 1 kg Wasserverdampfung angenommen werden.

### b) Verbrennung der Ablauge.

Da 50% des ganzen Holzes als Harze und Inkrusten in der Ablauge enthalten sind, so ist es zu verstehen, daß das Problem der nutzbaren Verbrennung der Ablaugenrückstände immer wieder lockt. Schwierig war von allem Anfang an die wirtschaftliche Aufbereitung der Ablauge zur brennfähigen Substanz, nachdem die Trockenrückstände der Ablauge an Flüssigkeit mit 10—12% Trockengehalt gebunden sind; es treffen daher auf 1 kg brennbare Substanz rund 9 kg Wasser. Dorenfeld<sup>1)</sup> hat sich eingehend mit der Verbrennungsfrage der Ablaugen befaßt. Strehlenert<sup>2)</sup> hat in Schweden das Sulfitkohleverfahren durchgebildet, bei dem er in Autoklaven von hohem Druck auf chemischem Wege die brennbaren Substanzen aus der Ablauge abscheidet. Auch dieses Verfahren, das große Hoffnungen erweckte, hat sich im Großbetrieb nicht durchgesetzt. Rieman hat ein Verfahren ausgearbeitet, bei dem nach Ausscheiden einer ganzen Reihe hochwertiger Stoffe der Rest der Trockenrückstände verfeuert werden kann. In neuester Zeit hat Ingenieur Eisenbeiß in einer Schweizer Zellstoffabrik<sup>3)</sup> Einrichtungen zur Verfeuerung der Dicklauge geschaffen<sup>4)</sup>.

Was den Heizwert der Ablauge betrifft, so wurde er von Aufhäuser<sup>5)</sup> zu 3166 kcal ermittelt oder auf Rohkohle bezogen ohne Wasser und Asche zu 4391 kcal. Der Untersuchung lag eingedickte Sulfitablauge in Form von Zellpech von folgender Zusammensetzung zugrunde

Zahlentafel 31:

	%	%		%	%
Wasser . . . .	11,32	—	Schwefel . . .	3,32	4,51
Asche . . . .	15,03	—	Stickstoff . . .	0,43	0,58
Kohlenstoff . .	36,21	49,17	Sauerstoff . . .	29,25	39,71
Wasserstoff . .	4,44	6,03			

Die zweite Zahlenreihe bezieht sich auf 100 Teile wasser- und asche-freier Substanz.

<sup>1)</sup> Dorenfeld: Zur Geschichte der Ausnützung der Sulfitablauge als Brennstoff. Papierfabrikant 1921, S. 165.

<sup>2)</sup> Müller, Dr. Max: Sulfitkohleverfahren von Strehlenert. Papierfabrikant 1919, S. 917; Lutz: Das Sulfitkohleverfahren. Papierfabrikant 1917, S. 122 ff.; Dieckmann: Sulfitzellstoff, S. 332.

<sup>3)</sup> Wirth: Das Problem der Verbrennung der Sulfitablauge. Papierfabrikant 1922, S. 66; Eisenbeiß: Erfahrungen mit der Verbrennung von eingedickter Sulfitablauge. Papierfabrikant 1924, Festheft S. 108.

<sup>4)</sup> Neues von der Sulfitlaugenverbrennung Papierfabrikant 1925, S. 603.

<sup>5)</sup> Z. angew. Chem. 1912, S. 74.

Rechnet man sich andererseits den Heizwert aus dem Lignin- und Pentosegehalt der Ablauge<sup>1)</sup>, so ergibt sich rechnerisch 4424 kcal, bei 10% Aschegehalt 3981 kcal wirklicher Heizwert. Dabei ist folgende Zusammensetzung der Ablauge zugrunde gelegt: Ligningehalt 29,5%, Pentosegehalt 12%.

Zahlentafel 32:

	Die Lignin- zusammensetzung %	Die Pentose- zusammensetzung %
Kohlenstoff . . . . .	55,66	44,44
Sauerstoff . . . . .	38,60	49,33
Wasserstoff . . . . .	5,8	6,23

Wirth<sup>2)</sup> bestimmte den Heizwert an verschiedenen Ablaugenproben aus verschiedenen Fabriken folgendermaßen:

Zahlentafel 33:

Probe	A	B	C	D
Asche . . . . .	23,6%	9,28%	11,45%	19,90%
Brennbare Substanz. .	76,4%	90,72%	88,55%	80,10%
Heizwert . . . . .	3770 kcal	4569 kcal	4325 kcal	3837 kcal
Auf Aschengehalt von 10% red. Heizwert .	4440 „	4526 „	4310 „	4310 „

Bei Probe A, B und C handelte es sich um Sulfitablauge, bei D um Sulfitablauge, die mit Natronlauge neutralisiert ist, der Heizwert der wasserfreien Substanz beträgt im Durchschnitt 4426,5 kcal. Im Mittel kann man also mit 4400 kcal allgemein für die wasserfreie Substanz rechnen.

Es ist nun praktisch durchaus möglich und auch wirtschaftlicher, die Ablauge nicht bis zur Pulverform zu trocknen und sie dann zu verfeuern, sondern sie vielmehr als Dicklauge zu verfeuern und den Rest des Wassers in der Feuerung selbst herauszunehmen. Für solche Berechnungen ist der Heizwert der Dicklauge von verschiedenem Trockengehalt wichtig. Auf der Grundlage von 110 g Trockensubstanz in der Dünnlauge und 4400 kcal Heizwert der Trockenrückstände ergibt sich Abb. 38. Die Kurve 1 gibt dabei den Heizwert von je 1 kg Dicklauge von bestimmtem Trockengehalt. Die Kurve 2 zeigt den Heizwert von 1 Liter Dünnlauge, wenn sie auf einen bestimmten Eindickungsgrad gebracht worden ist.

Will man zu einem wirtschaftlichen Abgleich kommen, welchen Nutzen man aus der Verfeuerung der eingedickten Sulfitablauge ziehen kann, so muß man davon ausgehen, daß 1 kg Dicklauge mit 50% Trockengehalt und einem Heizwert von rund 2200 kcal unter Annahme

<sup>1)</sup> Froberg: Die Neutralisation der Sulfitzellstoffablauge und deren Eindickung. Wochenblatt 1922, Festheft S. 85.

<sup>2)</sup> Wirth: a. a. O. siehe Fußnote 3 Seite 168.

eines mittleren Kesselwirkungsgrades von 70% und von Speisewasser von 100° C  $\frac{1 \cdot 2200 \cdot 0,7}{650} = 2,37$  kg Dampf von 750 kcal Gesamtwärme erzeugen kann.

Nun darf man diese Zahl nicht zu günstig beurteilen. Erfahrungsgemäß werden zur Deckung der Amortisations-, Betriebs- und Reparaturkosten fast 40% des Heizwertes verbraucht, so daß also aus 1 kg Dick-

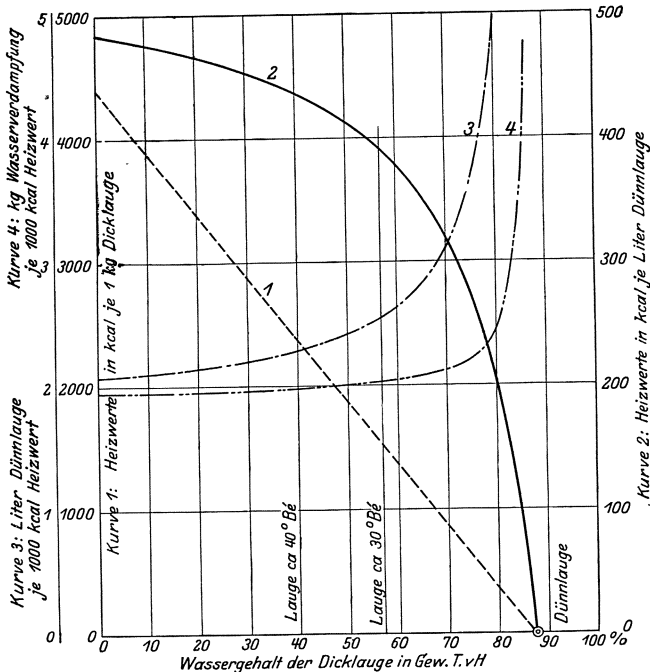


Abb. 38. Heizwert von Sulfitablauge.

- Kurve 1 Heizwert in kcal je 1 kg Dicklauge verschiedener Konzentration
- Kurve 2 Heizwert in kcal je 1 Liter Dünnlauge bei verschiedener Konzentration
- Kurve 3 je 1000 kcal Heizwert nötige Dünnlaufrmenge in Liter
- Kurve 4 je 1000 kcal Heizwert nötige Wasserverdampfung in kg

lauge nur etwa 1320 kcal tatsächlich verfügbar werden, wodurch sich die erzeugte Dampfmenge wie folgt ändert:

$$\frac{1 \cdot 1320 \cdot 0,7}{650} = 1,42 \text{ kg Dampf.}$$

Wenn also ein Gewinn an Wärme aus dem Verbrennungsprozeß erzielt werden soll, muß als Eigenverbrauch der Anlage, also zur Eindickung der 5 kg Dünnlauge auf 1 kg Dicklauge, also zur Verdampfung von 4 kg Wasser weniger Dampf verbraucht werden als 1,42 kg.

Es ist oben gezeigt worden, daß das mit den früheren Eindampfverfahren, die durchgehends weit mehr Dampf verbrauchen, nicht möglich ist. Die von der Lurgi G. m. b. H. entwickelte Apparatur der



Kompressionsverdampfung im ersten Verdampfer, mit zwei weiteren dahintergeschalteten Mehrfachverdampf-Apparaten, bewältigt jedoch die Verdampfung dieser 4 kg Wasser mit einem Frischdampfverbrauch von 0,9—1,0 kg bei Verwendung von Betriebsdampf von 10 ata. Bei Dampf von 7 ata, der gewöhnlich in Zellstoffabriken zur Verfügung stehen wird, braucht man zur Verdampfung dieser 4 kg Wasser  $\sim 1,19$  kg Betriebsdampf. Dieser Dampfverbrauch liegt also bedeutend unter der als Grenze für die Wirtschaftlichkeit erkannten Zahl von 1,42 kg, es ist somit gezeigt, daß die Verbrennung der auf diese Art eingedampften Ablauge Nutzen bringen wird. Daß es dabei möglich geworden ist, auch die betriebstechnischen Schwierigkeiten, besonders die Krustenbildung, die früher die Dampfleistung in kurzer Zeit ganz bedeutend herunterzog, wirksam zu bekämpfen, wurde bei Besprechung der Eindampfanlagen an und für sich schon erwähnt.

Zusammenfassend kann man sagen, die großen in der Ablauge steckenden Werte verlangen gebieterisch eine Ausnützung. Die wertvolleren Teile davon müssen zuerst herausgenommen werden, dann kann die Ablauge in Form von Dicklauge zur Verbrennung kommen. Die Eindampfung der Ablaugen ist wärmetechnisch sehr wohl möglich, die betriebstechnischen Schwierigkeiten sind auf ein annehmbares Maß gemildert. Die Verfeuerung der Dicklauge ist ohne Schwierigkeiten möglich. Die ganze Anlage ist allerdings noch ziemlich umfangreich, die Anlagekosten sind erheblich; es besteht aber Aussicht durch verbesserte Konstruktionen diese in nächster Zukunft stark abzumindern.

## D. Der Kraftbedarf.

### I. Kraftbedarf der Papierfabrik

Der Kraftbedarf der Papierfabrik setzt sich im wesentlichen zusammen aus dem für die Holländer<sup>1)</sup>, aus dem für die Papiermaschine selbst<sup>2)</sup> und für die Nachbearbeitungsmaschinen, besonders die Kalander. Daneben sind noch die Kollergänge bedeutende Kraftverbraucher. Der Kraftbedarf aller Papiere liegt ungefähr in den Grenzen zwischen dem Kraftbedarf für die Fabrikation von Schrenzpapier als Mindestwert und dem sehr schmierig gemahlene Haderneinpapier als Höchstwert. Natürlich gibt es auch Ausnahmefälle, wo er jenseits dieser Grenzen liegen kann.

Der Kraftbedarf selbst ist gleichmäßig, da die Verarbeitungsmaschinen im großen ganzen alle voneinander abhängig sind. Ich habe versucht, in Zahlentafel 34 für die hauptsächlichsten Papiergattungen die Kraftverbrauchszahlen anzugeben. Im großen ganzen ändert sich der Kraftbedarf proportional mit der Güte des Papiers, steigt also mit dem Gehalt an Zellstoff bzw. Lumpen und mit der Mahlugsdauer. Überhaupt verbrauchen die Holländer verhältnismäßig den größten Teil der Kraft. Absolut genaue Angaben über Kraftverbrauchszahlen sind nicht möglich, weil in jedem Werk wieder andere Nebenumstände die Zahlen beeinflussen.

Zahlentafel 34.

Papierart	Kraftverbrauch je 1 kg Papier in kWst
Schrenzpapier . . . . .	0,2—0,3
Zeitungsdruck . . . . .	0,3—0,45
Zeitungsdruck mit Schleiferei . . . . .	1,5—1,7
Karton . . . . .	0,3—0,4
Braunholzpapier . . . . .	0,25—0,3
Braunholzpapiere mit Schleiferei . . . . .	1,1—1,3
Holzhaltige Schreibpapiere . . . . .	0,4—0,5
Holzhaltige Feinpapiere . . . . .	0,6—0,8
Strohpapiere . . . . .	0,4—0,6
Einseitig glatte Zellstoffpapiere . . . . .	0,6—0,8
Seidenpapiere . . . . .	0,8—1,0
Pergamentersatzpapiere, Sackpapiere, Spinnpapiere . . . . .	1,0—1,2
Schmierig gemahlene Haderneinpapiere ohne Hadernaufbereitung . . . . .	0,8—1,4

Dabei ist zugrunde gelegt:

Kraftverbrauch für Zeitungsschliff 1,1—1,35 kWst je 1 kg lufttr. Stoff

Kraftverbrauch für Braunschiff 0,8—1,0 kWst je 1 kg lufttr. Stoff

<sup>1)</sup> Silesius: Die Wirtschaftlichkeit der neuen Holländer Bauarten. Wochenblatt 1924, Festheft Nr. 24 A, S. 42; 1925. Festheft, S. 35.

<sup>2)</sup> Dr. Stiel: Elektrische Papiermaschinenantriebe. Verlag Hirzel, Leipzig 1924. Golbs: Der Kraftbedarf von Papiermaschinen. Wochenblatt 1925, S. 1335ff.

Die niederen Zahlen gelten jeweilig für Stetigschleifer, die höheren für Mehrpressenschleifer<sup>1)</sup>. Beim Braunschliff kommt je 1 Ster Holz noch 250—300 kg Dampf zum Dämpfen dazu.

Für den Kraftbedarf der Papiermaschine selbst kann dabei angenähert die Formel zugrunde gelegt werden:

$$N = k (b + 0,55) v \left( 1 + \frac{G}{630} \right).$$

Dabei ist  $N$  in PS der Kraftverbrauch derselben,

$b$  die Breite des Siebs in Metern,

$v$  die Arbeitsgeschwindigkeit in Metern je Minute,

$G$  das Quadratmetergewicht in  $\frac{\text{gr}}{\text{m}^2}$ ,

$k$  ein Festwert, und zwar bei  $v < 120 \text{ m } k = 0,2 - 0,3$

$v > 120 \text{ m } k = 0,3 - 0,4$

Die Formel kann natürlich nur angenäherte Werte geben, da ja der Festwert  $k$  selbst um 30—50%<sub>0</sub> schwankt.

Im allgemeinen geht die Tendenz dahin, daß der Kraftverbrauch der Papierfabriken wegen der fortschreitenden Mechanisierung und der größeren Arbeitsgeschwindigkeit größer wird. Manche Papierfabriken gliedern sich Schleifereien an, wodurch der Kraftverbrauch wesentlich höher wird.

## II. Kraftbedarf der Zellstoffabrik.

Der Kraftbedarf der Zellstoffabrikation, besonders wenn man die reine Fabrikation ohne Wasserwerk ins Auge faßt, ist im Verhältnis zum Heißdampfbedarf nicht groß. Es rührt das daher, daß im allgemeinen keine schweren formändernden Arbeiten zu leisten sind, lediglich in der Holzputzerei erfordert das Schälen und besonders das Hacken die schwerere mechanische Arbeit; ersteres wird heutzutage wegen des geringeren Schälverlustes öfters wieder von Hand gemacht. Außerdem brauchen noch die Zerfaserer hinter den Kochern größere Kraftmengen, alles übrige sind nur Entwässerungs-, Reinigungs- Sortiermaschinen und Transportvorrichtungen. Dagegen ist der Wasserverbrauch der Zellstoffabrik sehr groß, im Durchschnitt 180—350 Liter je 1 kg Sulfitzellstoff<sup>2)</sup> und beeinflußt durch die Förderung bis zu den Hochbehältern den Kraftverbrauch wesentlich.

Bei allen Angaben über den Kraftverbrauch einer Zellstoffabrik ist derselbe also zu trennen nach

a) Kraftverbrauch für die Fabrikation im engeren Sinne,

b) Kraftverbrauch für die Wasserförderung.

Ist die Trennung nicht genau möglich, so sind wenigstens Angaben über die Fördermenge und Förderhöhe zu machen, da andernfalls der Gesamtkraftbedarf kritisch sehr schwer zu beurteilen ist.

<sup>1)</sup> Wintermeyer: Die Stetigen Schleifer. Wochenblatt 1926, S. 39. Dort sind für Stetige Schleifer Kraftverbrauchszahlen für verschiedene Schliffsorten gegeben.

<sup>2)</sup> Klein, Dr. A.: Wasser und Abwasser der Papierindustrie. Wochenblatt 1925, Nr. 24 A, S. 81.

Der Unterschied, der durch die Wasserförderung in den Kraftbedarf gebracht wird, ist groß; es sind mir Fabriken bekannt, die fast das ganze Wasser rund 50 m hoch fördern müssen und Fabriken, die auch nicht eine Pferdekraft für Wasserförderungskosten aufwenden müssen. Diesen letzteren läuft das Fabrikationswasser durch eigenes Gefälle in den Hochbehälter und bis zur Höhe des Laugenturms. Eine solche Fabrik, die außerdem den Zellstoff naß herausarbeitet und das Holz größtenteils von Hand schält, kommt auf Kraftverbrauchszahlen von 9—10 kWst je 100 kg lufttrocknen Zellstoff. Solche Fabriken sind allerdings Ausnahmen, die aber wieder zeigen, daß man die Kraftverbrauchszahlen nicht verallgemeinern darf, sondern daß jede Fabrik eigens behandelt und beobachtet sein will. In den erstgenannten Fabriken, die mit großen Förderhöhen rechnen müssen, läßt sich der Kraftbedarf zur Wasserförderung dadurch herunterbringen, daß nicht das ganze Wasser in den Hochbehälter gepumpt wird, sondern nur die Menge, die man wirklich mit hohem Druck braucht, also das Wasser für das Auswaschen der stehenden Kocher, für die Spritzrohre, Laugenturm, Feuerlöschzwecke usw., das übrige für die Sortierer, Sandfang und für die Maschine kann einem weniger hochgestellten Behälter entnommen werden. Es sind also zwei Wassernetze von verschiedenem Druck zu beschaffen, es erfordert dies allerdings zwei Pumpen, erspart aber viel an Kraft.

Was die zeitliche Gleichmäßigkeit des Kraftbedarfs anbelangt, so ist diese in hohem Maße dadurch gegeben, daß alle Arbeitsmaschinen hinter den Kochern bis zur Entwässerungsmaschine zwangsläufig voneinander abhängig sind und damit auch der Wasserpumpenbetrieb, wenigstens wenn genügend große Behälter für Kocherauswaschzwecke vorhanden sind. Nur die Holzputzerei ist von den anderen Arbeitsmaschinen, besonders in Anlagen mit genügend großen Schnitzelsilos unabhängig. Es kann also zeitweise oder schichtenweise der Gesamtkraftbedarf um den der Holzputzerei entlastet sein.

Die absoluten Zahlen des Kraftbedarfs stellen sich als Durchschnittszahlen von meinen jahrelangen Aufschreibungen einer mittleren Zellstofffabrik, ausgerüstet mit elektrischem Gruppenbetrieb ohne Bleicherei und Spiritusfabrik, folgendermaßen: Holzputzerei (Hacken, Schälen, Sortieren) 5,02 kWst, Aufbereitung mit Entwässerungsmaschine 3,01 kWst, Ästeaufbereitung, Kollergänge 3,37 kWst, Wasserwerk 10,10 kWst. Kraftbedarf der Gesamtfabrikation mit Wasserwerk 21,50, ohne Wasserwerk 11,40 kWst je 100 kg lufttrocknen Zellstoff.

Das Mittel liegt also hier bei 0,215 kWst je 1 kg lufttrocknen Zellstoff, in einer anderen Fabrik von ca. 30 t Tageserzeugung mit Transmissionsantrieb fand ich 0,30 kWst je 1 kg Zellstoff. Dr. A. Klein rechnet als Gesamtdurchschnittswert 40 PSst = 29,0 kWst für 100 kg Zellstoff<sup>1)</sup>. In einer anderen Fabrik von ca. 50 t Tagesleistung, die allerdings zu 50% einen gebleichten Stoff herausarbeitete, fand ich im Durchschnitt 24 kWst je 100 kg Stoff. Alle diese Werte gelten für Werke, die ausschließlich oder doch größtenteils den Stoff trocken heraus-

<sup>1)</sup> Klein, Dr. A.: Wochenblatt 1911, S. 2147.

arbeiteten. Wird nur nasser Zellstoff von etwa 40% auf der Maschine gemacht, so kommt je 1 kg rund 0,016 kWst, wird der Stoff nur eingedickt, dann etwa 0,02 kWst in Abzug.

Mit den früher gefundenen Zahlen ergeben sich für die Zellstofffabrik folgende Kraftverbrauchsahlen:

Zahlentafel 35:

	Art des Werkes	Kraftbedarf in kWst je 1 kg lufttr. Stoff
1	Normale Zellstofffabrik, trocken arbeitend, ohne Bleicherei und Spritfabrik . . . . . Die kleineren Werte gelten für Fabriken mit günstigeren Anlagen, also elektrischem Gruppenantrieb, geringe Wasserförderungskosten, die großen bei ungünstigen Verhältnissen.	0,20—0,30
2a	Spritfabrik . . . . .	0,002
2b	Bleicherei, Chlorkalkbleiche . . . . . „ elektrolytisch . . . . .	0,10 0,24—0,28
2c	Eindickung mit Kompressor von 8° auf 32° Bé bei 5 kg Ablauge je 1 kg Zellstoff . . . . . Eindickung mit Strahlapparat . . . . .	0,135 0,013

Bei der Beurteilung einer Kraftverbrauchsahl ist auch zu berücksichtigen, ob die Fabrik voll belastet oder unterbelastet ist. Ich hatte Gelegenheit, hier Erfahrungen zu sammeln, aus denen zugleich hervorgeht, welcher großen Einfluß die Leerlaufverluste, und zwar nicht nur die mechanischen, sondern auch die wärmetechnischen, haben; sie werden gewöhnlich unterschätzt<sup>1)</sup>. Fast alle Messungen von Leerlaufverlusten haben die Erwartungen im ungünstigen Sinne übertroffen, diese Verluste sind gewöhnlich größer als man denkt. Ihre Größe hängt vor allem davon ab, ob ohne Rücksicht auf die Leistung der Anlage die gesamten Einrichtungen stets mitlaufen müssen, oder ob Unterteilung möglich. Besonders wichtig ist der Einfluß der Leerlaufarbeit bei Kurzarbeit, Teilbetrieb, Sonntagsbetrieb usw., während welcher Zeit geringe Kraft nötig und die Motoren, die Generatoren und die Haupttransmissionen ungünstig belastet sind. Der Leerlauf einer Anlage wirkt oft viel schlimmer auf den Verbrauch an Brennstoff als man durch technische Vervollkommnung ersparen kann. In Abb. 39 habe ich die betreffenden Beobachtungswerte aufgetragen, es handelt sich dabei um eine Zellstofffabrik, die die ganze Kraft aus einem Überlandnetz bezog, dieselbe war durch Zähler ohne weiteres meßbar. Das Werk hatte elektrischen Gruppenantrieb. Bei verschiedenen Belastungen des Werkes, die in der Abbildung als Abszissen aufgetragen sind, wurde der Kraftverbrauch und der Kohlenverbrauch zum

<sup>1)</sup> Müller-Breslau: Industrielle Selbstkosten bei schwankendem Belastungsgrad. Das Buch ist für die Metallindustrie geschrieben; gibt aber viele allgemein gültige wichtige Gesichtspunkte. Zahlreiche Litt.-Angaben. Berlin: Julius Springer 1925.

Kochen und Trocknen je 100 kg Zellstoff festgestellt. Es zeigte sich, daß der Kraftbedarf schon bei geringer Unterbelastung zu steigen anfängt, bei 50% stärker steigt und dann rasch zunimmt bis auf 62 kWst je 100 kg Stoff bei 20% Belastung, also auf 260% des Wertes bei Vollast. Der Kohlenverbrauch zu Heiz- und Kochzwecken steigt langsamer an, bei 20% Werksbelastung ist er auf über 100% über den Normalverbrauch gestiegen. Diese Betrachtung gilt sinngemäß auch für die Tage mit künstlich heruntergedrückter Belastung, wie Waschtage, besonders aber auch für die rund 60 Sonn- und Feiertage des Jahres, das sind 17% der gesamten Arbeitszeit; an diesen Tagen wird gewöhnlich in einer Zellstoffabrik nur Teilbetrieb durchgeführt. Hier gibt es große Verluste nach jeder Rich-

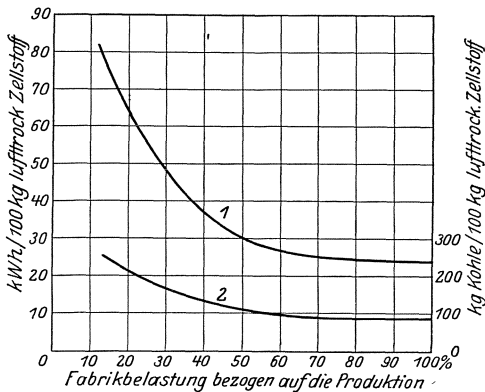


Abb. 39. Kraftverbrauch (Kurve 1) und Kohlenverbrauch (Kurve 2) einer Sulfitzellstoffabrik bei Teilbelastungen.

Betrieb ist, ganz, wenn auch diese Maschine steht und nur die Kocher arbeiten. Man hat in diesem Falle 2 Möglichkeiten, entweder man kann trotzdem die Kraft erzeugen, die dem Heizdampf entspricht, und sie in Überlandnetze usw. abliefern, oder aber man muß in dieser Zeit abgedrosselten Kesseldampf zu Heizzwecken verwenden und während dieser Zeit auf seine Ausnützung verzichten; das bedeutet die Einschaltung guter, möglichst gesteuerter Reduzierventile in das Dampfnetz; oder aber man stellt einen Elektrodampfkessel auf, erzeugt entsprechend dem Heizdampf Kraft und setzt diese Kraft im Elektrokessel rückwärts wieder in Heizdampf, z. B. vom Kocherdruck um. Dieser Ausweg ist sehr wohl gangbar, der Elektrokessel braucht nicht groß zu sein, er ist billig, er erspart an Sonntagen das Umschalten über die immer unwillkommenen Reduzierventile auf die Kessel, auch kann er werktags am Stromnetz des Generators hängen bleiben und als willkommener Ausgleicher dienen, falls plötzlich größere Kraftverbraucher wie Holzputzerei usw. ausfallen.

Nachdem in den vorhergehenden Abschnitten die Dampf- und Wärmeverbrauchszahlen für die Teilprozesse des Arbeitsvorgangs, wie Kochen, Trocknen, Krafterzeugung, behandelt worden sind, muß noch darauf

tung. Der Sonntagsbetrieb schafft überhaupt Ausnahmestände, die bei Bemessung der Dampfanlage sehr wohl berücksichtigt werden müssen. Die Holzputzerei mit ihrem Kraftbedarf fällt in der Regel von Samstag mittag bis Montag früh ganz aus, andere kleinere

Kraftverbrauchsstellen, auch. Wird die Kraft in reinem Gegendruckbetrieb erzeugt, so fehlt an diesen Tagen der dem Heizdampfverbrauch entsprechende Kraftverbrauch, und zwar teilweise wenn die Zellstoffentwässerungsmaschine in

hingewiesen werden, daß es nicht genügt, jeden einzelnen durch entsprechende Maßnahmen möglichst niedrig zu halten; es ist vor allem auch wichtig, aus den niedrigst zu haltenden Dampfverbrauchszahlen für Heizung, im Gegendruckbetrieb je Kilo eine möglichst hohe Kraftsumme herauszuwirtschaften. Erst dann wird der Betrieb eine möglichst niedrige Zahl von verbrauchten Wärmeeinheiten, gemessen in der Kohle auf die Fabrikationseinheit, also beste Wärmewirtschaft aufweisen.

Die in den letzten Jahren in der Zellstoffindustrie erzielten Erfolge sind schon recht erhebliche. Während man vor Einführung des Gegendruckbetriebs noch mit 8000—9000 kcal je 1 kg lufttr. Zellstoff rechnen mußte, ermäßigte sich diese Zahl nach Einführung des Anzapfdampfes zum Trocknen auf rund 7000 kcal. Bei Gegendruckdampfausnutzung auch zum Kochen kann man Zahlen von etwa 5000 kcal erreichen. Es sind mir sogar Werke bekannt, die bis auf 4400 kcal je 1 kg Zellstoff bezogen auf verheizte Kohle herunter kommen, wobei noch 30% der Produktion gebleicht werden. Diese Zahlen beziehen sich auf Werke ohne Spritfabrik, die den Zellstoff trocken herausarbeiten und keine besondere Frischlaugenanwärmung haben. Mit Frischlaugenanwärmung durch Abfallwärme muß auch die letzte Zahl noch ganz bedeutend zu drücken sein<sup>1)</sup>.

---

<sup>1)</sup> Siehe auch S. 224.

# E. Die Kraftanlage.

## I. Der Gegendruckbetrieb.

### a) Grundlegendes vom Gegendruckbetrieb.

Das grundsätzliche Bestreben in jeder Dampfkraftanlage muß das sein, möglichst alle Kraft im Gegendruckbetrieb zu erzeugen. Das ist natürlich nicht immer möglich, doch muß man sich der Erfüllung dieser Forderung im eigensten Interesse mit allen Mitteln so viel wie möglich zu nähern suchen.

Der große wirtschaftliche Vorteil des Gegendruckbetriebs gegenüber dem Kondensationsbetrieb beruht darin, daß bei ersterem die Verdampfungswärme des Dampfes, wenn er die Gegendruckmaschine verlassen hat, in dahintergeschalteten Heizapparaten irgendwelcher Art, sei es in Kochern oder Trockenzylindern, noch nutzbar verwandt wird; diese Verdampfungswärme ist bekanntlich sehr groß, sie liegt in der Größenanordnung von 580—500 kcal je 1 kg Dampf, während die Gesamtwärme des Dampfes in der Größenanordnung von 670—750 kcal liegt. Im Kondensationsbetrieb dagegen geht der Dampf nach Verlassen der Maschine in den Kondensator, dort wird seine Verdampfungswärme immer nutzlos ins Kühlwasser abgeführt, sozusagen abgetötet. Aus diesem Grunde haben Kondensationsanlagen einen thermischen Wirkungsgrad von 10—12%, d. h. von der in die Maschine geschickten Gesamtwärme des Dampfes wird nur dieser Prozentsatz ausgenützt. Gegendruckanlagen dagegen haben einen thermischen Wirkungsgrad von 90% und gegebenenfalls sogar noch höher. Diese Zahlen rechtfertigen die Forderung, soweit nur irgendmöglich alle Kraft im Gegendruckbetrieb zu erzeugen und den Kondensationsbetrieb zu vermeiden, wo immer es nur geht. Jeder, der diesen grundsätzlichen Vorteil des Gegendruckbetriebes klar erkannt hat, wird darnach trachten, jede Heizdampfmenge vor ihrer Verwendung zur Heizung, zur Kraft-erzeugung auszunützen.

Sind, wie in der Zellstoff- und Papierindustrie, Heiz- und Kochdampf sowieso primär nötig, so läßt sich dieser mit ganz wenig weiterer Wärmezufuhr zur Ausnützung in Kraftmaschinen befähigen. Angenommen, Satttdampf von 3 ata wird zur Heizung der Trockenzylinder ohnedies benötigt, so ist dem Speisewasser, gerechnet auf 0° C, zuzuführen a) die Flüssigkeitswärme 132,9 kcal, b) die Verdampfungswärme 518,1 kcal, insgesamt 651 kcal. Um Kraftdampf von 20 ata 300° C zu bekommen, sind dem Dampf von 3 ata nur noch zuzuführen 73 kcal, also nur noch rund 10,4% von der ursprünglich schon aufgewandten Wärme. Dadurch, daß man diesen kleinen Prozentsatz an Wärme noch zuführt, befähigt man aber diesen Dampf vor seiner Ausnützung zu Heizzwecken



entsprechende Arbeit zu leisten. Gewöhnlich wird in Zellstoffabriken der Kochdampf und Heizedampf schon mit 7 ata erzeugt, in diesem Fall sind bis auf 20 ata 300° C noch aufzuwenden 62 kcal oder 9,5%.

Es muß immer wieder und ganz besonders unterstrichen werden, daß aus diesen Gründen heraus die bei Gegendruckbetrieb anfallende Energie zu einem Preis hergestellt werden kann, der mit keinem reinen Kondensations-Dampfkraftwerk, selbst wenn es noch so groß und wirtschaftlich ist, zu erzielen ist. Selbst derjenigen Energie, die von Wasserkraftwerken verkauft wird, ist die im Gegendruckbetrieb erzeugte meistens an Billigkeit weit überlegen.

Um einen ungefähren zahlenmäßigen Anhalt hierfür zu geben, sei angeführt, daß man im Gegendruckbetrieb mit hochwertigen Anlagen von 30 ata Kesseldruck und etwa 3 ata Gegendruck auf Erzeugungspreise von 0,5 Pfennig Brennstoffverbrauch je kWst kommen kann. Selbst bei ganz kleinen Anlagen von 100—200 kW Leistung und etwa 12 ata Kesseldruck sind kWst-Preise von 0,8—1,0 Pfennig zu erzielen. Es genügen ja im Gegendruckbetrieb 1000—1200 an Dampf gebundene Wärmeinheiten zur Erzeugung von einer kWst.

Würde man Kochdampf und Kraftdampf getrennt erzeugen, so würde man ersteren meist mit gutem thermischen Wirkungsgrad ausnützen, letzteren mit einem solchen von 10—12%; man würde also sehr unwirtschaftlich arbeiten, während man es andererseits doch in der Hand hat, durch Zuführung von nur weiteren 10% Wärme zu derjenigen Wärme, die man zur Erzeugung des Heizedampfes schon aufgewendet hat, diesen zur Kraftabgabe zu befähigen. Zudem braucht man im ganzen dann weniger Dampf, mithin auch weniger Kesselheizfläche. Auch wenn man zu noch höheren Drücken und Temperaturen übergeht, ändert sich obige Wärme, die man zusätzlich zuführen muß, nur unwesentlich.

#### b) Die Wertigkeit des Abdampfes.

Oft kann man hören, daß Abdampf minderwertig ist; das ist nicht der Fall; die Wertigkeit des Abdampfes ist zu beurteilen:

a) nach seinem Wärmeinhalt bzw. nach seiner in der Heizvorrichtung auszunützenden Wärme,

b) nach seiner Temperatur,

c) geldlich in bezug auf Selbstkostenfrage.

In dem Wort Abdampf<sup>1)</sup> darf kein Werturteil liegen, wie das leider heute noch oft geschieht. Es ist klar, daß abgedrosselter Frischdampf an und für sich einen höheren Wärmeinhalt haben muß wie Abdampf, der schon in einer Kraftmaschine gearbeitet hat, denn irgendein Äquivalent muß die Kraftabgabe doch haben. Zwischen abgedrosseltem Frischdampf und Abdampf von gleichem Druck ist aber der Unterschied im Wärmeinhalt und besonders der Unterschied in der Differenz zwischen der

<sup>1)</sup> Unter Abdampf im allgemeinsten Sinn ist nicht nur Abdampf von Gegendruck- bzw. Auspuffmaschinen zu verstehen, sondern auch Zwischendampf, Entnahmedampf, Anzapfdampf, der im Hochdruckteil einer Dampfkraftmaschine schon gearbeitet hat.

Gesamtwärme und der Flüssigkeitswärme, die ja sein Wärmeabgabevermögen in der Heizeinrichtung darstellt, sehr gering.

So hat Dampf von 20 ata 300° C eine Gesamtwärme von 721 kcal. Dieser Dampf, für Heizzwecke abgedrosselt auf 3 ata und mit diesem Druck im Trockenzyylinder ausgenützt, gibt dort ab . . . . . 588,1 kcal  
 Abdampf von 8 ata und 250° C, abgedrosselt auf 3 ata, gibt in der Heizeinrichtung ab . . . . . 570,1 „  
 Abdampf von 3 ata mit 200° C gibt in der Heizeinrichtung ab . . . 551,1 „

Wenn also die von 20 ata Dampf, der auf 3 ata gedrosselt wurde, in der Heizeinrichtung abgegebene Wärmemenge = 100% gesetzt wird, so ist die Ausnutzungsmöglichkeit, wenn Abdampf von 3 ata verwertet wird, nur um 6,5% schlechter. Mit anderen Worten: nimmt man einmal zu Heizzwecken Frischdampf von 20 ata und 300° C und drosselt ihn auf 3 ata ab und verwendet ihn so im Trockenzyylinder, was ja an und für sich nicht zweckmäßig wäre, während man das andere Mal Gegendruckdampf von 3 ata, der schon zur Kraftleistung herangezogen worden ist, im gleichen Zylinder verwendet, so erhält man aus 1 kg Abdampf nur um 6,5% weniger Wärme als aus dem abgedrosselten Frischdampf. Dabei kann man aber im ersten Fall in der Druckstufe von 20 ata auf 3 ata noch Kraft gewinnen.

Im Gegendruckbetrieb liegen die Dampfaustrittstemperaturen besonders bei Turbinen älterer Bauart, die mit schlechtem Wirkungsgrad arbeiten, noch ziemlich hoch im Überhitzungsgebiet, was öfters als Nachteil für die dahintergeschalteten Heizapparate empfunden wird. Die Endtemperaturen, also die sogenannten Endüberhitzungen selbst, sind jeweils aus dem J-S Diagramm nach Annahme des Anfangszustandes des Dampfes und des Wirkungsgrades in einfachster Weise abzulesen<sup>1)</sup>. Will man diese Überhitzung wegen Verwendung des Dampfes in den Heizeinrichtungen vernichten, so ist das ohne weiteres durch verschiedene Einrichtungen möglich, die Wasser in den überhitzten Dampf einspritzen. Diese Dampfumformung wird nach Hencky<sup>2)</sup> Heißdampfkuhlung genannt. Bei geringerer Überhitzung genügt einfache Einspritzung einer genau bemessenen Wassermenge. Ist die Überhitzung höher, so beansprucht der Verdampfungsvorgang zuviel Zeit, es müssen durchgebildete Apparaturen verwandt werden. Da die Betriebsverhältnisse oftmals schwanken, so werden diese Heißdampfkühler mit Regulierung eingerichtet in der Weise, daß nur ein Teil des Wassers konstant zufließt. Der Rest des Wassers wird in Abhängigkeit von der Temperatur des gekühlten Dampfes unter Zuhilfenahme eines Relais geregelt<sup>3)</sup>. Immer ist darauf zu achten, daß als Einspritzwasser nur Kondensat verwandt wird, da sonst die Apparatur sehr rasch sich mit Kesselstein zusetzt. Es ist dabei eine kleine Einspritzpumpe zu verwenden.

Oft liegt besonders bei größeren zusammengesetzten Werken die Aufgabe vor, die Kosten der gemeinsamen Kesselanlage und Zentrale

<sup>1)</sup> Beispiele siehe S. 265. <sup>2)</sup> Hencky: a. a. O. siehe Fußnote 1 S. 129.

<sup>3)</sup> Bauart Spuhr-Rinderknecht; s. auch Oetken: a. a. O. siehe Fußnote 1 S. 129.

aufzuteilen, z. B. auf die Zellstofffabrik, Papierfabrik usw., oder es handelt sich bei reinen Papierfabriken darum, die Trocknungskosten zu berechnen. Dabei tritt sofort die Frage auf, wie ist der Abdampf selbst, die mit dem Abdampf erzeugte Kraft und der Teil der Kraft, welcher im reinen Kondensationsbetrieb erzeugt ist, geldlich zu bewerten<sup>1)</sup>. Vorausgesetzt muß werden, daß natürlich die Größe des Heizdampfbedarfes und des Kraftbedarfes der betreffenden Fabrikteile bekannt ist. Dann muß entschieden werden, ob die Heizwärme als der primäre Bedarf der Fabrik anzusehen ist. Die mit dieser Wärme erzeugte Kraft ist in diesem Fall dann Abfallprodukt; ist die Kraft das Primäre, so ist der Heizdampf als Abfallprodukt anzusehen. In der Papierindustrie ist Wärme das primär Erforderliche, ohne an Wasserdampf gebundene Wärme sind die Fabrikationsvorgänge wie Kochen und Trocknen nach den heutigen Arbeitsweisen unmöglich. In die zweite Gruppe, bei der die Kraft das Primäre ist, gehören z. B. die Elektrizitätswerke. Die Abwärme ist also dort Abfallprodukt. Diesen Unterschied muß man sich bei Beurteilung der geldlichen Wertigkeit von Abdampf und Abkraft immer vergegenwärtigen.

In Zellstoff- und Papierfabriken muß also der Heiz- und Kochdampf mit demjenigen Geldbetrag eingesetzt werden, der nötig ist, um Dampf von der Heizungsspannung zu erzeugen. Die dadurch erzeugte Kraft, daß man diesen Dampf vor seiner Ausnützung zu Heizzwecken auf hohen Druck bringt und in Kraftmaschinen bis zur Heizdampfspannung ausnützt, ist angestrebtes und willkommenes Abfallprodukt und nur mit dem Betrag zu belasten, der nötig ist, um den Dampf von der Heizdampfspannung auf die Kraftdampfspannung zu bringen. Ganz angenähert sind das 10% der bisherigen Brennstoffkosten.

Ein Beispiel mag dies zeigen. Man rechnet dabei am besten zuerst die Beträge für 1 kg Dampf und multipliziert am Schluß mit der entsprechenden Dampfmenge. Gegeben sei eine Papierfabrik, die Kesselspannung sei 20 ata 300° C, die Heizdampfspannung 3 ata. Um Satt-dampf von 3 ata, also von Heizdampfspannung zu erzeugen, sind bei 100° C Speisewassertemperatur 551 kcal nötig, also bei 75% Kessel-ausnützung 730 kcal in der Kohle. Um diesen Dampf auf 20 ata und 300° C zu bringen, sind pro 1 kg nur noch nötig 70 kcal bzw. bei 75% Kesselwirkungsgrad 93,0 kcal in der Kohle. Nur mit diesem Brennstoff-betrag von 93,0 kcal ist die Kraft zu belasten, die aus dem Abdampf erzeugt wird. Wird nebenher noch Kraft im Kondensationsbetrieb erzeugt, so ist diese natürlich mit der Summe obiger Beträge, also mit 823 kcal in der Kohle zu belasten. Das Endergebnis lautet also:

1. 1 kg Abdampf kostet 730 kcal;
2. bei der im Hochdruckteil im Gegendruckbetrieb erzeugten Kraft kostet 1 kg Dampf 93,0 kcal; wieviel Dampf für 1 kWst verbraucht wird ist bekannt, damit auch die Brennstoffkosten für 1 kWst.

<sup>1)</sup> Uihlein: Tarifbildung für die interne Verrechnung von Dampf und Kraft, insbesondere in Fabrikanlagen mit Gegendruck- und Zwischendampfentnahmebetrieb. Bericht über die 4. Tagung des Verbandes der deutschen Dampfkessel-Überwachungsvereine V. D. I.-Verlag 1925.

3. bei der im Kondensationsbetrieb erzeugten Kraft kostet 1 kg Dampf 823 kcal in der Kohle.

4. wird abgedrosselter Frischdampf von 20 ata 300° C benützt, so kostet 1 kg Dampf natürlich genau so viel wie bei Kondensationsbetrieb, also 823 kcal in der Kohle.

Die Durchschnittspreise für 1000 kcal frei Feuerung müssen jederzeit bekannt sein, ebenso wieviel Heizdampf verbraucht ist, wieviel Kraft aus diesem Heizdampf gewonnen wird und wieviel Kraft im Kondensationsbetrieb erzeugt wurde. Diese Angaben muß die Betriebsstatistik liefern. Schwierigkeiten kann dabei höchstens, besonders bei Anzapfmaschinen, die Ausscheidung nach Kraftmengen machen, die im Anzapfbetrieb und nach solchen, die im Kondensationsbetrieb erzeugt wurden. Man weiß aber gewöhnlich, besonders bei elektrischen Zentralen, um die es sich doch meist bei solch größeren Betrieben handelt, die Gesamtkrafterzeugung. Die Anzapfdampfmen gen können gemessen werden. Aus dem J-S Diagramm läßt sich dann die Leistung des Anzapfdampfes berechnen, da der Wirkungsgrad des Hochdruckteiles der Turbine durch Druck- und Temperaturmessung leicht festzustellen ist.

Der Gang der Kalkulation wäre also folgender:

1. Gesamtdampfmenge und Heizdampfmenge bestimmen.
2. Die Kraftmengen bestimmen, die im Hochdruckteil im Gegendruckbetrieb und diejenigen, welche im Kondensationsbetrieb erzeugt sind.
3. Wertigkeit in Kalorien in der Kohle bestimmen, und zwar a) des Heizdampfes (ohne Krafterzeugung), b) des Gegendruckdampfes, c) des Kondensationsdampfes.
4. Mit bekanntem Wärmepreis die drei Dampfarten auf Geldwert umrechnen, um so auf die Brennstoffkosten auch der Kraft zu kommen.

Das ist der Verteilungsschlüssel für die reinen Brennstoffkosten, die übrigen Kosten wie Löhne, Schmiermittel, Reparaturen, Amortisation sind immer nach dem Grundgedanken aufzuteilen, daß man an Dampf gebundene Wärme primär braucht. Daß dieser Dampf dann statt mit 3 z. B. mit 20 ata erzeugt ist, erfordert keine höheren Löhne, die ganzen Kesselhauslöhne gehen also zu Lasten Heizdampf; von der Amortisation kann man, da Kessel für höheren Druck teurer sind, die Mehrkosten auf Kraftdampf nehmen. Die Bedienung, Schmierung und Amortisation der Dampfkraftmaschine gehen in voller Höhe auf das Konto des Kraftdampfes. Die Gebäudeamortisation ist ähnlich zu verteilen. Diese Verrechnungsart erscheint im ersten Augenblick verwickelt; hat man aber erst die Unterlagen geschaffen, so gibt sie ein klares Bild der Selbstkosten. Oft wird nach dieser Richtung noch falsch gerechnet.

Praktisch ist die Sache so zu organisieren, daß das technische Bureau, an Hand des jeweilig gezahlten Wärmepreises in bestimmtem Zeitabschnitt die Einheitspreise für Heizdampf verschiedener Spannung, für Abfallkraft und für im Kondensationsbetrieb erzeugte

Kraft ermittelt bzw. korrigiert und sie den Stellen mitteilt, die diese Zahlen zur Selbstkostenberechnung brauchen.

Dabei muß die billige Abfallkraft dem Betriebsteil und dem Produkt gutgeschrieben werden, das den betreffenden primären Heizdampf verbraucht. Angenommen das Werk bestünde aus Zellstoffabrik, Spiritusfabrik und Papierfabrik, die Kraft würde dabei größtenteils im Gegendruckbetrieb, ein kleiner Teil davon auch im Kondensationsbetrieb bzw. durch Fremdbezug gedeckt, so muß zuerst der ganze Kraftbedarf der Zellstoffabrik und Spiritusfabrik als mit billiger Abfallkraft zu decken angesehen werden. Es wird auch die Papierfabrik billige Abfallkraft gutgeschrieben erhalten, allerdings muß diese auch die etwa noch im Kondensationsbetrieb oder im Wege des Fremdbezugs erhaltene teure Kraft tragen, weil sie im vorliegenden Fall derjenige Betriebsteil ist, der seine Kraft nicht durch eigenen Heizdampf allein decken kann.

## II. Bemessung und Wahl der Kraftmaschine.

In dem Abschnitt Kraftwerk kann ich mich natürlich nicht auf den Bau von Kraftwerksanlagen einlassen, hierfür muß die einschlägige Literatur eintreten, vielmehr habe ich die für das Kraftwerk in der Papierindustrie typischen Fälle herauszugreifen und näher zu behandeln, sowie die Anwendungen der neuesten Errungenschaften im Bau von Kraftwerken für die Papierindustrie kurz zu beleuchten. Ein allgemeines Schema kann nicht gegeben werden, die Grundfrage ist immer die, welche Forderungen an Heizdampf und an Kraft nach Größe und Zeit stellt der Betrieb. Unter Berücksichtigung aller Nebenumstände ist dann das wirtschaftliche Kraftwerk durchzubilden. Wird es ganz neu gebaut, so ist die Aufgabe verhältnismäßig leicht, ist es schon vorhanden, soll es nur noch neuzeitlich ausgebaut werden, so ist sie schwieriger.

Um nun bei Neuanlagen und Umbauten ungefähr die Kesselspannung zu bestimmen, die man annehmen muß, um möglichst alle Kraft aus dem Heizdampf zu erzeugen, ist der Weg der folgende; im Voraus sei bemerkt, daß die Gegendruckanlagen meist von rückwärts nach vorwärts gerechnet werden müssen. Es ist der Heizdampfbedarf und die entsprechenden Drücke, die für die Kraftanlage als Gegendrucke auftreten, ebenso die Kraft, die man braucht als bekannt angenommen. Mit Hilfe der nachstehend erläuterten Kurven sucht man sich dann den Eintrittsdruck an der Turbine, mit dem diese Kraft im reinen Gegendruckbetrieb erzeugt werden kann. Die Sachlage ist also die: Soviel Heizdampf von gewissem Druck habe ich, was kann ich an Kraft daraus erreichen, was muß ich erreichen und wie muß ich dazu den Kesseldruck wählen. Je nachdem wie die Verhältnisse vom Kraft- zum Heizdampfbedarf liegen, wird sich dabei nun ein Druck ergeben, von dem überlegt werden muß, ob er aus technischen und wirtschaftlichen Gründen als anwendbar zu erachten ist. Wird das letztere bejaht, dann kann die genauere Durchrechnung der reinen Gegendruckanlage erfolgen, erscheint der Druck aus irgendwelchen

Gründen zu hoch, so wird in Abwägung aller Nebenumstände der noch höchstzulässige Druck gewählt; der Rest der Kraft, der nicht im reinen Gegendruckbetrieb zu erzeugen ist, muß dann anderweitig entweder durch Kondensationsbetrieb, durch Strombezug oder durch Wasserkraft u. dgl. gedeckt werden.

### a) Wahl des Eintrittsdruckes.

Zur Durchführung des obigen Gedankengangs verwendet man Abb. 40<sup>1)</sup> bzw. 41. Man bildet sich die Größe

$$w_h = \frac{W_h}{N}$$

wobei  $N$  die Maschinenleistung in PS,  $W_h$  der stündliche Heizwärmebedarf ist. Man findet dann auf dem Schnittpunkt der Horizontalen durch  $w_h$  mit dem Gegendruck den Dampfeintrittsdruck in die Turbine, der nötig wäre, um die ganze Kraft  $N$  im Gegendruckbetrieb zu erzeugen,  $w_h$  stellt dann die Wärmemenge dar, welche je 1 PS in der Stunde zu Heizzwecken verbraucht werden kann. Die Kurven in Abb. 40 sind erstellt unter der Voraussetzung von 80% thermodynamischem Wirkungsgrad der Kraftmaschine und einer Überhitzung, die so hoch ist, daß gesättigter Dampf aus der Maschine austritt.

Auch die Kurven von Abb. 41<sup>2)</sup> sind für Überschlagsrechnungen sehr brauchbar, sie zeigen wie die Leistung, die aus 1000 kg Heizdampf mit verschiedenem Kesseldruck zu erreichen ist, sich bei verschiedenen Gegendrücken einstellt. Die Kurven

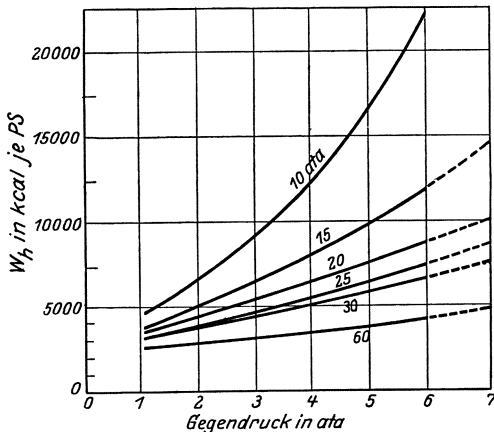


Abb. 40. Heizwärme je PS bei verschiedenen Drücken und Gegendrücken.

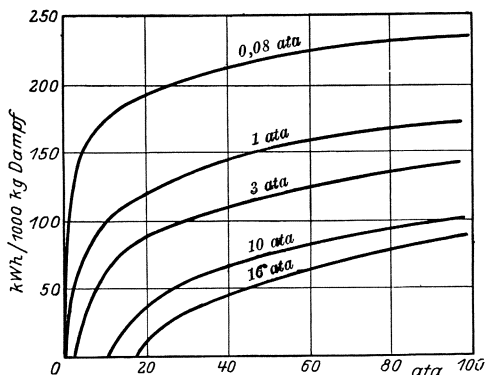


Abb. 41. Leistung aus 1000 kg Heizdampf bei verschiedenen Eintrittsdrücken (bis 100 ata) und Gegendrücken.

<sup>1)</sup> Eberle: a. a. O. Seite 91 siehe Fußnote 1 Seite 155, auch Wochenblatt 1925 Seite 385. Dort sind eingehende Beispiele gerechnet.

<sup>2)</sup> Borszeitung 1924, Heft 22/23.

sind dabei alle auf gleiche Gesamtdampfwärme von 750 kcal bezogen, was ungefähr den normalen Überhitzungstemperaturen für die betreffenden Drücke entspricht. Will man mit diesem Schaubild aus einer gegebenen Heizdampfmenge den Kesseldruck bestimmen, so nimmt man einen wahrscheinlichen Kesseldruck an, sieht, ob man die verlangte Leistung bekommt, korrigiert das Ergebnis und macht dann diesen Rechnungsgang noch einmal.

Mit Hilfe dieser Schaubilder kann man also bei ganz neuen Anlagen von vornherein, wenn nur der Heizdampfbedarf entweder nach Kilo

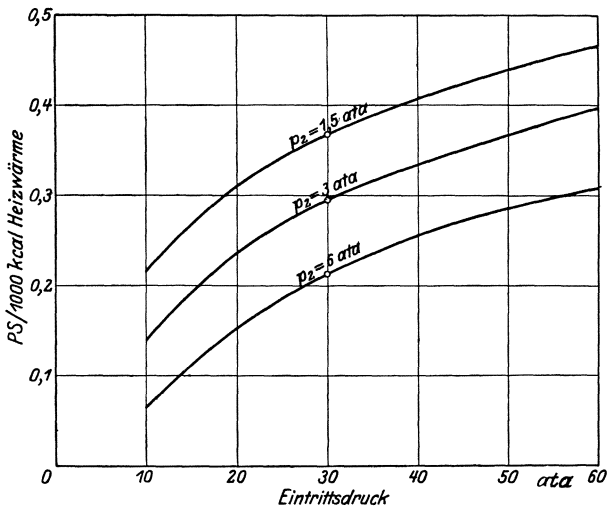


Abb. 42. Zusammenhang von Leistung und Heizwärme bei verschiedenen Anfangs- und Gegendrücken.

Dampf oder in Wärmeeinheiten festliegt, und wenn die benötigte Kraft bekannt ist, den Kesseldruck bestimmen, mit dem im reinen Gegendruckbetrieb aus dem Heizdampf die ganze Kraft erzeugt werden kann.

Die beiden Abbildungen 42 u. 43<sup>1)</sup> erlauben rasch den Zusammenhang zwischen Heizwärme und Kraft zu überblicken. Abb. 42 zeigt, wieviel Kraft aus einer gegebenen Heizdampfmenge von einem bestimmten Anfangs- und Enddruck zu erreichen ist, also wieviel PS je 1000 kcal Heizwärme. Abb. 43 gibt diejenige Heizdampfmenge an, die zur Verfügung steht, wenn eine PSst unter verschiedenen Anfangs- und Enddrücken erzeugt wird. Als Grundlage für beide Abbildungen ist wie für Abb. 40 ein thermodynamischer Wirkungsgrad von 80% angenommen sowie eine Anfangsüberhitzung, die so hoch ist, daß der Dampf gerade gesättigt die Maschine verläßt.

<sup>1)</sup> Eberle: Der Einfluß des Hochdruckdampfes auf die Entwicklung industrieller Anlagen. Z. V. d. I. Bd. 68 (1924), S. 1009 ff. In dieser Quelle sind viel ausführlichere Angaben und Schaubilder enthalten.

Alle diese Kurvenbilder geben fürs erste gute Überblicke wie die Verhältnisse liegen, für die weitere genaue Verfolgung der Sache ist es dann immer am besten, sich die Rechnung selbst an Hand des J-S Diagramms zu entwickeln, z. B. die Trockenpartie einer Zellstoffentwässerungsmaschine arbeitet jetzt mit 4 ata 170 °C in den Zylindern, durch gewisse Einrichtung wird es möglich, mit 3 ata zu arbeiten, welchen Erfolg macht das auf die Kraftanlage aus? Man sucht sich dazu im J-S Diagramm den durch Temperatur und Druck bekannten Punkt, der dem Austrittszustand des Dampfes aus der Turbine ent-

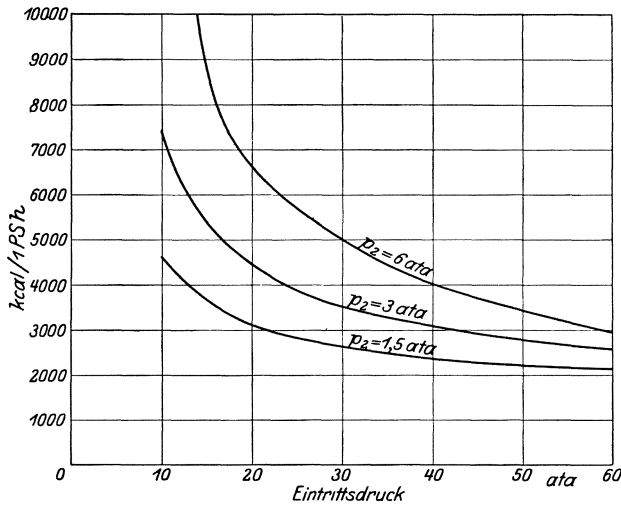


Abb. 43. Zusammenhang zwischen Heizwärme und Leistung bei verschiedenen Anfangs- und Gegendrücken.

spricht. Von dort geht man adiabatisch (senkrecht) auf 3 ata herunter; mit einem thermodynamischen Wirkungsgrad von 75% der Dampfkraftmaschine findet man den neuen Expansionsendpunkt. Man weiß nun, wieviel kcal dadurch, daß man statt auf 4 ata auf 3 ata expandiert, je 1 kg Dampf mehr gewonnen werden. Die Dampfmenge der Trockenzyylinder ist bekannt, ebenso, daß 632 kcal äquivalent 1 PS<sub>e</sub> sind; man kann dann den Erfolg, den die Drucksenkung an der Trockenpartie bei der Kraftmaschine ausmacht, sofort zahlenmäßig berechnen (siehe auch S. 127).

Ähnliche Fragen treten alltäglich auf, z. B. welche Folgen hat es, wenn man in einer Zellstofffabrik mit Papierfabrik, in der also voraussichtlich eine Maschine mit Kondensationsteil, je einer Anzapfung bei 7 ata und 3 ata in Frage kommt und man die etwas verwickelte Doppelanzapfung bei 7 ata und 3 ata vermeiden möchte, allen Dampf nur mit 7 ata entnimmt? Zur Lösung nimmt man das J-S-Diagramm, sieht zu, welche Nutzleistung in Wärmemengen man je 1 kg Dampf unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 75% erhält und zwar einmal



bei Expansion vom Kesseldruck auf 7 ata, das anderemal auf 3 ata. Da die Dampfmenge, die unter 3 ata arbeiten muß, bekannt ist, weiß man jetzt sofort die Minderleistung, wenn sie statt dessen auf 7 ata expandiert. Die Aufgabe, die sich rein rechnerisch sehr schwierig gestalten würde, ist mit dem J-S Diagramm sehr einfach gelöst. In all solchen Fällen versagt das J-S Diagramm nie, und deshalb ist seine Anwendung so sehr zu empfehlen. In erster Annäherung können diese Aufgaben auch mit den obigen Schaubildern gelöst werden.

### b) Bestimmung der Maschinenart.

Für die Wahl der Kraftmaschinen, ob Kondensationsmaschinen, Anzapfmaschinen oder reine Gegendruckmaschinen, lassen sich folgende ungefähren Richtlinien aufstellen:

1. Ist der Abdampfbedarf klein im Verhältnis zum Kraftdampfbedarf, wie es bei Papierfabriken mit angegliederter Dampfschleiferei wohl der Fall ist, der Gesamtkraftbedarf aber absolut genommen groß, etwa 1500—2000 PS und mehr, so ist eine kleine, einfache Gegendruckturbine am Platze, die immer entsprechend dem benötigten Heizdampf belastet wird. Den Hauptanteil an Kraft gibt dann die daneben laufende Kondensationsmaschine, die auch die Regulierung übernimmt.

2. Ist der Abdampfbedarf größer, der Kraftbedarf aber noch überwiegend, so kommt die Anzapfturbine mit einer Anzapfstelle in Frage, es wird dies der Fall sein bei der zentralen Kraftanlage der meisten großen reinen Papierfabriken selbst dann, wenn die Papiermaschinen durch eigene kleine regelbare Gegendruckdampfmaschinen angetrieben werden.

3. Genügt der Abdampf zur Deckung des Kraftbedarfes und sind dabei zwei Dampfnetze von etwa 8 und 3 ata vorhanden, wie es in reinen Zellstoffabriken der Fall ist, so kommt die reine Gegendruckturbine mit einer Anzapfung bei 3 ata — also die Gegendruck-Entnahmeturbine — verbunden mit einem Ruths-Speicher in Frage. Letzterer ist in diesem Falle unbedingt zum Ausgleich der Schwankungen nötig, es sei denn, daß ausnahmsweise andere Ausgleichsmöglichkeiten für die Schwankungen vorhanden sind.

4. Ist der Abdampfbedarf groß und im allgemeinen ziemlich gleich mit dem Kraftdampfbedarf, in gewissen Zeiten oder Jahreszeiten aber doch nicht ausreichend zur vollkommenen Kraftdeckung und sind dabei zwei Drucknetze in der Fabrik vorhanden, ein Fall, der bei allen Zellstoffabriken mit mehr oder weniger großen Papierfabriken vorkommen kann, so kommt die Gegendruck-Entnahmeturbine mit nachgeschaltetem kleinem oder größerem Kondensationsteil in Frage. Dabei kann der Kondensationsteil fest oder leicht abkuppelbar mit der Gegendruck-Entnahmeturbine verbunden sein.

5. Ist der Abdampf erheblich größer wie der Kraftdampfbedarf, so kommt die reine Gegendruckturbine in Frage. Dieser Fall ist ver-

hältnismäßig, selten und kommt höchstens in großen Pappenfabriken mit überwiegendem Heizdampfbedarf oder aber bei Papierfabriken, die für die Weiterverarbeitung und Veredelung des Papiers in Streicherei, Kartonklebeanlagen usw. erhebliche Wärmemengen brauchen, vor.

Ausdrücklich sei darauf hingewiesen, daß die reine Gegendruckturbine ohne Ruths-Speicher in Zellstoff- und Papierfabriken im allgemeinen nicht am Platze ist. In diesem Fall kämen, da in Zellstofffabriken der Heiz- und Kochdampfbedarf und der Kraftbedarf organisch vollständig unabhängig sind, Kraftbedarfsspitzen vor, die sich mit Tälern im Heizdampfbedarf decken können. Ein solcher Betrieb wäre nur zu führen, wenn Dampf bei der Gegendruckturbine zeitweise ins Freie ausbläst. Es kommen andererseits Krafttäler bei Heizdampfspitzen vor. Die Anforderungen des Betriebs wären in diesem Fall nur dann zu befriedigen, wenn die über den Kraftbedarf hinausgehenden Heizdampfspitzen durch gedrosselten Frischdampf gedeckt werden. Beide Betriebsarten sind aber unwirtschaftlich und zehren die Ersparnisse, die andererseits durch den Gegendruckbetrieb gemacht werden, rasch auf. Ein derartiger Betrieb mit reiner Gegendruckturbine ohne Speicher ließe sich nur dann denken, wenn die Fabrik mit einer Überlandzentrale oder irgendeinem anderen Verbraucher derart zusammengeschaltet wäre, daß dieser in ersterem Falle die Kraftspitzen in Form von Strom liefert und im zweiten Fall die durch die Dampfspitzen notwendigerweise zu erzeugende Überschußkraft jederzeit aufnimmt.

#### c) Wirkungsgrade von Turbinen und Kolbendampfmaschinen.

Die Frage, welche Dampfkraftmaschine, ob Kolbenmaschine oder Turbine gewählt werden soll, ist heute für das zentrale Kraftwerk der Papierfabrik so gut wie entschieden. Der lange Streit, ob die Kolbenmaschine oder Dampfturbine zweckmäßiger ist, ist durch die Schaffung der Brünner-Turbine im allgemeinen, besonders aber, wenn es sich um Einheiten, die höher liegen, wie etwa 300 kW, handelt, hinfällig geworden. Trotz alledem kann es Fälle geben, besonders in Werken, die ganz auf Transmissionsbetrieb eingerichtet sind, in denen die Kolbenmaschine in Frage kommen kann. Der Nachteil des ölhaltigen Abdampfes darf aber nicht vergessen werden. Das Wesentliche der Brünner-Turbine, die unbedingt einen Markstein im Turbinenbau darstellt, ist die große Unterteilung des Wärmegefälles in viele Stufen. Die Turbine wird dadurch allerdings länger und auch teurer. Der Wirkungsgrad reicht aber bis an 80% heran. Abb. 44 zeigt eine Gegendruckturbine Bauart Borsig-Brünn im Schnitt. Konstruktiv bemerkenswert ist daran, daß der Läufer (Rotor) mit seinen Radscheiben aus dem vollen Stück herausgearbeitet ist, dann, daß das Gehäuse für die Leitapparate in einen eigenen Innenzylinder eingesetzt ist, der ganz vom Dampf umspült wird, so daß für die Ausdehnungsverhältnisse die günstigsten Vorbedingungen gegeben sind. Auch andere große deutsche Firmen haben die Lizenz für den Bau der Brünner-Turbine erworben. Durch das Erscheinen der Brünner-Turbine mit ihren im Vergleich

zu den früheren Konstruktionen hohen thermodynamischen Wirkungsgrad sind die meisten früheren Kurvenbilder und Zahlenberechnungen in älteren Arbeiten, die immer auf thermodynamische Wirkungsgrade der Turbine von 45—60% aufgebaut waren, überholt, was beim Studium und beim Vergleich der älteren und neueren Turbinenliteratur wohl zu berücksichtigen ist. Je 1000 kcal Heizdampfwärme sind aus der Brünnner Turbine wesentlich höhere Leistungen besonders in den hohen Druckgebieten herauszuholen<sup>1)</sup>. Je mehr man dabei die Turbine unterteilt, wobei man dann zur zweigehäusigen, selbst zur dreigehäusigen Bauart kommt, desto hochwertiger im Wirkungsgrad wird sie. Sie kommt in ihren Wirkungsgraden ganz in die Nähe der Kolben-

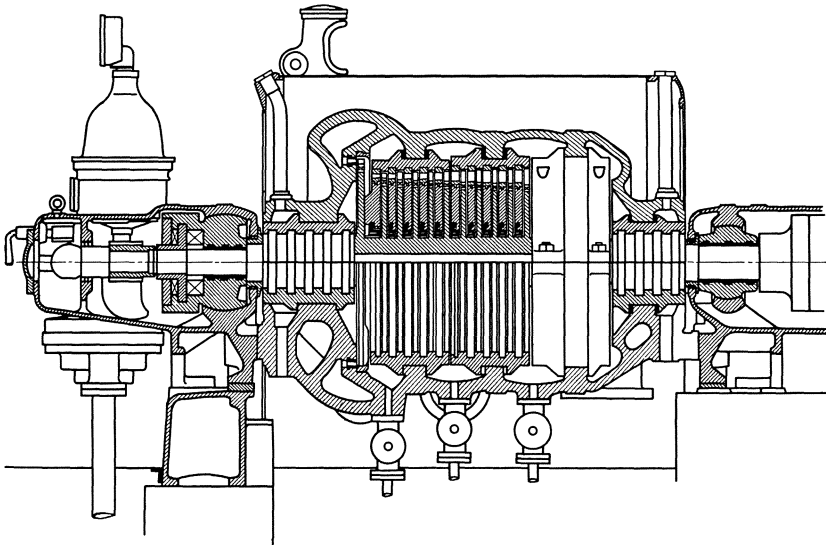


Abb. 44. Gegendruckturbine (Bauart Borsig-Brünn).

maschine, besonders auch im Hochdruckteil, in dem die Turbine bisher immer unterlegen war. Dazu fallen noch die anderen bekannten Vorteile der Turbine, besonders Ölfreiheit des Abdampfes sehr in die Wagschale. Die Erfindung der Brünnner Turbine ist um so wesentlicher, als sich das Schwergewicht der Dampfausnützung der Zukunft mit der wachsenden Einbürgerung des Gegendruckbetriebes<sup>2)</sup> und der höheren Kesseldrücke im allgemeinen und in der Zellstoff- und Papierindustrie im besonderen

<sup>1)</sup> Stodola-Josse: Leistungsversuch an einer Gegendruckturbine der ersten Brünnner Maschinenfabrik in der Nestomitzer Zuckerraffinerie. Z. V. d. I. Band 67, 1923, S. 1163.

<sup>2)</sup> Wichtige Literatur: Zerkowitz: Das Gegendruckverfahren und seine Anwendung bei der Dampfturbine. 1. Teil: Wärmetechnische Grundlagen. 2. Teil: Neuere Gesichtspunkte für den Bau von Gegendruckturbinen. Z. V. d. I., Bd. 68 (1924), S. 147, 1026; Stodola: Die Dampfturbine. Berlin: Julius Springer 1924; Forner: Fortschritte in der Entwicklung der Wärmewirtschaft. V. d. I.-Verlag, 1923.

immer mehr auf den Hochdruckteil der Kraftmaschine verlegt. Der Hochdruckteil älterer Dampfturbinen, die nicht nach den Brünner Grundsätzen gebaut sind, arbeitete mit 50% bis allerhöchstens 60% thermodynamischem Wirkungsgrad. Da auch heute noch viele Turbinen älterer Bauart laufen, seien deren normale Wirkungsgrade in folgender Zahlentafel zusammengestellt, auch die Wirkungsgrade der Kolbenmaschinen sind angefügt. Im übrigen läßt sich der thermodynamische Wirkungsgrad einer Turbine durch Messung von Anfangsdruck, Anfangstemperatur sowie Enddruck und Endtemperatur sehr einfach aus dem J-S Diagramm entnehmen. Ist  $p_1, t_1$  der Anfangszustand,  $p_2, t_2$  der Endzustand, so ist der Dampfzustand vor und hinter der Turbine, jeweils als Punkt im J-S Diagramm durch die Punkte  $a$  und  $b$ , gekennzeichnet. Man braucht nur noch vom Anfangspunkt  $a$  bis zum Schnitt mit dem Gegendruck  $p_2$  die senkrechte adiabatische Expansionslinie (Schnittpunkt  $b'$ ) ziehen, so erhält man im Verhältnis

$$\eta = \frac{\text{Strecke } a b}{\text{Strecke } a b'}$$

den Wirkungsgrad der Turbine bzw. des betreffenden Turbinenteiles.

Zahlentafel 36: Wirkungsgrade von Gegendruckmaschinen<sup>1)</sup>.

	$\eta_{th}$	$\eta_m$
Turbine älterer Bauart	50—53% Satttdampf 55—58% 50° C Überhitzung 58—62% 100° C „	98%
Kolbendampfmaschine	75—85%	85—92%

Es liegt daher Veranlassung vor, darauf hinzuweisen, daß die Auswechslung alter gegen neuzeitliche Turbinen sich in wenigen Jahren bezahlt macht; Turbinen sind, auch wenn sie erst aus den allerletzten Jahren stammen, veraltet und ihre Auswechslung muß überlegt werden. Aus diesen Gründen ist beim Kauf gebrauchter Turbinen mit ganz besonderer Vorsicht vorzugehen. Mit der gleichen Dampfmenge und mit der gleichen Kesselheizfläche läßt sich heute bedeutend mehr leisten wie bisher.

Durch Unterstützung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg kann ich zwei Schaubilder, Abb. 45 a und b bringen, wie sich der thermodynamische Wirkungsgrad von Kolbenmaschine, Dampfturbine bisheriger Bauart und der neuen M. A. N.-Brünner Bauart zueinander verhalten; es ist daraus besser als aus Zahlen zu ersehen, welcher großer Unterschied zwischen der bisherigen Turbine und der Brünner Turbine besteht, dann aber auch, daß die Brünner Turbine der Kolbenmaschine bei Vollast im Wirkungsgrad ebenbürtig ist und auch bei  $\frac{3}{4}$  und  $\frac{1}{2}$  Last nicht viel darunter liegt. Neuerdings konnte die Wirkungsgradkurve durch Stufenschaltung noch mehr als in Abb. 45 dargestellt verflacht, also verbessert werden. Ebenso ist hier klar zu erkennen, wie weit bisher die Tur-

<sup>1)</sup> Schneider, Dr.: Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. 4. Aufl. Berlin: Julius Springer. 1923.

bine älterer Bauart der Kolbenmaschine in den höheren Druckgebieten unterlegen war. Was die Teilbelastungen anbetrifft, so ist die Kolbenmaschine im Bereich zwischen Vollast und Halblast dafür weniger empfindlich als die Turbine. Die beiden Schaubilder sind für Gegendruckturbinen gezeichnet, wie sie in der Papierindustrie häufig vorkommen, es ist eine Turbinenvollastleistung von 1500 kW, ein Eintrittszustand des Dampfes von 28 atü und 350° C zugrunde gelegt

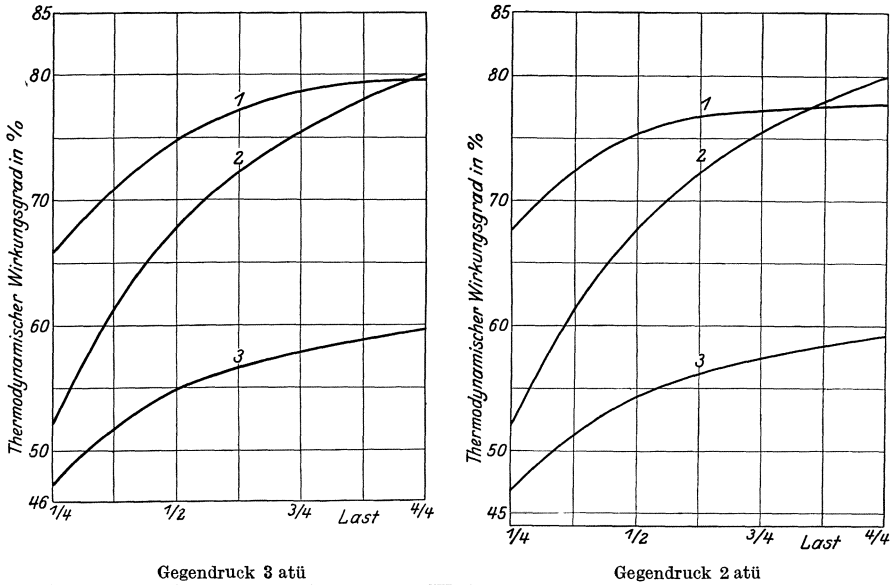


Abb. 45a und b. Thermodynamische Wirkungsgrade einer M. A. N.-Gegendruckmaschine von 1500 kW Leistung.

- Kurve 1 Kolbendampfmaschine
- Kurve 2 Dampfturbine Bauart M. A. N.-Brünn
- Kurve 3 Dampfturbine bisheriger M. A. N.-Bauart.

und das eine Schaubild für 3 atü, das andere für 2 atü Gegendruck gezeichnet.

Durch den großen Unterschied im thermodynamischen Wirkungsgrad erscheint es ohne weiteres möglich, daß ein Werk, welches mit seiner alten Turbine seine Kraft nicht im Gegendruckbetrieb erzeugen kann, das ohne Vergrößerung der Kesselheizfläche mit Anwendung einer Brünnner Turbine zuwege bringt. Jedenfalls sind solche Verhältnisse wert, nach allen Richtungen genau durchgedacht und durchgerechnet zu werden. Oft läßt sich auf einfache Weise, wenn man sich nur eingehend genug mit der Sache befaßt, viel sparen.

Der mechanische Wirkungsgrad der Turbine liegt dabei etwa bei 98%, der der Kolbenmaschine bei 85—92%, es wird sich also der Gesamtwirkungsgrad der Maschine, der sich zu

$$\eta_{th} \cdot \eta_m = \eta$$

schreibt, zugunsten der Turbine gegenüber der Kolbenmaschine noch

erhöhen. Angenommen sei z. B. ein Dampfverbrauch des Werkes von 7000 kg in der Stunde von 2 atü Gegendruck zu Heizzwecken. Der Dampfeintrittsdruck sei 28 atü bei 350° C, die Turbine arbeite mit  $\frac{3}{4}$  Last. Es soll eine alte Turbine und eine Turbine Bauart M. A. N.-Brünn verglichen werden.

Für die Turbine Bauart Brünn ergibt sich (aus Abb. 45)  $\eta_{th} = 75\%$ ,  $\eta_m = 98\%$ , also  $\eta = 73,5\%$ ;

für die Turbine älterer Bauart  $\eta_{th} = 56,5\%$ ,  $\eta_m = 98\%$ , also  $\eta = 54\%$ .

Das theoretische, adiabatische Wärmegefälle, das zur Verfügung steht, ist natürlich bei den Turbinenbauarten gleich, und zwar 116,6 kcal je 1 kg Dampf.

Die Brüner Turbine nützt davon aus . . . . .	0,735 · 116,6 = 87,5 kcal
die Turbine älterer Bauart nützt davon aus . . . . .	0,54 · 116,6 = 66 kcal
die Brüner Turbine erzeugt also mit 7000 kg Dampf . . . . .	700 kWts
die Turbine älterer Bauart erzeugt „ 7000 „ „ . . . . .	540 kWst

Die Brüner Turbine gestattet also 160 kWst oder 30% mehr Kraft stündlich aus den gegebenen 7000 kg Dampfdurchsatz herauszuholen, wie eine Turbine älterer Bauart. Die Wertigkeit, mit der die Brüner Turbine den Abdampf zur Verfügung stellt, ist 658 kcal bei 2 atü mit 148° C, die Wertigkeit, mit der die Turbine älterer Bauart den Dampf zur Verfügung stellt, ist 678 kcal bei 2 atü mit 188° C. Ausnutzbar im Trockenzyylinder 525 kcal im Fall der Brüner Turbine, im Fall der Turbine bisheriger Bauart 545 kcal. Das ausnutzbare Wärmegefälle des Dampfes der von der Brüner Turbine zur Verfügung gestellt wird, ist also trotz ihres bedeutend höheren Wirkungsgrades nur um 3% niedriger wie das ausnutzbare Wärmegefälle, wenn der Dampf von der Turbine älterer Bauart stammt. Der Grund, warum die Turbine älterer Bauart den Dampf mit höherer Temperatur zur Verfügung stellt, ist eben ihr schlechterer Wirkungsgrad, bedingt durch die höheren Verluste

Man sieht also, daß in diesem Beispiel das betreffende Werk nur durch Auswechslung der Turbine sich um 30% mehr Kraft hätte schaffen können. Je höher die Druckgebiete liegen, Anfangs- und besonders Gegendruck, unter denen die Turbine arbeitet, desto kräftiger macht sich dieser Unterschied der Brüner Bauart gegenüber den älteren Bauarten bemerkbar. In diesem Zusammenhang ist darauf zu verweisen, daß der Satz, den man manchmal hören kann, es sei gleichgültig, wie hoch der Dampfverbrauch einer Gegendruckturbine oder Kolbenmaschine oder wie schlecht ihr Wirkungsgrad ist, im allgemeinen ganz falsch ist, denn man will doch mit einem gegebenen Dampfdurchsatz möglichst viel Kraft aus der Turbine herauswirtschaften. Nur dann ist der Satz in eingeschränktem Maße richtig, wenn das betreffende Werk an und für sich schon Überschubkraft hat, die es weder selbst verwenden, noch nach außen verkaufen kann. Er ist auch hier in diesem Sonderfall

nur so lange richtig, bis wieder Gleichgewicht zwischen Heizdampfbedarf und entsprechendem Kraftbedarf besteht.

Die Eintrittstemperatur des Dampfes in die Turbine ist so hoch wie möglich, 375°C—400°C bei Drücken bis zu 30 ata zu wählen, einmal, weil mit zunehmender Überhitzung der Wirkungsgrad der Turbine überhaupt zunimmt, dann aber auch, um nicht zu schnell ins Sättigungsgebiet zu kommen. Das baldige Einschneiden der Expansionskurve ins Sättigungsgebiet ist ja bei noch höheren Drücken über 50 ata der Grund, warum zur Zwischenüberhitzung gegriffen werden muß. Es wird damit der Anfangspunkt für die nächste Expansionsstufe wieder weiter in das Überhitzungsgebiet hinein verlegt.

#### b) Einfluß des abgeminderten Gegendruckes.

Es ist in den letzten Jahren viel vom Erhöhen der Kesseldrücke gesprochen worden, immer muß aber betont werden, daß man vor dem Hinaufsetzen der Kesseldrücke darnach trachten muß, den Gegendruck zu vermindern. Dadurch bekommt man bedeutende Mehrleistung in der Kraftmaschine, oft ohne jede Kapitalsanlage oder doch mit mäßigen Auslagen. Ich habe bei der Behandlung der Trockenpartie (S. 128) gezeigt, welche Mittel es dort für die Druckherabsetzung gibt, das dort gerechnete Beispiel ergibt bei einer Trockenpartie, die 3700 kg Dampf je Stunde benötigte, durch Herabsetzung des Gegendruckes von 3 auf 2 ata für die Kraftmaschine eine Leistungssteigerung von 74 PS. Die Frage des Gegendruckes ist sehr einschneidend für die Kraftwirtschaft eines Werkes. Ich kann mir z. B. sehr wohl denken, daß große Zellstofffabriken mit angegliederten Papierfabriken den Gegendruck bzw. die Anzapfung an ihren Turbinen nicht, wie es so nach und nach üblich geworden ist, einfach auf 3 ata legen, sondern zur Deckung des Wärmebedarfes des größten Teils der Trockenzyylinder, der Spritfabrik, der Raumheizung usw. mit 2 ata oder selbst mit 1,5 ata aus der Turbine herausgehen bzw. auf diesem Enddruck den Speicher arbeiten lassen. Die wenigen Stellen, die einen Dampfdruck von 3 ata oder etwas mehr brauchen, wie vielleicht manche Filztrockner oder die großen Zylinder, können dann an das 7-ata-Netz unter Abdrosselung auf 3 ata gelegt werden, während die Hauptmenge des übrigen Dampfes, mit 2 ata oder 1,5 ata, der Turbine zu entnehmen ist. Diese Schaltung kann je nach den Umständen wirtschaftlicher werden, wie wenn der ganze Dampf für Heizzwecke der Turbine mit 3 und mehr ata entnommen wird, trotzdem man diesen hohen Heizdampfdruck an den meisten Stellen gar nicht braucht.

Man kann auch so verfahren, daß man den wenigen Stellen, die einen höheren Dampfdruck brauchen, einen Dampfumformer, insbesondere einen Strahlverdichter, vorschaltet, der dann mit geringem Zusatz von Arbeitsdampf von Kesseldruck oder von 7 ata-Dampf, Dampf aus dem Niederdrucknetz von etwa 2 ata Dampf entnimmt und etwa auf 3 ata verdichtet, so daß damit die aus dem allgemeinen Rahmen herausfallenden Verbrauchsstellen gespeist werden können. Ich habe auf diese Schaltungsart schon früher verwiesen.

In großen Werken kann man neben dem 7 ata und 3 ata Netz noch ein drittes Dampfnetz dadurch schaffen, daß man für eine bestimmte Verbrauchergruppe von Dampf von etwa 1,2 ata eine eigene reine Gegendruckturbine verwendet, wie ich das ebenfalls schon bei Behandlung der Spiritusfabrik erwähnt habe. Solche reine Gegendruckturbinen sind außerordentlich einfach und können überall aufgestellt werden.

Jedenfalls ist es immer sehr zu überlegen, wenn in einem Werk viele Stellen da sind, die mit einem Dampfdruck von z. B. 1,5 ata ausreichen und nur einige wenige, die vielleicht einen solchen von 3 ata brauchen, ob nicht der Gesamtdampf auf 1,5 entspannt wird und die wenigen Stellen, die 3 ata brauchen, auf irgendeine andere eben beschriebene Weise versorgt werden können. Der leitende Gedanke muß immer sein, den Gegendruck so niedrig wie möglich zu halten und alle Mittel, die hierzu dienlich sind, anzuwenden, störende Elemente aber, die höheren Druck verlangen, entsprechend im Druck zu erniedrigen oder, wenn das nicht geht, als Ausnahmefälle zu behandeln. Man sollte mit 2 ata unbedingt auskommen, evtl. auch mit noch weniger. Auch von anderer Seite wird es immer und immer wieder betont<sup>1)</sup>.

### III. Bemessung und Wahl der Kessel.

Aus dem Zustand des Dampfes beim Eintritt in die Turbine ergibt sich rückwärts der Kesseldruck und die Überhitzungstemperatur am Kessel. Je nach der Entfernung der Turbine vom Kesselhaus wird Druck- und Temperaturabfall zwischen Kessel und Turbine verschieden sein. Ist die Turbine unmittelbar neben das Kesselhaus gestellt, so kann man bei Drücken von 26<sup>0</sup> bis 30 ata und Temperaturen von 350<sup>0</sup> C—400<sup>0</sup> C etwa mit 1/2 atm Druckabfall und rund 25<sup>0</sup> Temperaturabfall rechnen. Damit liegt dann Kesseldruck und Temperatur fest.

Für die Wahl der Kesselart können die verschiedensten Gründe und Gegengründe vorliegen. Es gibt eine ganze Reihe allerbesten Kesselbauarten. Erste Bedingung muß wohl sein, daß ein neuzeitlicher Kessel von hoher Spannung nur von den allerersten Firmen bezogen werden soll, so daß größtmögliche Garantie für gute Werkstattausführung gegeben wird. Hier soll der Beschaffungspreis nicht ausschlaggebend sein. Kesselschäden während des Betriebes, herrührend von unsachgemäßer Werkstatarbeit, können große Summen durch unmittelbaren Materialschaden und noch viel größere Summen durch Fabrikationsausfall aufzehren.

Die einzelnen Kesselarten<sup>2)</sup> hier zu behandeln ist nicht Sache dieses Buches. Im allgemeinen sind für Zellstoff- und Papierfabriken Kessel

<sup>1)</sup> Gleichmann: Über die Anwendung von Hochdruckdampf unter besonderer Berücksichtigung der Zellstoff- und Papierfabrikation, s. besonders auch die Ausführungen von Geheimrat Fr. Müller, Darmstadt, in der Diskussion zu diesem Vortrag. Hauptversammlungsbericht 1923, S. 69 des Vereins der Zellstoff- und Papierchemiker und -Ingenieure.

<sup>2)</sup> Spalckhaver und Schneider: Die Dampfkessel. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer. 1924.



mit großen Wasserräumen vorzuziehen, da schon darin eine kleine Speichermöglichkeit liegt. Sind dagegen Wärmespeicher vorhanden, so können Kesseltypen mit kleineren Wasserräumen genommen werden. Bei guten Kesseln, richtig durchgebildeten Rosten und entsprechendem Zug kann man heute bei Wasserrohrkesseln mit dauernder Heizflächenbelastung von 25—30 kg Dampf je Quadratmeter und Stunde rechnen. Steilrohrkessel kann man mit 35—40 kg Dampf belasten. Diese Leistungen gelten für gute hochwertige Kohle, minderwertige Brennstoffe, besonders auch die Verfeuerung von Holzabfällen, zieht natürlich die mögliche Heizflächenbeanspruchung herunter. Über die Wahl der Kesselgröße, also über die Art, wie die gesamte nötige Heizfläche aufzuteilen ist, sind die Meinungen verschieden. Für Kraftwerke, wie sie in der deutschen Papierindustrie vorkommen, die meist in Größen von 600 PS bei kleineren, 1000—1500 PS bei mittleren und 2000—3000 PS und noch höher bei großen Anlagen liegen, empfehle ich mittelgroße Kesseleinheiten; 250—400 m<sup>2</sup> Heizfläche für den einzelnen Kessel je nach der absoluten Größe der Anlage dürfte das Passende sein. Es ist ja richtig, daß große Kesseleinheiten etwas wirtschaftlicher arbeiten, aber die Reserven, die man sich halten muß, sind dann auch groß, bei Reparaturen fallen große Einheiten hinaus usw. Liegen natürlich besondere Verhältnisse vor, ist z. B. der Grundriß des Raumes, der für die Kessel zur Verfügung steht, sehr beschränkt, so kann man sich mit Kesseln von möglichst großer Heizfläche und mit solchen Kesselarten, sie sich sehr in die Höhe bauen, also Steilrohrkesseln mit darübergesetzten Speisewasser- oder Luftvorwärmern oft recht gut helfen und sich gegebenen Verhältnissen gut anpassen. Im allgemeinen sind in Deutschland mittlere Kessel bevorzugt, in Amerika, besonders in den dortigen großen Elektrizitätswerken, hat man im allgemeinen die großen Einheiten und geht man dort bis zu 3000 m<sup>2</sup> Heizfläche und mehr in einem Kessel.

In Gegenden, die große Wasserkräfte besitzen, also besonders in Schweden und Finnland, haben sich die elektrisch geheizten Dampfkessel nach und nach eingebürgert. In Schweden gibt es Fabriken, die den ganzen Dampf in Elektrokesseln erzeugen. Für deutsche Verhältnisse ist diese Art der Dampferzeugung wohl nicht möglich. Sehr gut aber ist der Elektrokessel verbunden mit Speicher für die restlose Ausnutzung von Überschußwasserkraften besonders an Sonntagen und evtl. auch nachts geeignet. Der Elektrokessel<sup>1)</sup> nimmt jede Energie, auch wenn sie stark schwankend ist, auf, erzeugt Dampf, derselbe wird gespeichert und steht dann für den Betrieb zur Verfügung. Für die Energieumsetzung rechnet man, daß mit 1 kWst 1,4 kg Dampf von etwa 12 ata erzeugt werden können.

#### a) Bau und Betrieb der Kraftanlagen.

Ein neuzeitliches Heizungskraftwerk kennzeichnet sich folgendermaßen: Die Kessel werden normalerweise nicht mehr ebenerdig, sondern erhöht aufgestellt, so daß der Schlacken Keller ebenerdig, hell und luftig liegt und die Schlacken ohne Aufzugsbenützung herausgefahren werden

<sup>1)</sup> Nüscheler: Wirtschaftliche Untersuchungen von Elektroden-Kesselanlagen. Zeitschr. Bayr. Rev. Ver. 1925 Seite 247.

können. Neuerdings kommt vielfach die Aschenwegschwemmung mit Wasser in Frage; die Turbinenanlage mit der nötigen Schaltanlage wird, wenn möglich, unmittelbar mit dem Kesselhaus zusammengebaut, so daß kürzeste Dampfleitungen nötig werden. Bei Kondensationsanlagen liegt die Kondensation ebenfalls ebenerdig, wenn möglich durch Deckenaussparung für den Maschinisten von oben aus sichtbar und nicht wie bisher im dunklen Keller versenkt. Die Speisepumpen sind keine Nebenanlagen, sondern gehören zu den wichtigsten Maschinen des Kesselhauses, dementsprechend soll auch ihre Aufstellung und Pflege sein. Der Wassereinigung ist größtes Augenmerk zuzuwenden, je höher der Druck desto mehr. Der Rückführung sämtlichen Kondensats aus dem Fabrikbetrieb ebenso, einmal aus Gründen der Wärmeersparnis, dann aber weil das Kondensat destilliertes Wasser darstellt. Die Rohrleitungsfrage ist genau zu studieren, in die Hochdruckleitung sind statt Ventile Schieber mit geringem Durchgangswiderstand einzusetzen, an wichtigen Stellen sind statt der unzuverlässigen gewöhnliche Regulierventile, gesteuerte, sicher wirkende Regulierventile, einzuschalten. Die Isolierungsfrage der Rohrleitungen ist mit größter Aufmerksamkeit zu behandeln, auch die Flanschen sind zu isolieren, denn gute und gut instand gehaltene Isolierung erspart viel Geld<sup>1)</sup>. Wenigstens die wichtigsten Meßinstrumente an den Hauptleitungen sollen registrierend sein; all das sind natürlich nur kurze Hinweise, mehr würde hier zu weit führen.

Der Betrieb des Kesselhauses ist auf sparsamste Wärmewirtschaft einzustellen<sup>2)</sup>, besonders ist den Teilbelastungen der Kessel bzw. schnellen Schwankungen, Anheizverlusten und ähnlichen Verlustquellen das nötige Augenmerk zuzuwenden. Solche Teilbelastungen, wenn sie kurzzeitig und oftmals auftreten, sind bedeutende Verlustquellen, desgleichen die sogenannten Anheizverluste; im letzteren Fall ist ja die Zellstoff- und Papierindustrie, in der der Dreischichtenbetrieb über die ganze Woche das Normale ist, in einer glücklichen Lage. Bei den Teilbelastungen der Kessel ist zu unterscheiden, ob sie dauernd oder in kurzen Zeiträumen auftreten, bei dauernder Teilbelastung der Kessel kann der Betrieb so geführt werden, daß der Wirkungsgrad der Kessel nur wenig sinkt, viel weniger wie bei Kraftmaschinen. Eberle, Guillaume und Münzinger haben hierfür Versuchszahlen veröffentlicht, die in den folgenden kleinen Zahlentafeln wiedergegeben sind.<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Hencky: Merkblatt über die wärmetechnische Bedeutung und Beurteilung der Wärmeschutzmittel. Sonderdruck aus Arch. Wärmewirtsch. 1922, Heft 9, S. 182; Hencky: Forschungsergebnisse über den Wärmeschutz und dessen praktische Bedeutung für die Industrie. Mitteilung aus dem Forschungsheim für Wärmeschutz e. V. München, Bayerstr. 3. Heft 1. Selbstverlag. Hütte, 25. Aufl., S. 448.

<sup>2)</sup> Heilmann: Richtlinien für die Erzielung sparsamster Brennstoffwirtschaft bei Dampfanlagen V. d. I. Verlag Berlin. Sehr empfehlenswertes Merkblatt.

<sup>3)</sup> Eberle: Wärmewirtschaft in der Textilindustrie. Z. V. d. I. Bd. 67 (1923), S. 256; Guillaume: Die Ausnützung eines Dampfkraftwerkes und ihre Überwachung. Z. V. d. I. 1915, S. 262; Münzinger, Dr.: Untersuchungen an Steilrohrkesseln. Z. V. d. I. 1920, S. 393.

Zahlentafel 37.

Kesselbelastung in kg/m <sup>2</sup> /st	10,7	14,7	18,6	22,7	28,1
Wirkungsgrad $\eta$ in % . .	81,7	83,8	82,8	81,2	81,5
Kesselbelastung in %	50%	75%	100%	125%	
$\eta$ in %	68%	75%	76%	72%	
Kesselbelastung in kg/m <sup>2</sup> /st		13,8	21,3	29,3	
$\eta$ in %		79,9	73,9	72,7	

Es ist aus diesen Zahlen zu entnehmen, daß selbst bei 50% Unterbelastung der Wirkungsgrad bei richtiger Kesselführung nur wenig absinkt.

Das Gegenteil tritt aber ein, wenn schwankender Kesselhausbetrieb vorliegt, wenn also bei schwankender Dampfenahme aus den Kesseln bald hoher, bald niedriger Dampfbedarf vorliegt, ein Fall, der ja für den Kochereibetrieb der Zellstoffabriken typisch ist. Eine solche Betriebsart zieht den Wirkungsgrad bedeutend nach unten. Bezeichnend hierfür sind die bekannten Versuche von Josse, der absichtlich solche Verhältnisse zwecks Studium dieser Einflüsse bei einer Kesselanlage herstellte<sup>1)</sup>, während er zum Vergleich dann die gleiche Kesselanlage dauernd belastete. Bei dem schwankenden Kesselbetrieb, bei dem während der 7stündigen Versuchszeit etwa in jeder Stunde eine starke Schwankung nach unten und oben stattfand, wurde der Wirkungsgrad, der im Mittel bei Dauerbelastung 83% betrug, auf 67,5% bei schwankender Belastung heruntergezogen. Es sei dabei darauf hingewiesen, daß weniger die Leistungsspitzen den Wirkungsgrad verschlechtern, als vielmehr die Leistungstäler, denn das Hochbringen der Feuerleistung ist nicht so schwierig und verlustreich als das Einschränken derselben während der Hochleistung. Diese schwankenden Anforderungen an das Kesselhaus auszugleichen ist der Dampfspeicher berufen, hier liegen seine großen Vorzüge. Hat man einen solchen noch nicht, so können die Mißstände gemildert werden durch gute Zugverhältnisse, große Wasserräume der Kessel, die ja selbst, besonders wenn man eine kurzzeitige Drucksenkung zulassen kann, in kleinstem Maße wie Ruths-Speicher wirken und die allerersten Stöße auffangen. Andererseits sind, wenn es sich um eine plötzliche Abminderung der Dampfleistung handelt, Roste mit stärkerem Beharrungsvermögen und mit viel wärmeaufspeicherndem Mauerwerk schwierig, da dann ein Zurückgehen in der Leistung nicht schnell genug möglich ist. Bei solchen Betriebsverhältnissen ist eine gute Verständigungsmöglichkeit zwischen Kocherhaus und Kesselhaus unbedingt erforderlich, so daß auf die kommenden Schwankungen einige Zeit vorher aufmerksam gemacht werden und sich das Kesselhaus darauf vorbereiten kann. Bei Kesseln mit Überhitzern können Belastungsabminderungen oft die unangenehmen Folgen haben, daß die Überhitzungstemperatur sinkt, was dann wesentlich größeren Dampf-

<sup>1)</sup> Josse: Zur Entwicklung der industriellen Wärmewirtschaft. Z. V. d. I. Bd. 66, 1922, S. 13.

verbrauch der Dampfkraftmaschine bedingt<sup>1)</sup>. Im allgemeinen gilt hier, daß der Betriebsingenieur die Fabrikation, sein Kesselhaus und die beiderseitigen Eigentümlichkeiten kennen muß, um den Kesselhausbetrieb sicher und wirtschaftlich zu führen, und die störenden Einflüsse auszugleichen.

Zu wenig beachtet werden auch heute noch die Anheizverluste der Kessel und der übrigen Maschinen. Unter Anheizverlust versteht man die Kohlenmenge, die aufzuwenden ist, um einen außer Betrieb gesetzten Kessel, mag er nun den Druck Null oder noch einen Teildruck haben, wieder auf Betriebsdruck zu bringen. Aus der Abb. 46 sind nach Ver-

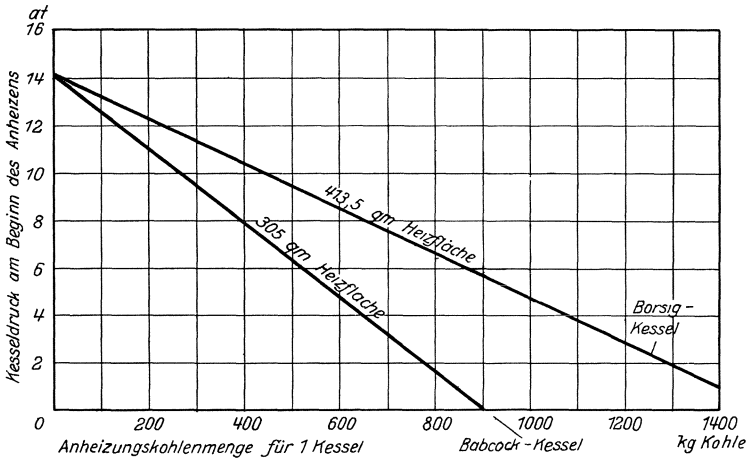


Abb. 46. Menge der Anheizkohlen (6500 kcal) für eingemauerte Wasserrohrkessel mit Überhitzer, abhängig vom Druck bzw. der Betriebspause.

suchen von Guilleaume<sup>2)</sup> die Anheizkohlenmengen für einen Babcock-Kessel von 305 m<sup>2</sup> und einen Borsig-Kessel von 413 m<sup>2</sup> zu entnehmen, diese betragen z. B. für ersteren, wenn er ganz von Druck gekommen ist, 900 kg Kohle von 6500 kcal, fallen also sehr in die Wagschale. In ähnlicher Größenordnung bewegen sich die Anheizverluste der Ruths-Speicher, nur kommen sie für die ganze Wärmebilanz kaum in Betracht, weil ja der Wasserinhalt des Ruths-Speichers, wenn er einmal in Betrieb ist, sehr selten anzuwärmen ist und selbst die Temperaturabnahme während einer längeren Betriebspause infolge der guten Isolierung sehr gering bleibt. In 60 Stunden Betriebspause sank z. B. die Wassertemperatur eines Speichers von 85 m<sup>3</sup> von 154° C auf 140° C<sup>3)</sup>.

Für die Anheizverluste bei Kolbendampfmaschinen gibt Guilleaume folgende Zahlen: für eine 3000 kW-Kolbenmaschine sind

<sup>1)</sup> Kammerer: Einfluß der Überhitzungstemperatur auf den Dampfverbrauch der Dampfmaschinen. Zeitschrift für den Dampfkessel- und Maschinenbetrieb 1914, S. 483.

<sup>2)</sup> Guilleaume: a. a. O. siehe Fußnote 3 Seite 196.

<sup>3)</sup> Z. V. d. I., Bd. 66 (1922), S. 509.

rund 1500 kg Dampf, also etwa 200 kg Kohle zum Anheizen nötig, für die 6000 kW-Dampfturbine 900 kg Dampf, entsprechend 125 kg Kohle. Diese Mengen wurden gemessen. Wenn auch so große Maschinen in der Papierindustrie kaum vorkommen, so geben diese Zahlen doch Anhaltspunkte über die relative Geringfügigkeit dieser Verluste gegenüber den Anheizverlusten der Kessel. Der Grund dafür ist der, daß die Massen kleiner sind und das Eisen nur eine spezifische Wärme von 0,114 hat. Will man von diesen Zahlen auf vorhandene Maschinen schließen, so kann man die Anheizverluste etwa den Gewichten proportional setzen.

Die Anheizverluste einer Trockenpartie sind klein. Nimmt man z. B. eine solche von 24 Zylinder je 125 cm Durchmesser, 225 cm breit, 10° C Anfangstemperatur, so ergibt sich ein Anheizverlust von etwa 750 kg Dampf. Die Anheizverluste der Zellstoffkocher, unter denen die Wärmemenge zu verstehen ist, die den Kocher und seinen Inhalt auf die eigentliche Arbeitstemperatur, also rund 100° C bringen, bewegen sich für die Kocher von 100 m<sup>3</sup> bis zu 225 m<sup>3</sup> Kocherinhalt und 30° C Anfangstemperatur in der Größe zwischen 20000 und 30000 kg Dampf, entsprechend 3000—4000 kg Kohle und kommen bei jeder Kochung einmal vor. Diese Anheizverluste sind ja früher ausführlich besprochen; es soll auf diese Zahlen hier des Zusammenhanges wegen nochmals verwiesen sein.

In diesen Abschnitt gehören auch die großen Anheizwärmern, die nötig sind, um nach Betriebsstillstand, also nach Sonn- und Feiertagen während der kalten Jahreszeit die Gebäude und die in ihnen stehenden Maschinen auf die normale Arbeitstemperatur zu bringen. Diese Verluste sind sehr beträchtlich.

Die Kessel werden durch dauernde Teilbelastungen wenig beeinflusst. Bei den Dampfkraftmaschinen beeinflussen die Belastungsgrade den Wirkungsgrad stark, und zwar stärker bei den Dampfturbinen als bei den Dampfmaschinen. Dabei bezieht sich dieser Wirkungsgrad aber nur auf die Maschine selbst; dadurch, daß die Maschine bei Teillast eine größere Dampfmenge je Kilowattstunde zur Verfügung stellt, deren Wertigkeit durch den schlechteren Wirkungsgrad auch noch etwas höher ist wie bei Vollast, wird der gesamte wirtschaftliche Wirkungsgrad der Dampfanlage, jedoch nur, soweit es sich um Gegendruck- und Anzapfbetrieb handelt, wieder aufge bessert, derselbe schreibt sich zu:

$$\text{Wirtschaftlicher Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzleistung} + \text{nutzbare Abwärme}}{\text{aufgewandte Wärme.}}$$

Bei Gegendruckmaschinen, deren Abdampf voll verwendet werden kann, liegt der wirtschaftliche Wirkungsgrad fast bei 100%. Bei Anzapfturbinen liegen diese Werte niedriger, weil die Verdampfungswärme eines Teiles des Dampfes im Kondensator vernichtet wird, für diesen Kondensationsteil kommt die Verschlechterung im Wirkungsgrad bei kleineren Belastungen voll zur Auswirkung, bei der reinen Kondensationsmaschine tritt ebenso der volle Einfluß des schlechten Wirkungsgrades bei Teillast für die ganze Turbine in Erscheinung, da hier die ausgenützte Abwärme gleich Null ist.

Sehr wohl hat aber der thermodynamische Wirkungsgrad einen Einfluß, und zwar auch bei reinen Gegendruckturbinen, und muß so hoch als möglich angestrebt werden, wenn es gilt, möglichst viel Kraft aus dem gegebenen Dampf herauszuwirtschaften. Dieser Fall liegt wenigstens in der Zellstoff- und Papierindustrie fast immer vor.

#### IV. Zentrale oder dezentrale Kraftanlage.

Bei der Frage, ob die Kraftanlage zu zentralisieren oder zu dezentralisieren ist, bieten Zellstofffabriken und Papierfabriken ein grundsätzlich verschiedenes Bild. In der Zellstofffabrik laufen alle Maschinen mit konstanter Geschwindigkeit, auch die Entwässerungsmaschine im Gegensatz zur Papiermaschine. Eine Notwendigkeit zur Geschwindigkeitsregelung der Zellstoffentwässerungsmaschine während des Betriebes besteht nicht. Die Hauptkraftverbrauchsstellen sind Holzputzerei, Aufbereitung, Wasserwerksanlage, dazu kommen noch einige kleinere Kraftverbrauchsstellen. Der Dampfverbrauch zum Kochen und Heizen hat in der Zellstofffabrik überwiegende Bedeutung und drückt der Kraftanlage seine Forderung auf. Der Dampfverbrauch zum Kochen, besonders zum Ankochen, ist, wenigstens so lange kein Speicher vorhanden, maßgebend für die Größenbemessung des Kesselhauses. Für eine Zellstofffabrik ist daher das richtige Kraftwerk die zentrale Kraftanlage womöglich mit Drehstromerzeugung und elektrischem Drehstromgruppenantrieb für die einzelnen Teile des Werkes.

Ganz anders liegen die Verhältnisse in der Papierfabrik. In vielen Fällen ist das Kesselhaus nach dem Kraftverbrauch des Werkes zu bemessen. Auch sind hier drei scharf getrennte Verbrauchergruppen zu unterscheiden, die verschiedene Betriebsbedingungen haben, nämlich:

1. die Holländer,
2. die Papiermaschine selbst,
3. die Nacharbeitungsmaschinen, deren Hauptkraftverbraucher die Kalandrier sind.

Jede dieser Gruppen, besonders die erste, hat einen beträchtlichen Kraftbedarf, der noch dadurch gekennzeichnet ist, daß die Papiermaschine in weiten Grenzen in ihrer Geschwindigkeit regulierbar sein muß; diese Notwendigkeit der Geschwindigkeitsänderung bei der Papiermaschine sowie der im Verhältnis zum Heizdampfbedarf meist größere Kraftbedarf drückt dem Kraftwerk der Papierfabrik den Stempel auf. Es gibt nun zwei Grundformen für normale Kraftanlagen von Papierfabriken.

1. Zentrale Drehstromkraftanlage für die ganze Fabrik mit elektrischem Gleichstromantrieb der Papiermaschine und Drehstromgruppenantrieb für die übrigen Arbeitsmaschinen, dabei ist vor der Papiermaschine ein Drehstrom - Gleichstrom - Umformer notwendig. Oder aber

2. gesonderter Antrieb der Papiermaschinen durch kleine stehende, in der Drehzahl in weiten Grenzen regelbare Dampfmaschinen, sogenannten Kapseldampfmaschinen, während die übrige Kraft zentral erzeugt wird; der Antrieb der übrigen Arbeitsmaschinen kann dann je

nach dem Aufbau der Fabrik durch Transmissions- oder besser durch elektrischen Gruppenantrieb erfolgen.

Dies ist in großen Zügen die Disposition der Kraftanlage. Bei der großen Anzahl und der Verschiedenheit der Papierfabriken gibt es auch Verhältnisse, die aus diesem Rahmen herausfallen; im allgemeinen ist es zweckdienlich, noch folgende Fälle zu unterscheiden:

A. Kleine und mittlere Papierfabriken:

1. mit Wasserkraft und mit Dampfkraft,
2. ausschließlich mit Dampfkraft.

B. Größere Werke:

1. zentrale Krafterzeugung,
2. getrennte Krafterzeugung.

Bei Fall A 1 liegen die Verhältnisse denkbar einfach. Die Wasserkraft treibt die Holländer, Kollergänge, kurz alle Maschinen mit Ausnahme der eigentlichen Papiermaschine an. Diese wird zweckmäßig durch eine Dampfmaschine mit weitgehendster Regelungsmöglichkeit angetrieben, der konstante Teil der Papiermaschine ebenso durch eine kleine konstant laufende Dampfmaschine, da der Abdampf der regelbaren Dampfmaschine doch meist zur Deckung des Heizdampfbedarfes der Trockenpartie nicht reicht. Der etwa dann noch fehlende Heizdampf für die Trockenzyylinder und für evtl. nötige Zusatzheizungen, der der Menge nach nur klein sein kann, muß vom Kesseldruck aus abgedrosselt werden. Die früher übliche konstant laufende Dampfmaschine, die über große Konusriemenscheiben auf die Transmission der Papiermaschine trieb, ist veraltet und sollte wegen des großen Kraftverlustes im Konustrieb Riemenverschleißes, Lagerölverbrauchs, Platzbedarfs, wo immer sie noch besteht, baldigst durch kleine regelbare Dampfmaschinen ersetzt werden. Wie sich die Platzverhältnisse dabei gestalten, zeigt Abb. 47. Reicht die Wasserkraft nicht aus, so ist die Zusatzkraft in einer Anzapfkolbenmaschine zu erzeugen, die dann auch den konstanten Teil der Papiermaschine treibt und den restlichen Dampfbedarf der Trockenzyylinder mit Anzapfdampf deckt; oder aber der Rest der Kraft wird, wenn die Möglichkeit besteht und wenn die Strompreise günstig sind, durch ein Überlandwerk bezogen. Fabriken mit den eben angegebenen Antriebsverhältnissen gibt es in großer Anzahl.

Bei Fall, A 2 also bei Papierfabriken, die nur mit Dampfkraft arbeiten, stehen sich vor allem zwei Fragen gegenüber:

a) soll die ganze Kraft zentral in einer einzigen Kraftmaschine erzeugt werden, für welchen Fall dann für die Papiermaschine selbst nur elektrischer Antrieb in Frage kommen kann, oder soll

b) die Papiermaschine ihre eigene regelbare Kolbendampfmaschine erhalten und nur der Rest der Kraft zentral erzeugt werden.

Etwa seit dem Jahre 1906 bildete man die Kraftanlagen oft so aus, daß man in zentralen Anlagen Drehstrom erzeugte und die Papiermaschine durch regelbare Gleichstrommotore antrieb unter Umformung der nötigen Drehstrommenge über Drehstromgleichstromumformer in Gleichstrom. Man ging dabei von dem Gesichtspunkt aus, daß die Krafterzeugung in einer Kraftmaschine, weil sie von größerem Ausmaß

sein kann und daher wirtschaftlicher arbeitet, vorzuziehen sei. Die elektrischen Verluste der vier Maschinen, nämlich Generator, Drehstromseite des Umformers, Gleichstromseite des Umformers, Gleichstrommotor mit zusammen doch mindestens 30% nahm man gezwungenerweise mit in Kauf, zumal die Regulierfähigkeit dieses Papiermaschinenantriebes an Einfachheit und Genauigkeit auch den höchsten Ansprüchen genügte. Man bekam natürlich eine ganze Reihe elektrischer Maschinen in den Betrieb hinein, die ein gewisses hochwertiges Bedienungspersonal erforderten. In neuester Zeit ist die regelbare stehende Dampfmaschine sehr verbessert worden und hat sich dadurch immer

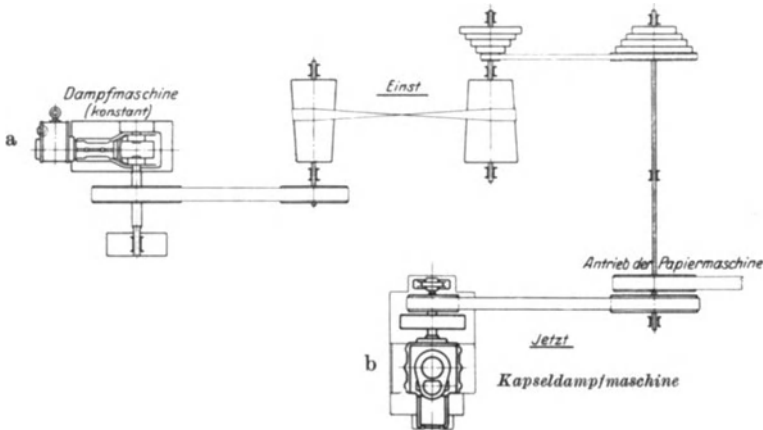


Abb. 47. Papiermaschinenantrieb (Schema)  
a) mit Konusgetriebe      b) mit Kapseldampfmaschine

mehr als Sonderantriebsmaschine für die Papiermaschine durchgesetzt, so daß heute, falls nicht besondere andere Gründe vorliegen, diese Antriebsart der Papiermaschine durch die kleine einfach zu behandelnde und leicht zu regulierende Maschine mit dem elektrischen Antrieb oft in Wettbewerb tritt. Vergleicht man die Maschinenanlage beider Antriebsmöglichkeiten, so steht auf der Seite des elektrischen Antriebs

1. Kabelanlage zum Umformer,
2. Schaltanlage des Umformers,
3. der Drehstromgleichstromumformer,
4. Gleichstrommotor,
5. Regulieranlage des Gleichstrommotors.

Hat das Werk sowieso ein Gleichstromnetz, so fällt Pos. 1 mit 3 fort.

Auf der Seite der regelbaren Dampfmaschine steht:

1. Hochdruckdampfleitung vom Kessel zur Maschine; daneben ist auch noch die Leitung für Anzapfdampf, der als Zusatzdampf für die Trockenzyylinder verwandt wird, nötig. Diese letztere Leitung ist ja auch bei elektrischem Betrieb nötig.



2. Die regelbare Dampfmaschine mit eingebautem Regulator, die von der Führerseite der Papiermaschine geregelt werden kann.

Die übrige in der Fabrik benötigte Kraft ist dann im allgemeinsten Fall durch eine Anzapfmaschine zu decken. Diese hat auch den von der Kapseldampfmaschine nicht gedeckten Heizdampf für die Trockenpartie zu ergänzen und im Anzapfbetrieb für den sonstigen Wärmebedarf der Fabrik wie Leimküche, Raumheizung, Kalandrheizung usw. aufzukommen. Die Anzapfdampfmenge wird daher nicht mehr sehr groß sein, nachdem der Hauptbedarf der Trockenpartie durch die Kapseldampfmaschine gedeckt wird. Die zweite Unterfrage, ob diese zentrale Anzapfdampfmaschine durch Transmission oder durch elektrischen Gruppenantrieb die übrigen Maschinen antreiben soll, läßt sich allgemein nicht beantworten, es spielen hier zuviel die räumlichen Verhältnisse des Werkes mit. Einfacher, bequemer und freizügiger ist sicher der elektrische Gruppenantrieb. Im allgemeinen sind die Vorteile des elektrischen Antriebes hier wie überall unbestreitbar folgende: die elektrische Kraftübertragung bindet das Maschinenhaus nicht unbedingt an die Fabrik, die Grundrißentwicklung der Fabrik ist ungehemmt und kann nach rein fabrikationstechnischen Gesichtspunkten angeordnet und leicht verändert werden. Der elektrische Gruppenantrieb gibt bei späteren Neu- und Umbauten die größte Entschlußfreiheit und größtmögliche Beweglichkeit. Ein Antriebsmotor ist rasch versetzt und bald wieder betriebsbereit. Transmissionsbetrieb macht solche Änderungen fast unmöglich. Bei normalem Drehstromantrieb sind auch die Leerlaufverluste sicher kleiner wie beim Transmissionsantrieb. Der Transmissionsbetrieb mag für kleine Fabriken geeignet sein, für mittlere und große ist er zu starr. Auch werden die Leerlaufverluste immer unterschätzt. Deswegen ist noch lange nicht gesagt, daß jede Maschine ihren eigenen Motor haben muß. Man kann gut Gruppenbildung zulassen, also einige Holländer an einen Motor, mehrere Querschneider an einen Motor hängen usw.

Eine Abart des Antriebes muß hier noch erwähnt werden, der für manche Fabriken in Frage kommen kann und dann sehr wirtschaftlich wirkt. Es ist der teilweise Bezug von Kraft in Form von elektrischem Strom. Es ist dies dann möglich, wenn ein Werk zu günstigen Bedingungen Anschluß an einen außenstehenden Stromerzeuger, sei es ein benachbartes industrielles Werk, sei es ein Überlandwerk, finden kann. Es wäre dann die Papiermaschine mit regelbarer Dampfmaschine zu betreiben und in der Zentrale eine reine Gegendruckmaschine aufzustellen, die nur soweit Kraft erzeugt, als es dem restlichen Heizdampfbedarf entspricht. Die darüber hinausgehende noch nötige Kraft wird vom außenstehenden Stromlieferanten zu beziehen sein. Es ist dies allerdings sogenannte Spitzenkraft und Überlandwerke sträuben sich öfter, solche zu liefern. Man muß aber dabei bedenken, daß eigentliche Kraftspitzen bei Papierfabriken überhaupt selten vorkommen und daß die Überlandwerke durch die Papierfabriken auch Abnahme ihrer Nachtkraft finden, was ihnen doch vielfach sehr erwünscht sein dürfte. Es ist aber darauf aufmerksam zu machen, daß infolge

der möglichen Störungen, die in ausgedehnten Überlandnetzen besonders durch atmosphärische Entladungen entstehen, die Schaltung so gehalten werden muß, daß beim Ausbleiben des Stromes nur minderwichtige Teile der Fabrik, die ohne weiteres abgestellt werden können, z. B. Kollergänge, Zerfaserer usw. angeschlossen werden. Auch als Reserve oder für geringen Aushilfskraftbedarf an Sonntagen ist ein derartiger Anschluß von großer Bedeutung.

Auch bei Fall B ist die Frage, ob die Papiermaschinen elektrisch oder mit regelbaren Dampfmaschinen anzutreiben sind, in die erste Linie gestellt. In solchen mittleren und größeren Werken sind dann gewöhnlich mehrere Papiermaschinen vorhanden. Auch hier neige ich mehr dem Antrieb der Papiermaschinen mit regelbaren Dampfmaschinen zu, wenn auch hier die Verhältnisse für den elektrischen Antrieb der Papiermaschinen dadurch günstiger liegen, weil einmal für die zentrale Kraftmaschine größere Aggregate in Frage kommen, dann, weil in solch größeren Fabriken im allgemeinen auch besser geschultes Personal für die Überwachung der elektrischen Anlage zur Verfügung steht, als es in kleineren Betrieben der Fall sein kann. Zudem ist dann die Möglichkeit gegeben, als Hauptkraftmaschine die Turbine mit all ihren sonstigen Vorzügen zu wählen. Die Praxis zeigt aber auch hier, daß es selbst ganz große Betriebe vorziehen, die einzelnen Papiermaschinen mit regelbaren Kapseldampfmaschinen anzutreiben. Was die Erzeugung des Kraftbedarfes in diesem Fall für sämtliche Arbeitsmaschinen außer den Papiermaschinen anbelangt, so kommt hier selbstverständlich die Anzapfkolbenmaschine in Frage, bei einigermaßen größeren Aggregaten die Anzapfturbine. Das oben über den Anschluß an einen außenstehenden Stromlieferer Gesagte gilt auch hier. Setzt sich schließlich der elektrische Einzelantrieb für die verschiedenen Teile großer Papiermaschinen, der in Amerika schon vielfach, in Deutschland bisher nur in ein paar Einzelfällen durchgeführt wurde, auch bei uns mehr durch, so kommt nur die zentrale Krafterzeugung der gesamten elektrischen Energie in einer zentralen Anzapfturbine bzw. bei entsprechenden Verhältnissen in einer reinen Gegendruckturbine in Frage.

In neuester Zeit schafft sich das Schwartzkopff-Huwiler Flüssigkeitsgetriebe zum Antrieb der Papiermaschinen und sonstiger mit veränderlicher Drehzahl laufender Arbeitsmaschinen mehr Eingang. Das Getriebe besteht aus einer speziell konstruierten Kapselpumpe, welche von einem konstant laufenden Drehstrommotor oder einer Transmissionswelle angetrieben wird, und einem Flüssigkeitsmotor, in welchem der in der Pumpe erzeugte Preßöldruck wieder in Kraft umgesetzt wird. Dadurch, daß die volumetrische Leistung der Pumpe geändert werden kann, kann auch eine Änderung in der Umdrehungszahl des Flüssigkeitsmotors und damit der anzutreibenden Maschine hier z. B. der Papiermaschine erreicht werden.

Das Ölgetriebe ist besonders für solche Fabriken, die eine Hauptdampfmaschine oder -Turbine besitzen, die die zentrale Kraftversorgung der Fabrik bewirkt, die also an den einzelnen Papiermaschinen nicht nochmals regelbare Kapseldampfmaschinen aufstellen wollen, da sie

den Zwischendampf zur Heizung der Trockenzyylinder der Hauptdampfmaschine entnehmen, die andererseits aber auch über kein Gleichstromnetz verfügen, an das sie die Papiermaschinen anschließen könnten, eine zweckmäßige Lösung. Überdies kann von der Pumpe gleichzeitig der konstante Teil der Papiermaschine, vom Ölmotor dann der variable Teil angetrieben werden, so daß also nur ein einziger konstant laufender Drehstrommotor nötig wird. Es ist damit die Möglichkeit gegeben, die ganze Fabrik auf Drehstromversorgung einzustellen und den Gleichstrom ganz aus dem Betrieb auszuschalten. Die Regelbarkeit dieser Getriebe ist innerhalb ihres Regelbereichs sehr fein, da man praktisch jede beliebige Geschwindigkeit der Papiermaschine mittels des Regelschiebers von Hand einstellen kann. Solche Getriebe sind schon verschiedentlich zum Antriebe von Papiermaschinen wie auch sonst in der Technik in Verwendung und haben sich bestens bewährt<sup>1)</sup>.

Handelt es sich um eine Zellstofffabrik mit angegliederter Papierfabrik, so kommt ein zentrales Kraftwerk in Frage. Ob dieses als reines Gegendruckwerk möglich zu machen ist, oder ob ein Teil der Kraft im Kondensationsbetrieb erzeugt werden muß, das hängt von der Größe der angegliederten Papierfabrik und von den Papiersorten, die dort hergestellt werden, ab. Der Natur der Sache nach werden es meist Zellstoffpapiere sein, die besonders bei schmieriger Mahlung viel Kraft erfordern.

Beim Bau einer neuen oder beim Umbau einer vorhandenen Kraftanlage muß man immer auf weite Sicht disponieren. Man muß sich da fragen, wie sich die Anlage auswirken wird, wenn sich die Betriebsbedingungen etwas ändern, also wenn 1. der Heizdampfbedarf sinkt, dabei der Kraftbedarf gleich bleibt, fällt oder steigt, oder 2. wenn der Heizdampfbedarf steigt, der Kraftbedarf sich wenig ändert; am besten ist es, wenn man bei derartigen Betrachtungen immer von dem Heizdampfbedarf bzw. Wärmebedarf und nicht vom Kraftbedarf ausgeht.

Den ersten Fall kann man sich dabei durch Verbesserung in der Fabrikation, durch Einsparungen am Dampfverbrauch in der Kocherei, durch Laugenanwärmung mit Abfallwärme sehr wohl vorstellen, der zweite Fall tritt z. B. dann ein, um nur einen möglichen Fall zu erwähnen, wenn an eine Zellstofffabrik eine Sulfitspiritusfabrik oder Ablaugeneindickanlage mit Strahlkompressor angegliedert wird, die einen bedeutenden Heizdampfbedarf, aber einen geringen Kraftbedarf hat; solche Fälle sind natürlich allgemein ohne Zahlenunterlagen nicht zu behandeln, es ist aber zu sagen, daß Turbinen mit nachgeschaltetem Kondensationsteil, also Anzapfturbinen, sich leichter solchen geänderten Verhältnissen anpassen als reine Gegendruckturbinen selbst mit Speicher. Andererseits soll man die Kraftmaschine möglichst voll belasten, weil man dann die günstigsten Wirkungsgrade erhält. Mindestens soll man

<sup>1)</sup> Siehe auch: Belani: Die Schwartzkopff-Huwiler Getriebe und die Vorteile seiner Verwendung zum Antriebe von Papiermaschinen und Großkraftschleifern. Papierfabrikant 1925, S. 585; Huwiler: Die Schwartzkopff-Huwiler Getriebe in der Papierindustrie. Papierfabrikant 1925, S. 792.

sich schon bei der Anschaffung von neuen Maschinen spätere Umbaumöglichkeiten für größere Leistungen bzw. Dampfdurchsätze überlegen. Auch ist es immer zweckmäßig, die Kessel für einige Atmosphären höheren Druck zu bestellen als augenblicklich nötig, was gewöhnlich nur unwesentliche Mehrkosten macht, später können aber diese stillen Reserven, die in diesem Druckgebiet liegen, sich reichlich bezahlt machen. Jedenfalls ist die Anlage nicht zu starr und engherzig, nur einzig und allein den im Augenblick vorliegenden Betriebsbedingungen anzupassen, sondern man muß sich immer die Möglichkeit vorbehalten und darf sich den Ausweg nicht verbauen, um sich geänderten Fabrikations- und Betriebsbedingungen mit der erwünschten Raschheit und mit möglichst geringen Kosten anpassen zu können.

## V. Neuerungen in Kraftwerksanlagen.

### a) Hochdruckdampf<sup>1)</sup>.

Im allgemeinen versteht man unter Hochdruckdampf solchen bis zu 50 ata, unter Höchstdruckdampf solchen über 50 ata.

Für den Übergang zu höheren Drücken sind nun folgende leitenden Grundsätze zu beachten. Durch Übergang zu höheren Drücken in den Kesselanlagen, besonders von 30 ata auf 60 ata und höher, werden Kondensationsanlagen nicht wesentlich verbessert, Gegendruckanlagen gewinnen dadurch sehr viel, um so mehr, je höher der Gegendruck ist. In der Papierindustrie ist der Gegendruckbetrieb das Gegebene; wenn er auch heute noch nicht in reiner Form in jeder Fabrik durchgeführt werden kann, so sind doch beste Ansätze hierfür vorhanden. Die Triebfeder, auf immer höhere Drücke überzugehen, liegt in der Erkenntnis, daß hochgespannter Dampf selbst bei Übergang auf höhere Überhitzungstemperaturen nur ganz wenig Wärme mehr braucht wie Dampf von mittlerem und niederem Druck. Läßt man die Temperaturen gleich, so ist die Gesamtwärme des hochgespannten Dampfes sogar niedriger wie die von Dampf von niederem und mittlerem Druck. Dabei schafft

---

<sup>1)</sup> Wichtige grundlegende Abhandlungen über Hochdruckdampf:  
 Hartmann: Hochdruckdampf bis 60 Atm. in der Kraft- und Wärmewirtschaft. Z. V. d. I., Bd. 65 (1921), S. 663ff.;  
 Gleichmann: Die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit in Elektrizitätswerkbetrieben durch Erhöhung von Druck, Überhitzung und thermischem Wirkungsgrad der Dampfturbine. Siemens-Zeitschrift 1923, Heft 6, Auszug auch Hauptversammlungsbericht 1923, S. 67, Verlag Elsner;  
 Noack: Hochdruck und Hochüberhitzung. Z. V. d. I., Bd. 47 (1923), S. 1153;  
 Eberle: Der Einfluß des Hochdruckdampfes auf die Entwicklung industrieller Kraftanlagen. Z. V. d. I., Bd. 67 (1924), S. 1009, auch Papierfabrikant 1925, S. 225, Wochenblatt 1925, S. 385;  
 Münzinger: Die technischen und wirtschaftlichen Aussichten von Höchstdruckdampf. Z. V. d. I., Bd. 68 (1924), S. 137, in erweitertem Umfang auch als Buch: Höchstdruckdampf (Berlin: Julius Springer 1926) erschienen;  
 Josse: Eigenschaften und Verwertung von Hoch- und Höchstdruckdampf Z. V. d. I., Bd. 68 (1924), S. 65;  
 Löffler: Hochdruckdampfbetrieb. Z. V. d. I., Bd. 69 (1925), S. 1149.

man sich aber bei Hochdruckdampf die Möglichkeit, durch Ausnützung hoher Gefällstufen aus 1 kg Dampf viel mehr Kraft herauszubringen, wodurch dann wieder die Möglichkeit entsteht, alle Kraft eines Betriebes in reinem Gegen-druckbetrieb zu erzeugen oder doch den Kondensationsteil so klein als möglich zu halten. Abb. 48 zeigt z. B., daß Dampf von 40 ata und 300° C etwas weniger Gesamtwärme zu seiner Erzeugung braucht wie Dampf von 15 ata und 300° C. Natürlich wird man bei höheren Drücken mit der Überhitzungs-temperatur des Dampfes steigen, aber auch dann ist der Mehrverbrauch an Wärme gegenüber mittleren und geringen Drücken äußerst gering.

Die Entwicklung des Kessel-druckes nach oben ging dabei ungefähr in folgenden Absätzen vor sich:

- 15—18 ata obere Druckgrenze bis etwa 1910,  
 25 „ „ „ „ „ 1920, Grenze für gußeiserne Economiser,  
 50 „ „ heute ausgeführt in Einzelanlagen.

Ab 50 ata sehr teure Ausführung der Kessel wegen der geschmiedeten Kesseltrommel.

- 100 „ „ Atmoskessel in Einzelausführungen in Schweden<sup>1</sup>).

Beim Atmoskessel rotieren die Wasserrohre von 30 cm Durchmesser mit 300 Umdrehungen in der Minute über der Feuerung, so daß durch die Zentrifugalkraft Dampf und Wasser geschieden werden und letzteres an die Rohrwand gedrückt wird.

- 225 „ „ Bensonkessel-Einzelausführung in England<sup>2</sup>). Das Wasser wird unter kritischem Druck (225 ata) auf die kritische Temperatur von 374° erhitzt und geht dabei, ohne Verdampfungswärme zu benötigen, plötzlich von Wasser in Dampf über. Die Wassererwärmung, Verdampfung im bisherigen Sinne gibt es beim kritischen Zustand nicht mehr, geht nur in einem Rohrsystem vor sich.

Kessel- und Turbinenanlagen von 30—35 Atm. sind heute schon mehrfach mit bestem Erfolg und betriebssicher in industriellen Anlagen in Betrieb.

### b) Hochdruckvorschaltanlagen.

Nicht jedes Werk, das zu höheren Drücken übergehen möchte, entweder um die Leistung der Kraftanlage zu steigern oder um den Konden-

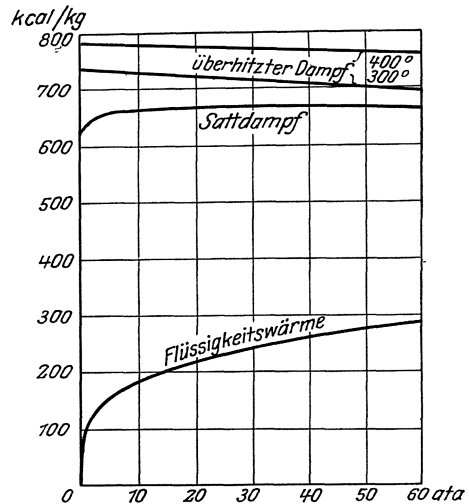


Abb. 48. Erzeugungswärme von Dampf bei verschiedenen Drücken.

<sup>1</sup>) Josse: Höchstdampferzeugung durch Atmoskessel. Z. V. d. I., Bd. 69 (1925), S. 169, auch Papierfabrikant 1925, S. 567.

<sup>2</sup>) Neue Hochdruckkraftanlage. Z. V. d. I., Bd. 67 (1923), S. 1166.

sationsbetrieb zu vermeiden, ist aber heute trotz Erkenntnis aller Vorteile in der Lage die hohen Anlagekosten aufzubringen, die eine solche neue

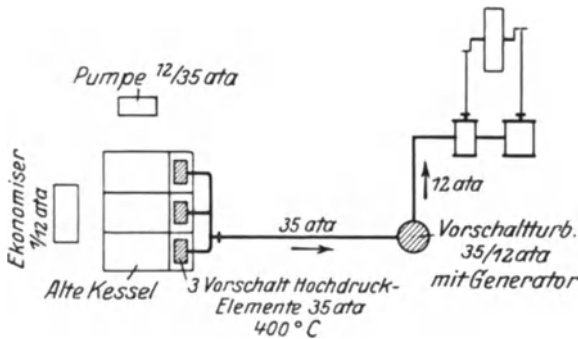
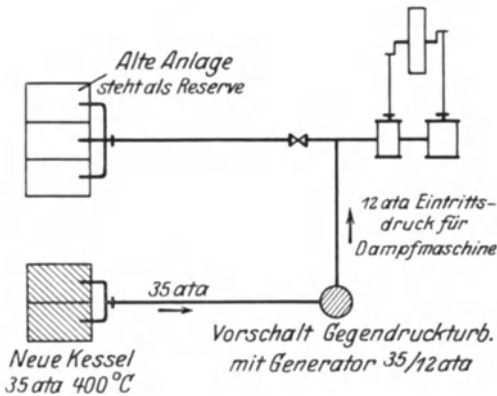
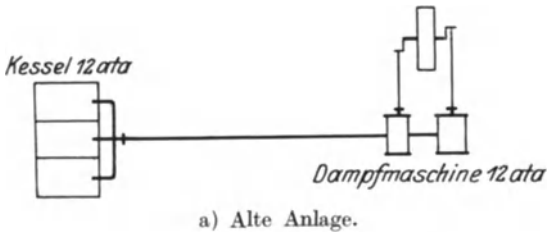


Abb. 49 a—c. Vorschaltanlagen.

allerdings neue Hochdruckkessel aufstellen müssen. Es gibt aber heute auch Konstruktionen, um vorhandene noch gut erhaltene Kessel in Hochdruckkessel unter Einbau von Vorschalthochdruckelementen um-

Anlage erfordert. Auch in solchen Fällen können durch Aushilfsanlagen Hochdruckanlagen geschaffen werden, ohne die vorhandenen vielleicht noch guten und betriebssicheren Anlagen abbauen zu müssen. Es gibt heute Vorschaltanlagen, die es erlauben, die vorhandenen Anlagen mit höherem Druck zu betreiben. Den Dampfmaschinen können sogenannte Vorschaltturbinen vorgeschaltet werden, Gegen-

druckturbinen allereinfachster Bauart, die z. B. zwischen 35 und 12 ata arbeiten, falls 12 ata der Dampfdruck der bisherigen Anlage ist. Mit diesem Druck geht der Dampf dann von der Gegen-

druckturbine in die bisherige Maschinenanlage ganz genau so wie er bisher vom Kessel kam. Dabei wird man

zubauen<sup>1)</sup>. Solche Hochdruckelemente baut nach den Ideen von Dr. A. Schneider-Kelheim die Gewerkschaft Orange in Gelsenkirchen und die Kesselfabrik Dürr in Rattlingen. Die Hochdruckvorlage stellt einen in sich geschlossenen Dampferzeuger dar, mittels welchem Dampf von höchster Spannung geliefert werden kann. Sie besteht der Hauptsache nach aus einer Trommel zur Aufnahme von Wasser und Dampf, von der die röhrenförmigen Hochdruckelemente ausgehen. Jedes dieser Elemente besteht aus zwei Röhren, einem inneren, durch welches das Wasser von der Trommel aus zugeführt wird und einem äußeren, der eigentlichen Verdampferöhre. Die Verbindung der Rohrelemente mit der Trommel ist derart, daß im Falle einer Reinigung oder Auswechslung der Rohre dies ohne Schwierigkeiten vorgenommen werden kann. Diese Elemente werden direkt in die Feuerung eingehängt, so daß sie von den ersten Feuergasen bestrichen werden. Die mögliche Belastung liegt bei den hohen Zahlen von 250—300 kg Dampf je Quadratmeter Heizfläche und Stunde. Der bisherige Kessel ist dann mehr ein Abhitzeessel für die Feuerung der Hochdruckelemente geworden. Er wird mit dem bisherigen Druck weiterbetrieben, auch ist es möglich, ihm für Maschinen, die mit dem bisherigen Druck weiterarbeiten, wie Pumpen u. dgl., Dampf zu entnehmen. Zwischen dem bisherigen Kessel und der Hochdrucktrommel ist eine Pumpe, die für mehrere Kessel gemeinsam sein kann, einzuschalten. Diese Vorschaltkessel sind noch neu, sie eröffnen für Umbauabsichten von an sich noch guten Kesselanlagen auf Hochdruckanlagen die allerbesten Aussichten und werden mithelfen, den Gegendruckbetrieb weiter durchzubilden. In Abb. 49 sind im Schema die beiden besprochenen Arten von Hochdruckvorschaltanlagen dargestellt.

Der Hochdruckdampfbetrieb bringt noch zwei weitere neue Erscheinungen im Kesselhausbetrieb in den Vordergrund des Interesses, die Speisewasseranwärmung mit Anzapfdampf und durch sie indirekt veranlaßt die Luftvorwärmung durch die Rauchgase.

#### c) Speisewasseranwärmung mit Anzapfdampf<sup>2)</sup>.

Einen großen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit des Betriebes hat die Speisewasseranwärmung durch Zwischendampf besonders in Betrieben, die teilweise mit Kondensation arbeiten müssen. Die Verdampfungswärme des Teiles des Dampfes, der nunmehr zur Speisewasseranwärmung benützt wird, wird nicht mehr wie bisher im Kondensator vernichtet. Sie findet sich zuzüglich ihrer Flüssigkeitswärme im Speisewasser wieder; zudem wird das Zusatzwasser für das Kesselhaus

<sup>1)</sup> Neussel: Vorschalt- oder Vorlagekessel ein Mittel zur wirtschaftlichen Durchführung des Höchstdruckdampfbetriebes. Bericht über 4. Tagung des Verbandes der Deutschen Dampfkesselüberwachungs-Vereine. V. D. I.-Verlag, Berlin 1915.

<sup>2)</sup> Wichtige Literatur darüber: Stodola: Z. V. d. I., Bd. 68 (1924), S. 147; Noack: Hochdrucküberhitzung. Z. V. d. I., Bd. 67 (1923), S. 1153; Zerkowitz: Das Gegendruckverfahren als Regenerativverfahren. Z. V. d. I., Bd. 68 (1924) S. 1093.

um die Menge des Kondensates des Anwärmedampfes vermindert werden können.

Ein Schema der Speisewasseranwärmung mit Anzapfdampf ist in Abb. 50<sup>1)</sup> in rein schematischer Art und in Abb. 51<sup>2)</sup> mit angedeuteter

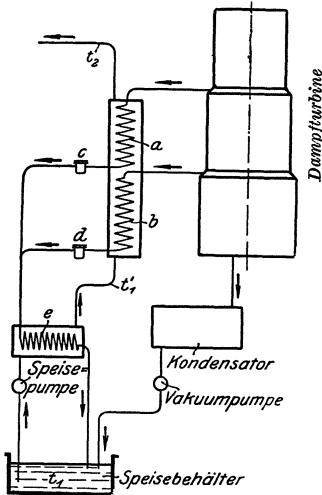


Abb. 50. Mehrstufige Speisewasservorwärmung.

Apparatur gegeben. Abb. 52 gibt den Einfluß der Stufenzahl und der Vorwärmtemperatur auf die Wärmeersparnis wieder. Die mehrstufige Turbine *a* (Abb. 51) wird dabei an mehreren Stellen durch die Rohre *c*, *d*, *e* und *f* angezapft, *g*, *h*, *i* und *k* sind Vorwärmer, durch die der Reihe nach das Speisewasser strömt. Dieses wird dem Kondensator *b* entnommen und durch die Speisepumpe *l* auf den Druck des Kessels *m* gebracht. Natürlich kann die Zahl der Anzapfungen zur Vereinfachung der Apparatur unter etwas geringeren Ansprüche an die Wärmeersparnis auch kleiner gehalten werden. Die höchste Temperatur, die im Speisewasser erreicht werden kann, deckt sich etwa mit der Temperatur des Dampfes, wie er der ersten Stufe entnommen wird.

Durch die Speisewasseranwärmung mittels Anzapfdampf wird natürlich die Rauchgaswärme, mit der das Speisewasser bisher angewärmt wurde, frei. Ich habe schon früher<sup>3)</sup> darauf hingewiesen, daß die Rauchgase in der Zell-

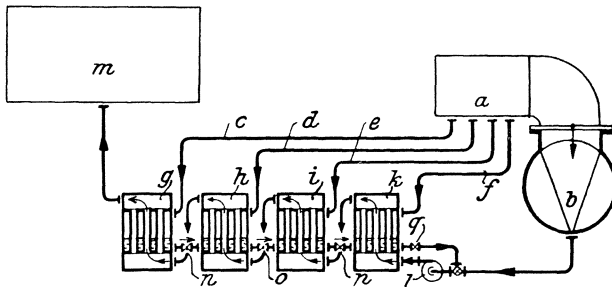


Abb. 51. Schema einer Vorwärmung mit Anzapfung.

stoff- und Papierindustrie, in der das Speisewasser wie bei reinen Papierfabriken ganz aus Kondensat oder wie bei den Zellstoffabriken nur teilweise aus Kondensat besteht, und daher mit über 90° C bei ersteren und mit etwa 60° C bei letzteren zur Verfügung steht, durch Erwärmung des Speisewassers im Ekonomiser schon jetzt nicht voll zur Wärmeabgabe

<sup>1)</sup> Eberle: a. a. O. Z. V. d. I. 1924, S. 1010.

<sup>2)</sup> Noack: a. a. O. siehe Fußnote 1 Seite 206.

<sup>3)</sup> Laßberg: Wärmebewegung in einem Sulfizellstoffwerk. Z. Bayr. Rev.-V. 1920, S. 3.



ausgenützt sind. Es geht dies schon daraus hervor, daß normalerweise die Abgase eines Kessels hinreichen, um das Speisewasser für diesen Kessel von  $40^{\circ}\text{C}$ — $50^{\circ}\text{C}$  Anfangstemperatur auf die Endtemperatur von  $100^{\circ}\text{C}$ — $120^{\circ}\text{C}$  zu bringen. Hat das Speisewasser also schon  $60^{\circ}\text{C}$ — $90^{\circ}\text{C}$  vor dem Ekonomiser, so muß notwendigerweise schon hierbei Rauchgaswärme übrigbleiben. Dieselbe Ansicht bekräftigt auch Grewin<sup>1)</sup> durch seine Ausführungen, die ebenfalls zahlenmäßig zeigen, daß in Zellstoff- und Papierfabriken Restverlust durch un- ausgenützte Rauchgase trotz des Ekonomiser besteht.

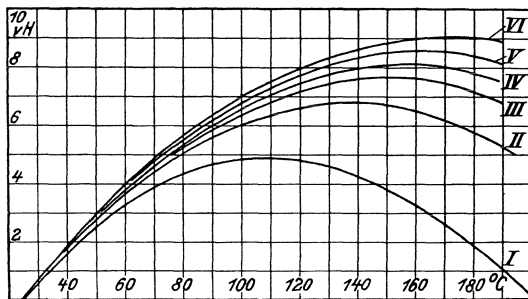


Abb. 52. Einfluß der Stufenzahl der Vorwärmung und der Vorwärmtemperatur auf die Wärmeersparnis.

Zudem wird sich, wie eben ausgeführt, die Speisewasseranwärmung durch Anzapfdampf sicher nach und nach durchsetzen, überdies sind für höhere Kesseldrücke über 25 ata gußeiserne Rauchgasvorwärmer nicht mehr betriebssicher genug zu bauen; die dann in Frage kommenden schmiedeeisernen Vorwärmer werden aber durch Gase, die sich ausscheiden, leicht angegriffen. Die dritte Möglichkeit, in diesem Falle Vorwärmer mit niedrigerem Druck, also bis 25 ata, zu betreiben, und zwischen Vorwärmer und Kessel Hochdruckspeisepumpen einzuschalten, wird betriebstechnisch verwickelter. Deswegen nun, weil die Kesselabgase jetzt schon, besonders in reinen Papierfabriken teilweise von der Speisewasservorwärmung entlastet sind und aus den eben entwickelten Gründen in Zukunft noch immer mehr entlastet werden, muß eine andere Verwendung für die Abwärme der Kesselrauchgase gefunden werden.

#### d) Speisewasseraufbereitung.

In neuzeitlichen Kesselanlagen ist der Speisewasseraufbereitung mehr Aufmerksamkeit zuzuwenden als wie es bisher leider gewöhnlich üblich war. Je höher der Kesseldruck und je höher die Kesselbelastung, desto wichtiger ist sie. Reine Papierfabriken benötigen sie weniger, da alles Kondensat, sei es vom Oberflächenkondensator der Turbine, sei es aus den Trockenzylindern, zurückgewonnen werden kann und als destilliertes Wasser für die Kessel zur Verfügung steht.<sup>2)</sup> Das zu reinigende Zusatzwasser für die Kessel braucht also nur die kleinen Verluste zu decken, es wird kaum 8% des Gesamtspeisewassers ausmachen. Die Größe der Zusatzwassermenge kann gerade in diesen Fällen als Maßstab für die Güte und Vollkommenheit der Kondenswasserrückgewinnung

<sup>1)</sup> Grewin: a. a. O. siehe Fußnote 1 Seite 133.

<sup>2)</sup> Bei Kolbenmaschinen mit Einspritzkondensation ist der in die Kondensation gehende Teil des Dampfes als Kondensat verloren.

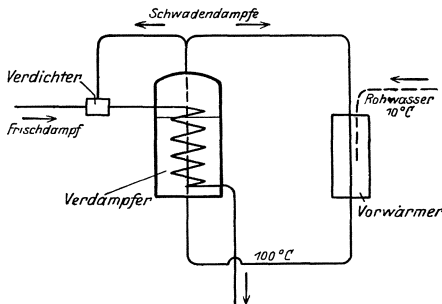
angesehen werde, aus diesen Gründen soll das Zusatzwasser auch stets gemessen und darüber Aufschreibungen geführt werden.

Ganz anders ist es in Zellstoffabriken, besonders in Ritter-Kellner-Fabriken mit Bleicherei und Spritfabrik. Zurückgewonnen wird hier nur das Kondensat aus den Trockenzylindern bei Fabriken, die naß für die eigene Papierfabrik oder für Versand arbeiten, überhaupt kein Kondensat, auch nicht aus Bleicherei und Spiritusfabrik, da überall direkte Erwärmung des Fabrikationsgutes stattfindet. Es muß also Frischwasser in großem Prozentsatz zugesetzt werden, für die einzelnen Fälle sind in der folgenden Zahlentafel die Angaben gemacht.

Zahlentafel 38.

	Zuzusetzendes Wasser in $\frac{0}{0}$ des Gesamtspisewassers	Mit Rückgewinnung des Kondensats der Mitsch.-Kocher zur Kesselspeisung
Reine Papierfabrik mit Dampfturbine	theor. 0	theor. 0
Zellstoffabrik a) Stoff trocken. . . .	60 $\frac{0}{0}$	0
„ b) „ naß . . . . .	100 $\frac{0}{0}$	0
Zellstoffabrik mit Bleicherei nach a)	63 $\frac{0}{0}$	9 $\frac{0}{0}$
„ „ „ „ b)	100 $\frac{0}{0}$	14 $\frac{0}{0}$
Zellstoffabrik m. Spiritusfabrik nach a)	67 $\frac{0}{0}$	17 $\frac{0}{0}$
„ „ „ „ b)	100 $\frac{0}{0}$	33 $\frac{0}{0}$

Dies sollen nur überschlägliche Angaben sein für die heutigen durchschnittlichen Dampfverhältnisse. Kleine Undichtigkeitsverluste, die man mit rund 8 $\frac{0}{0}$  annimmt, sind außer den obigen Zahlen noch durch Zusatzwasser zu decken, so daß also diese kleine Zusatzwassermenge überall, auch für den Fall daß theoretisch alles Kondensat zurückgewonnen wird, in Frage kommt.



Destillat für Kesselspeisung

Abb. 53. Schema für Speisewasser-Destillation mit Brüdenkompressionsverfahren.

wasser frisch zusetzen müssen; sie sind leider noch viel zu wenig bekannt, allerdings hindert auch ihr noch sehr hoher Preis die allgemeine Einführung.

Daß eine neuzeitliche Reinigung von Kesselspeisewasser nicht nur

Je höher der Druck, desto empfindlicher sind die Kessel für schlecht gereinigtes Speisewasser. Chemische Reinigung genügt nicht mehr, am günstigsten sind Verdampferanlagen, die wieder nach dem Brüdenkompressionsverfahren arbeiten können. Zugleich sollen diese Anlagen mit Entgasungsanlagen für das Speisewasser versehen sein. Solche Speisewasseraufbereitungsanlagen sind wichtig, besonders für Fabriken, die viel Speisewasser

die bekannten Kesselsteinbildner, sondern auch die im Frischwasser stets vorhandenen Gase, Luft und Kohlensäure und Sauerstoff entfernen soll, ist heute ziemlich allgemein bekannt; aber auch, wenn keine besondere Anlage zum Entgasen vorhanden ist, sollte jeder Betriebsingenieur darauf achten, daß das Speisewasser nicht unnötig der freien Luft ausgesetzt ist und sich dadurch mit Gasen anreichert, die schädliche Anfrassungen der Kesselbleche hervorrufen können.

Ein Schema einer einfachen Rohwasseraufbereitungsanlage nach dem Brüdenkompressionsverfahren zeigt Abb. 53. Rohwasser tritt im Vorwärmer ein, wird mit einem Teil des Brüdens auf  $100^{\circ}\text{C}$  vorgewärmt und im darauffolgenden Verdampfer verdampft. Der zweite Teil des Brüdens geht in den Verdichter, meist einen Strahlapparat, wird durch Frischdampf verdichtet und wieder zum Heizen des Verdampfers verwandt. Das Kondensat des Brüdens und des Frischdampfes für den Strahlapparat geht als destilliertes Wasser für die Kesselspeisung ab. Der Wirkungsgrad der Apparatur ist, von Wärmeverlusten abgesehen, fast  $100\%$ .

#### e) Ausnützung der Rauchgase.

Es bietet große grundsätzliche Vorteile, durch die Kesselabgase die Feuerungsluft und auch andere Luft für den Betrieb hoch vorzuwärmen, auch die direkte Zumischung der Feuerungsabgase zur Frischluft der Feuerung kommt in Frage. Dr. Deinlein sagt in einer grundlegenden Arbeit<sup>1)</sup>: „Als Ergebnis vorstehender Untersuchung darf wohl zusammenfassend festgestellt werden, daß das Arbeiten mit vorgewärmter Verbrennungsluft alle Beachtung verdient, daß aber auch das Zumischen von abgehenden Rauchgasen eine Reihe günstiger Betriebsmöglichkeiten eröffnet, deren planmäßige Verfolgung äußerst wichtig erscheint“<sup>2)</sup>. Es ergeben sich nach dieser Arbeit durch die Luftvorwärmung Brennstoffeinsparungen, besonders bei minderwertiger Kohle, von  $5\text{—}14\%$ <sup>3)</sup>.

Jedenfalls scheint es immer mehr, daß die bisherige Rauchgasführung Kessel-Ekonomiser-Kamin anderen wirtschaftlichen Möglichkeiten Platz macht und daß vorzugsweise hier statt der Speisewasservorwärmung durch die Rauchgase, die Luftherhitzung zum eigenen Betrieb des Kesselhauses und für die Fabrikation selbst in Frage kommt. Natürlich können obige Verfahren, Speisewasservorwärmung und Luftherhitzung durch die Rauchgase, auch hintereinander geschaltet werden; zahlenmäßige Unterlagen hierfür können allgemein nur schwer gegeben werden, sie müssen von Fall zu Fall unter Berücksichtigung des ganzen Kesselhausbetriebes und Fabrikationsganges gewonnen werden.

Was die praktische Anwendung hoher Luftvorwärmung in Kesselhausbetrieben anbelangt, so ist hochvorgewärmte Luft von  $150^{\circ}\text{C}\text{—}200^{\circ}\text{C}$  hauptsächlich bei minderwertigen Kohlen am Platz, die an und für sich

<sup>1)</sup> Deinlein: Über die Verwendung von vorgewärmter Luft und von Abgasen für die Kesselfeuerung. Z. Bayr. Rev.-V. 1924, S. 29.

<sup>2)</sup> S. a. Claassens eingehende Arbeit im Arch. für Wärmewirtsch. 1923, S. 201.

<sup>3)</sup> Hudler: Bewertung der Luftvorwärmung bei Dampfkesselfeuerungen. Arch. Wärmewirtsch. 1925, S. 16.

keine so hohen Feuerraumtemperaturen haben. Bei hochwertigem Brennmaterial und hohen Feuerraumtemperaturen kann der Rost und das Mauerwerk der Feuerung durch hochvorgewärmte Luft zu Schaden kommen, es ist also in dieser Hinsicht Vorsicht geboten. Es ist gut, mit der Lufttemperatur in solchen Fällen langsam hochzugehen.

An Konstruktionen für die Luftvorwärmung durch die Rauchgase gibt es hauptsächlich dreierlei, nämlich Taschenluftvorwärmer, Röhrenluftvorwärmer und rotierende Vorwärmer. Die Heizfläche schwankt ungefähr zwischen dem 1,5—2fachen der Kesselheizfläche. Besonders der rotierende Ljungström-Lufterhitzer aus Schweden hat sich in den letzten Jahren vor allem im Auslande recht gut eingeführt. Er besteht im wesentlichen aus einem Lamellenheizkörper, der sich um eine senkrechte Achse dreht. Er wird vom Heizgasstrom durchstrichen, dieser gibt seine Wärme an die Lamellen des Heizkörpers ab; dreht sich der Heizkörper weiter, so wird er von dem zu erwärmenden Luftstrom durchstrichen, der seinerseits die Rauchgaswärme von den Lamellen abnimmt<sup>1)</sup>. Der rotierende Ljungström-Lufterhitzer ist nur zu verwenden, wenn die Heißluft nur in den Verbrennungsraum geleitet wird, da die Luft verrußt sein kann. Wird die Luft für die Fabrikation irgendwelcher Art oder durch Einblasen in Räume zur Raumheizung verwandt, so müssen geschlossene Lufterhitzer, also Taschen- oder Röhrenlufterhitzer, bei denen die Luft nicht mit den Rauchgasen in Berührung kommen kann, zur Anwendung kommen.

Ganz abgeschlossen sind die Untersuchungen über die Luftvorwärmung noch nicht. Das eine aber steht fest, daß sie sich für minderwertige Brennstoffe und für Feuerungen ohne Rost, also ganz besonders für Kohlenstaubfeuerungen, am besten eignet. Aus Schweden berichtet Hackanson<sup>2)</sup> bei Verfeuerung von feuchten Sägewerksabfällen über sehr gute Erfolge mit auf 250<sup>0</sup> C vorgewärmter Verbrennungsluft. Die Leistung der Kesselheizfläche konnte dabei von 16 auf 25 kg gesteigert werden. Gegenüber der Ausnutzung der Rauchgase zur Speisewassererwärmung hat die Ausnutzung zur Vorwärmung der Verbrennungsluft den doppelten Vorteil, daß bei gleichen Rauchgastemperaturen die Rauchgaswärme in letzterem Fall in gleicher Weise ausgenützt wird wie sonst, dann aber, und das fällt sehr ins Gewicht, daß die Leistung der Kesselheizfläche wegen der höheren Temperaturen der Feuergase und wegen der damit verbesserten Wärmeübergangszahlen eine höhere wird.

Es steht also in der Luftvorwärmung ein Mittel zur Verfügung, bei gleicher Ausnützung der Rauchgase wie zur Speisewasservorwärmung außerdem noch die Kesselleistung zu heben. Im Auslande, besonders in Schweden, ist die Luftvorwärmung in weit ausgedehnterem Maße wie in Deutschland eingeführt, was darin seinen Grund haben dürfte, daß in Deutschland der Wanderrost, der bis jetzt vorherrscht, sich

<sup>1)</sup> Belani: Die Vorwärmung der Verbrennungsluft in den Dampfanlagen der Zellstoff- und Papierindustrie. Papierfabrikant 1925, S. 50 und 66, mit vielen Abbildungen.

<sup>2)</sup> Arch. Wärmewirtsch. 1924, Heft 12, S. 238.

gerade zum Arbeiten mit vorgewärmter Verbrennungsluft schlecht eignet. Jedenfalls stehen die ganzen Bestrebungen zur Ausnützung der Rauchgase für die Vorwärmung der Verbrennungsluft noch in ihren Anfängen, so daß hier noch manche Verbesserung des Kesselhausbetriebes zu erwarten ist.

Nicht unerwähnt sollen die Versuche bleiben, die man hauptsächlich in Schweden machte, um mit den Rauchgasen Holzabfälle, besonders Rinden und Schälspäne aus den Holzschleifereien und Zellstofffabriken, die dort wegen des geänderten Fabrikationsganges viel nasser wie bei uns anfallen, zu trocknen. Diese Art der Verwertung der Rauchgaswärme hätte den Vorteil, daß ein minderwertiger Brennstoff hochwertiger gemacht wird. Die ganzen Ofenanlagen, die hierzu nötig sind, werden aber umfangreich und kompliziert und man ist aus diesem Grunde von dieser Trocknungsart wieder abgekommen und dazu übergegangen, die nassen Holzabfälle in Schachtfeuerungen, deren oberste Zonen Trockenzonen sind, zu verfeuern. Desgleichen machte man Versuche mit Rauchgasen, feuchte Rohbraunkohle zu trocknen, ohne zu durchgreifenden Erfolgen zu kommen. Ähnlich werden ja die Rauchgase in der Ziegelindustrie verwandt, in der mit den Rauchgasen die Ziegel, bevor sie in die Brennöfen kommen, getrocknet werden, ähnlich auch in der Zuckerindustrie, in der die Rübenschnitzel vielfach mit Rauchgasen getrocknet werden<sup>1)</sup>. In der Zellstoffindustrie selbst wurde auch versucht, die Rauchgase zum Eindicken der Ablauge zu verwenden<sup>2)</sup>, doch blieb es meines Wissens auch hier nur bei Einzelausführungen.

Auf alle Fälle lassen sich die Rauchgase viel mehr wie es heute geschieht, nach verschiedenen Richtungen hin noch ausnützen; meines Erachtens müßte es möglich sein, die Kohlenverbrauchsjahreskurve für Zellstoff und Papier auch dadurch bedeutend flacher zu gestalten, daß man für die Raumheizung in ausgiebigster Weise Warmluft verwendet. Da Trocknungsvorgänge durch Rauchgase immerhin im Bereiche der Möglichkeiten liegen, sollen auch hierfür einige Anhaltspunkte für die diesbezüglichen Rechnungen gegeben werden. Der Gang der Rechnung ist in solchen Fällen ungefähr folgender:

1 kg Kohle entwickelt nach nachstehender Tabelle bei zweifacher theoretischer Luftmenge eine gewisse Kilozahl Rauchgase. Die Abgangstemperatur der Rauchgase aus dem Kessel ist bekannt, die Temperatur nach der Trockenvorrichtung auch. Unter Berücksichtigung der spezifischen Wärme weiß man also, wieviel Wärme aus derjenigen Rauchgasmenge, die 1 kg Kohle entspricht, frei wird. Diese frei gewordene Wärme dient zum Anwärmen und Verdampfen des Wassers aus einem Trockengut, die Gesamtwärme des Wasserdampfes kann dabei mit rund 660 kcal angenommen werden. Ein kleines Zahlenbeispiel mag den Rechnungsgang erläutern. Es sei die Ausgangstemperatur aus dem Kessel 350°, die Temperatur hinter der Trockenvorrichtung 200°, die ausnützbare

<sup>1)</sup> Hausbrand: Trocknen mit Luft und Dampf, S. 62. Berlin: Julius Springer.

<sup>2)</sup> Mürbe: R. D. P. 293394 und 297440; Paschke: Die Verwertungsmöglichkeit der Rauchgase in der Zellstoffindustrie. Wochenblatt 1920, S. 3100; Achenbach-Patent D. R. P. 306898, 309563 und 32277.

Temperaturdifferenz also  $150^{\circ}$ . Es werden Sinterkohlen verfeuert, die nach folgender Zahlentafel aus 1 kg Kohle 21,3 kg Rauchgase entwickeln. Bei Wärmeänderung um  $150^{\circ}$  C werden aus diesen Rauchgasen frei  $150 \cdot 21,3 \cdot 0,25 = 793$  kcal. Die Wassermenge, die damit aus dem Trockengut verdampft werden kann,  $w$ , ergibt sich aus der Gleichung  $739 = w \cdot 660$ . Daraus  $w = 1,15$  kg Wasser. Es kann also mit der Rauchgasmenge, die 1 kg verbrannter Kohle entspricht, die Wassermenge von 1,15 kg aus einem zu trocknendem Gut aufgetrocknet werden.

Zahlentafel. 39

Brennstoffart	Holz	Torf	Rohbraunkohle	Sinterkohle	Backkohle	Sandkohle
Rauchgasmenge je 1 kg Kohle bei zweifacher theor. Luftmenge	9,96	11,43	13,6	19	21,3	21,9

Als Faustregel kann man sich merken: je  $100^{\circ}$  C Erniedrigung in der Temperatur der Rauchgase kann man unter Zugrundelegung von  $150^{\circ}$  C Austrittstemperatur der Rauchgase aus dem Trockenapparat, bei normaler Kohle (also nicht Holz, Lignit, Torf, Rohbraunkohle) bei zweifachem Luftüberschuß in der Feuerung 0,8 kg Wasser je 1 kg verbrannte Kohle aufrocknen.

## VI. Das Speicherproblem <sup>1)</sup>.

Bei neuzeitlichen Dampfanlagen stellen sich nun zwei Forderungen immer mehr in den Vordergrund.

1. Ausgleich von auftretenden Wärmeverbrauchsschwankungen im eigenen Werk, dadurch Vergleichmäßigung des Kesselhausbetriebes; dieser Forderung wird durch den Wärmespeicher genügt.

2. Ausgleich von Überschußkräften und Überschußwärmern zwischen verschiedenen industriellen, kommunalen oder Überlandwerken, wobei die einzelnen beteiligten Werke in sich selbst wieder Speicher haben können. Dieser Forderung wird durch die kraft- und wärmetechnische Kupplung verschiedener Werke genügt. Beide Maßnahmen bringen außerordentlich wirtschaftliche Vorteile für das einzelne Werk und für die Gesamtheit. Jedes Kesselhaus soll mit möglichst gleichmäßiger Dampfantnahme und damit mit gleichmäßiger Feuerführung betrieben werden, da anderenfalls große Verluste zu erwarten sind und

<sup>1)</sup> Wichtige Literatur:

Ruths, Dr.: Dampfspeicher Z. V. d. I., Bd. 66 (1922), S. 509ff., auch als Sonderdruck erschienen; große, grundlegende Arbeit über den Ruths-Speicher;  
 Kieselbach: Das Speicherproblem in der Dampfwirtschaft. Stahl u. Eisen, 43. Jahrg., Nr. 8; grundlegende Arbeit über den Speiseraumspeicher;  
 Jurenka und Witz: Das Speicherproblem unter besonderer Berücksichtigung der Leistungselastizität der Dampfkessel. Arch. Wärmewirtsch., 4. Jahrg., Heft 10;  
 Münzinger: Amerikanische und deutsche Großdampfkessel, S. 154ff. Berlin: Julius Springer. 1923.  
 Englert: Der Ruths-Speicher in der Zellstoff- und Papierindustrie. Wochenbl. f. Papierfabrikation 1922, S. 2989.

zudem unnötig viel Kesselheizfläche in Betrieb gehalten werden muß. Die nicht zu vermeidende Ungleichmäßigkeit im Dampfbedarf einer Zellstofffabrik und im Gegensatz dazu die angestrebte Gleichmäßigkeit in der Dampflieferung ab Kesselhaus verlangt einen Ausgleich, ein regelndes Zwischenglied, und das ist der Dampfspeicher. Der ganze Speichergedanke hat sich besonders in den letzten Jahren stark befestigt, nicht nur was Dampf-, sondern auch was Wasserkraftspeicher bis zu den größten Dimensionen anbelangt. Große Energiemengen, die früher unbenutzt abfließen mußten, werden dadurch der Volkswirtschaft nutzbar gemacht.

#### a) Ausgleich im eigenen Werk.

Ganz geringe Speicherrfähigkeit besitzt schon der Großwasserraumkessel, bei dem durch Absinkenlassen des Druckes in geringen Grenzen eine entsprechende Nachverdampfung stattfindet, es ist das der Anfang des Gefällespeichers. Ebenso wird das Prinzip des Speiseraumspeichers, nämlich Speisen bei schwacher Belastung, das Nichtspeisen bei Belastungsspitzen, schon lange von den Heizern ausgeübt. Es wird im ersten Fall, wenn nur wenig Dampf geliefert werden muß, die Heizwärme der Kohle im erhöhten Wasserspiegel gespeichert, bei starker Dampfentnahme wird dann nicht gespeist und die ganze Kohlenwärme zur Dampferzeugung herangezogen. Durch die beiden geschilderten Maßnahmen sind die beiden Hauptspeicherarten, nämlich:

1. die Gefällespeicher nach Ratau und Dr. Ruths,
  2. die Speiseraumspeicher, auch Gleichdruckspeicher, gekennzeichnet.
- Beide Speicherarten übersetzen jeder in seiner Art die obigen Behelfsmittel, die in Kesselhäusern schon immer angewandt wurden, ins Große und werten sie technisch in größtem und in bestem Maßstabe aus.

Die Gefällespeicher bestehen dabei im wesentlichen aus großen druckfesten zu etwa mit 90% mit Wasser gefüllten Behältern, in welchen überschüssiger Dampf durch Einleitung in den Speicherinhalt kondensiert und zur Erwärmung des Wasserinhalts benutzt wird. Zu Zeiten, in denen die Dampflieferung aus dem Kesselhaus den Anforderungen der Fabrikation nicht mehr genügen kann, verdampft dann durch Drucksenkung und durch die dadurch frei werdende Flüssigkeitswärme ein Teil des Wassers im Speicher und wird als gesättigter Dampf seinem Verwendungszweck zugeführt; auf diese Weise entlastet der Speicher das Kesselhaus.

Unter Speiseraumspeicher werden Wasserspeicher verstanden, in denen in Schwachlastperioden ein Vorrat heißen Wassers womöglich von der Sättigungstemperatur des Kesseldampfes angesammelt wird, das in Überlastperioden an Stelle des sonst mit tieferer Temperatur (40° C bei Anlagen ohne Ekonomiser, 100° C—130° C bei Anlagen mit Ekonomiser) zur Verfügung stehenden Speisewassers in den Kessel gepumpt wird. Die Speiseraumspeicher auch Gleichdruckspeicher genannt, weil sie ohne Druckabsenkung bei Kesseldruck arbeiten, sind geeignet, längere schwächere Überlastungen auszugleichen, die Gefällespeicher dagegen geben in kürzester Zeit allergrößte Dampfleistung.

Die Speiseraumspeicher sind hauptsächlich für elektrische Zentralen mit einem Drucknetz geeignet. Die Speiseraumspeicher benötigen besonders in größeren Kesselanlagen viel Ventile, das automatische Arbeiten mit ihnen ist schwierig. Die Gefällespeicher und unter ihnen an vorderster Stelle der Dr. Ruths-Wärmespeicher eignen sich in erster Linie für Anlagen mit Abdampfverwertung, besonders wenn zwei Drucknetze vorhanden sind, zwischen die der Speicher gelegt wird. Dieser Fall ist auch in der Zellstoffindustrie gegeben; es kommt daher für diese so gut wie ausschließlich der Dr. Ruths-Wärmespeicher in Frage. Abb. 54 gibt das Schema eines Ruths-Speichers in einer normalen Zellstoffabrik; dasselbe soll, trotzdem es bekannt sein dürfte, hier

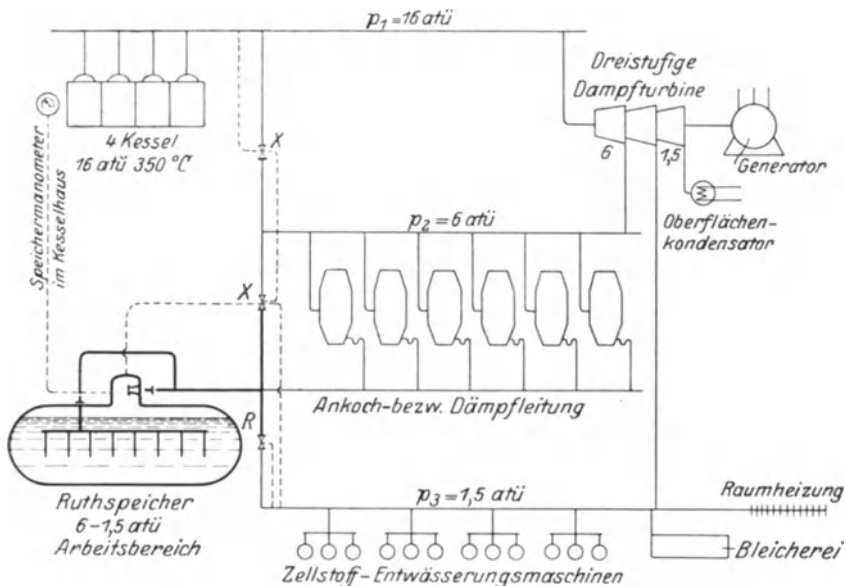


Abb. 54. Schaltungsschema der Dampfspeicheranlage einer Zellstoffabrik (Ruths-Speicher)

nochmals der Vollständigkeit wegen angeführt werden, trotz oder gerade weil sich der Ruths-Speicher in der Zellstoffindustrie gut einführt. Das Arbeiten mit dem Ruths-Speicher ist einfach, ein Vorzug von ihm ist auch der, daß er bis zu seiner vollständigen Entladung Dampf abgibt, auch wenn die Kesselanlage selbst nicht mehr in Betrieb ist. In gewissen Fällen, besonders dann wenn bei einer reinen Gegendruckturbine die Leistung derselben, selbst bei großem Dampfbedarf der Kocherei möglichst konstant gehalten werden soll, kann es zweckmäßig werden, den Speicher zwischen Turbine und Kocher zu schalten, so daß die Spitzen des Kocherei-Dampfbedarfs direkt aus dem Speicher gedeckt werden. Er muß dann etwa zwischen 11 und 7 ata arbeiten, verliert natürlich durch die hohen Druckgebiete an seiner Speicherfähigkeit je 1 m<sup>3</sup> Wasserinhalt.



In Zellstoffabriken, die nur wenige Kocher haben, erweist sich die Einschaltung eines Ruths-Speichers immer mehr als direkte Notwendigkeit, er hat da nicht nur rein wärmetechnische Vorzüge, die sich in der Vergleichmäßigung des Kesselhausbetriebes und des dadurch bedingten viel höheren Gesamtwirkungsgrades des Kesselhauses äußern, er erhöht vielmehr auch die Produktionsfähigkeit der Fabrik dadurch, daß er den sogenannten engsten Querschnitt, der jetzt hauptsächlich im Kesselhaus lag, beseitigt. Er gestattet nämlich wichtige Fabrikationsvorgänge, besonders das Dämpfen und das Ankochen in viel kürzerer Zeit als bisher zu bewältigen. Es ist dies also ein weiteres Beispiel, wie wärmetechnische Verbesserungen sich nicht nur im Kohlenverbrauch, sondern auch direkt in der Fabrikation äußern können, hier ähnlich wie die Frischlaugenvorwärmung dadurch, daß sie eine größere spezifische Kocherausbeute je Kubikmeter Kochernetto volumen und Stunde gewährleisten. In dieser Leistungssteigerung der Fabrik durch den Speicher liegt daher das Schwergewicht seines Nutzens.

Sind 6 oder mehr Kocher vorhanden, so läßt sich, wenn nötig, deren Dampfverbrauch so ausgleichen, daß ein Speicher nicht unbedingt erforderlich erscheint; das Ausgleichen der Kocher unter sich selbst ohne Speicher verlangt aber einen Turnus im Kocherbetrieb und gibt dem Fabrikationsgang einen störenden und einengenden Zwang. Auch Kesselhäuser, die den wechselnden Anforderungen des Betriebes ohne Speicher, weil sie groß und anpassungsfähig genug bemessen sind, gerecht werden könnten, haben nur Nutzen vom Speicher. Ohne diesen ist eine sehr schwankende Belastung trotz alledem an der Tagesordnung, was gleichbedeutend mit schlechterem Wirkungsgrad ist, mit Speicher ist die Kesselhausbelastung gleichmäßiger und der Wirkungsgrad besser. Die Hauptfrage bei der Beschaffung eines Ruths-Speichers ist neben den Anlagekosten seine Speicherfähigkeit. Es handelt sich darum, wie groß, d. h. für welchen Wasserraum, muß der Speicher gestaltet werden. Die Schwankung, die er ausgleichen soll, muß dabei natürlich der Größe und besonders auch ihrem zeitlichen Auftreten nach bekannt sein.

Die Speicherfähigkeit von  $1 \text{ m}^3$  Heißwasser hängt außer vom Anfangsdruck natürlich von der Druckabsenkung ab, auch ist sehr wesentlich, in welchen Druckgebieten die an und für sich gleiche Druckabsenkung vor sich geht. Je größer die Druckabsenkung, desto größer die Speicherfähigkeit von  $1 \text{ m}^3$  Wasser. In je tieferen Druckgebieten eine solche gleiche Absenkung vor sich geht, desto größer ist wiederum die Speicherfähigkeit, z. B.

Anfangsdruck 11 ata, Enddruck 7 ata, Absenkung 4 ata, so ist die Dampflieferung 34 kg je  $1 \text{ m}^3$  Wasser;

Anfangsdruck 6 ata, Enddruck 2 ata, Druckabsenkung wiederum 4 ata, so ist die Dampflieferung 80 kg je  $1 \text{ m}^3$  Wasser.

Man sieht also, beidesmal ist um 4 ata abgesenkt, im zweiten Fall, in dem die Drucksenkung in niederen Druckgebieten vor sich geht, ist die Speicherfähigkeit bedeutend höher. Speicherfähigkeit beim Laden mit Dampf und Lieferungsmöglichkeit an Dampf beim Entladen des Speichers ist bei gleichen Druckverhältnissen die gleiche Größe. Der Größe

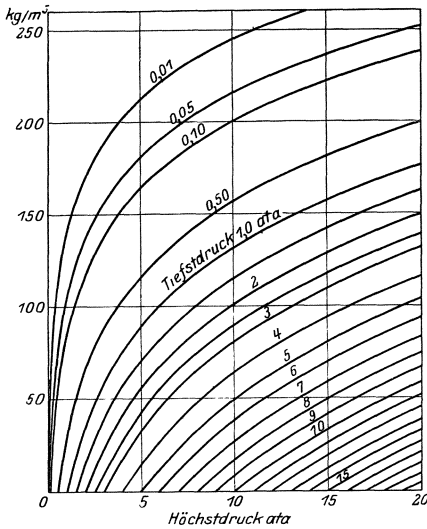


Abb. 55. Speicherfähigkeit in kg Dampf je m<sup>3</sup> Wasserinhalt für die verschiedenen Höchst- und Tiefstdrücke des Speichers.

nach ist also die Dampflieferung abhängig von den Druckgrenzen und von der Größe des Wasserinhalts. Zeitlich ist die Entladefähigkeit des Ruths-Speichers so gut wie kaum begrenzt, er kann in ganz kurzen Zeiten ganz entladen werden; es ist das einer seiner Hauptvorteile. Abb. 55 gibt die Speicherfähigkeit in Kilo Dampf je Kubikmeter Wasserinhalt für verschiedene Höchst- und Tiefstdrücke des Speichers. Z. B. ein Speicher von 300 m<sup>3</sup> Rauminhalt, 270 m<sup>3</sup> Wasserinhalt, arbeitet, wie es in Zellstoffabriken gewöhnlich der Fall ist, zwischen den Druckgrenzen von 7 und 3 ata. Aus Abb. 55 ist zu entnehmen, daß dabei je 1 m<sup>3</sup> Wasserinhalt eine Speicherfähigkeit von 66 kg Dampf besteht; diese Menge kann der Speicher bei voller Entspannung

vom Anfangs- auf den Enddruck abgeben<sup>1)</sup>.

Es läßt sich das auch ganz gut rechnerisch entwickeln:

die Flüssigkeitswärme bei 7 ata ist  $q_7 = 165,8$  kcal

„ „ „ 3 „ „  $q_3 = 133,5$  „

die freiwerdende Wärme bei Entspannung von 7 auf 3 ata also

32,3 kcal je 1 kg Wasser;

diese freiwerdende Wärme wird zur Satttdampferzeugung aus dem Wasserinhalt des Speichers benützt. Die Verdampfungswärme bei dem mittleren Druck, also 5 ata, ist 504,1 kcal, also ist nötig zur Erzeugung

von 1 kg Dampf  $\frac{504,1}{32,3} = 15,7$  Wasser oder 270 m<sup>3</sup> Wasserinhalt

können erzeugen  $\frac{270000}{15,7} = 17200$  kg Dampf.

Sucht man sich in Abb. 55 die Speicherfähigkeit von 1 m<sup>3</sup> Wasser in den Druckgrenzen von 4,2 auf 1 ata, so liest man 85 kg ab; es ist das der Fall der Entspannung des Zellstoffkochers; der Wert deckt sich mit dem auf Seite 50 errechnetem.

Der Speicher kann im Freien aufgestellt werden, seine Verlustwärme in die Atmosphäre ist infolge der an und für sich kleinen Wärmeübergangszahl von nicht siedendem Wasser an die Wand sehr gering. Dazu wird der Speicher sehr gut isoliert, so daß man mit einer Wärmedurchgangszahl von  $\alpha = 0,8 - 1,1 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ st}^\circ \text{C}}$  rechnen kann, was selbst bei tiefen Lufttemperaturen sehr geringe Verluste ergibt. Ist der zu speichernde Dampf überhitzt und will man den aus dem Speicher

<sup>1)</sup> Siehe auch Hütte, 25. Aufl., Bd. I, S. 501.

entnommenen Dampf, der ja normalerweise Sattedampf ist, auch wieder überhitzen, so läßt sich die Überhitzungswärme des eintretenden Dampfes in einem Eisenspeicher gesondert speichern, durch den dann der austretende Dampf wieder überhitzt werden kann.

Der Speicher ist vollkommen automatisch geregelt, diese automatische Regelung hat dem Ruths-Speicher auch zu seinem großen Erfolg verholfen. Die Regelimpulse gibt dabei jeweils die Druckänderung in der betreffenden Dampfleitung, die von einer Dampfmehr- oder Dampfminderentnahme bewirkt ist. Durch diese kleinen Druckänderungen nach unten oder oben spricht der Regler an und unter Zwischenschaltung eines Servomotors werden selbst große Ventile geöffnet und geschlossen, bis die neue Gleichgewichtslage erreicht ist. Dabei werden die Regler und Regelvorrichtungen alle in einer besonderen Reglerstation zusammengefaßt. Eine solche Anlage gibt ein Beispiel dafür, wie auch in sonstigen Dampfanlagen die ganzen Bedienungsgерäte, Ventile, Manometer, Thermometer zu einer übersichtlichen Dampfschaltanlage zusammengefaßt werden sollen, ganz ähnlich wie man es ja bei den elektrischen Schaltanlagen schon seit langen Jahren gewöhnt ist.

#### b) Kupplung mehrerer Werke.

Geht man vom Ausgleich im eigenen Werk weiter, so kommt man zum Kraft- und Wärmeausgleich von Werk zu Werk, also zur Kupplung von Werken untereinander. Dadurch gelangt man auch auf der ganzen Linie viel leichter zu dem Ziel, alle Kraft im Gegendruckbetrieb zu erzeugen. Eine normale Zellstofffabrik kann heute mit einem Druck von etwa 25—30 ata ihre Kraft ungefähr mit dem Heiz- und Kochdampf decken. Hat sie Spiritusfabrik, so bekommt sie bei den gleichen Drücken schon Kraftüberschuß, der sich bei dem Übergang zu noch höheren Drücken wesentlich steigern läßt. Nun liegt doch nichts näher, als sich diesen Kraftüberschuß geldlich dadurch nutzbar zu machen, daß man ihn an ein anderes industrielles Werk oder an eine Überlandzentrale, die vielleicht die gleiche Kraftmenge sonst im Kondensationsbetrieb erzeugen müßte, verkauft. Dieser Weg ist nicht nur privatwirtschaftlich, sondern auch volkswirtschaftlich anzustreben. Eine Papierfabrik wird normalerweise keine Überschußkraft haben, im Gegenteil, sie braucht noch Zusatzkraft zu der im eigenen Gegendruckbetrieb erzeugten, sie wird also sehen müssen, die Überschußkraft eines anderen Werkes vorteilhaft zu kaufen. Abfallwärme ist dagegen oft von kommunalen Werken zu kaufen, die dann gut zu Fernheizzwecken usw. verwandt werden kann. Die Fortleitung von Wärme, selbst auf weite Entfernung, mag sie an Dampf oder Wasser gebunden sein, bietet heute keine wesentlichen Schwierigkeiten mehr<sup>1)</sup>. In keinem Fall aber ist der Wärmeverlust ein

<sup>1)</sup> Eberle: Versuche über den Wärme- und Spannungsverlust bei Fortleitung von gesättigtem und überhitztem Wasserdampf. Z. V. d. I. 1908, S. 481; Eberle: Der Einfluß des Hochdruckdampfes auf die Entwicklung industrieller Kraftanlagen. Z. V. d. I. Bd. 68 (1924), S. 1014; Hencky: Die wirtschaftliche Fortleitung und Verteilung von Dampf auf große Entfernungen. Z. V. d. I. Bd. 69 (1925), S. 492, dabei auch Angaben über Prüfung der Isolierung, Dampfdruckumformer, Strahlverdichter für Dampf und Wasser.

ernstes Hindernis für die Fortleitung größerer Wärmemengen auf Entfernungen auch von mehr als 1 km.

Hindernd für die Kupplung industrieller Werke zum Zweck des Kraft- und Wärmeausgleiches waren bisher noch die Bestimmungen, daß öffentliche Wege durch private Leitungen nicht überbrückt werden dürfen. Heute jedoch wird Kohlenersparnis als öffentliches Interesse anerkannt, so daß die notwendigen Grundstücke enteignet werden können. Auch macht des öfteren die Tatsache Schwierigkeit, daß die Überschußenergie von dem Heizedampfverbrauch des primären Werkes abhängt und zeitlich oft nicht zum Bedarf des Abnehmers paßt. Sehr zweckmäßig ist es dann, wenn in diesem Fall zwischen beiden Werken eine Überlandzentrale liegt, an die beide angeschlossen sind und die gleichsam als Kraftspeicher dienen kann insofern, als das abgebende Werk hineinliefert, das abnehmende mit zeitlicher Verschiebung Kraft herausnehmen kann. Die Überlandzentrale wird ja für diesen Ausgleich eine Gebühr verlangen, die aber wohl meist durch die Vorteile, die die Speichermöglichkeit bringt, mehr wie aufgehoben wird.

Welch wirtschaftliche Möglichkeiten hier noch gegeben sind, zeigt ein von mir entworfenes Heizungskraftwerk. Ein Sägewerk und eine Zellstofffabrik, die rund 300 m auseinanderliegen, hatten beide getrennte, unwirtschaftliche Kraftwerke. Die Zellstofffabrik arbeitet mit Kondensation und abgedrosseltem Dampf für Kocher und Trockenpartie; das Sägewerk im reinen Kondensationsbetrieb. Nun erhalten beide Anlagen ein gemeinsames Heizkraftwerk. Während jetzt zusammen 2000 m<sup>2</sup> Heizfläche mit 23000 kg stündlicher Dampferzeugung im Betrieb sind, werden nach Erstellung des gemeinsamen Heizkraftwerkes rund 600 m<sup>2</sup> Heizfläche mit 11000 kg Stundendampf genügen. Die Zahl der Bedienungsmannschaft geht von 45 Leuten, die jetzt für 3 Schichten nötig sind, auf 15 Mann für 3 Schichten zurück. Natürlich kommt dabei ein gut Teil der Erfolge durch den Umbau auch durch den Ersatz alter Kolbenmaschinen durch neuzeitliche Turbinen. Dabei stellt die Kombination Zellstofffabrik—Sägewerk noch gar nicht den günstigsten Fall zur Kupplung dar. Man muß darauf ausgehen, an beide Werke noch eine andere Fabrikation, die einen großen Bedarf an Heizwärme im Verhältnis zum Kraftbedarf hat, anzuglieden, dann könnte man die ganze Kraft für das Sägewerk im reinen Gegendruckbetrieb als Überschußkraft zu außerordentlich günstigen Bedingungen liefern. Ähnliche Erfolge des Gegendruckbetriebs im eigenen Werk und durch Kupplung mit Überlandwerken ließen sich noch mehr erbringen. Uihlein<sup>1)</sup> gibt nach dieser Richtung mehrere Beispiele aus der Papier-, Leder- und Textilindustrie.

---

<sup>1)</sup> Uihlein: Über Erfolge mit Gegendruckbetrieben und ihre Heranziehung zur Überlandversorgung. Bericht über 4. Tagung des Verbandes der Deutschen Dampfkesselüberwachungsvereine. V. D. I.-Verlag, Berlin 1925.

## VII. Reguliertvorgänge in der Dampf- und Kraftanlage.

Das ganze Reguliertproblem und der Reguliertvorgang der Kraft- und Wärmeanlage einer großen Fabrik ist so lehrreich, daß ihm einige Betrachtungen gewidmet werden sollen. Angenommen sei eine Zellstofffabrik mit Papierfabrik. Es ändert sich laufend der Kraftbedarf bald nach oben, bald nach unten, dauernd in geringen Grenzen, ab und zu in großen Sprüngen durch Abstellen ganzer Betriebsteile, z. B. der Holzputzerei, der Kalender, der Wasserpumpen; die kleinen Kraftschwankungen sind meist in Schwankungen des Fabrikationsgutes nach Menge und Art begründet und folgen sich automatisch, die großen werden meist durch Bedienung von Hand durch Abstellen von Motoren usw. eingeleitet. Teils erfolgen auch sie automatisch, z. B. bei Pumpwerksmotoren, deren Anlaßvorrichtungen durch Schwimmer betätigt werden. Sprunghaft und in weiten Grenzen ändert sich der Dampfbedarf der Kocher. Diese Änderungen werden meist durch die Bedienung der Ventile von Hand bewirkt. Automatische Kochersteuerung wurde auch bereits versucht. Der Dampfverbrauch der Papiermaschine ändert sich automatisch beim Reißen des Papierses in wenigen Augenblicken von Vollast auf fast Null, weil dann kein Dampf mehr in den Zylindern kondensiert oder nur soviel um die Wärmeverluste nach außen zu decken. Anderenfalls kann dieser Dampfverbrauch, wenn der Betrieb ohne Anstände läuft, stundenlang vollständig gleich bleiben. Durch diese Schwankungen in der Dampfmenge darf wiederum die Turbinendrehzahl nicht beeinflußt werden, da sonst die Drehstromspannung sinken würde. Bei Veränderungen, die trotzdem in der Spannung erfolgen, greifen die selbsttätigen Spannungsregler ein.

Trotz alledem muß der Dampfdruck und die Dampftemperatur vor der Turbine, der Dampfdruck bei der Anzapfung für die Kocher, der Dampfdruck für die Trockenpartie konstant gehalten werden und das alles möglichst ohne Eingreifen der Bedienung, vollständig automatisch, nur eingeleitet und bedient durch die Regelorgane. Jeder Regelvorgang braucht aber einen Impuls, denn nur durch die Änderungen in dem augenblicklichen Zustand wird das Regelorgan zum Arbeiten gebracht. Bei der Kraftschwankung ist es die Änderung der Turbinenzahl, die eine Änderung in der Lage des Reglergewichtes bewirkt; dieses verstellt dann seinerseits unter Zwischenschaltung gesteuerter Apparate die Dampfeinlaßorgane zur Turbine.

Die Schwankungen in der Dampfmenge für die Anzapfdampf- bzw. Gegendruckleitungen sind in dem Mehr- oder Minderverbrauch einer Dampfverbrauchsstelle begründet. Die Mehrdampfentnahme eines Verbrauchers macht sich in absinkendem Druck, die Minderentnahme in steigendem Druck in der betreffenden Leitung geltend. Solch ganz kleine Druckunterschiede, die nur  $\frac{1}{10}$  atm und weniger betragen brauchen, sind der Impuls für die Regelventile; durch diese werden dann indirekt meist unter Zwischenschaltung von Servomotoren die entsprechenden Ventile verstellt. Das Spiel geht solange fort, bis die Gleichgewichtslage für die Dampflieferung bei gleichbleibendem Entnahmedruck wieder

hergestellt ist. Die Regulierorgane an der Entnahmestelle müssen ihrerseits mit den Haupteinlaßventilen zur Turbine rückwirkende Verbindung haben. Die Änderung der Dampfantnahme aus dem Kessel und damit die Änderung in der Feuerführung wäre unvermeidlich, wenn nicht der Speicher eingeschaltet wäre; auch dessen zeitgerechtes Eingreifen, sei es im Sinne des Ladens, wenn Wärmeüberschuß von seiten der Kessel her besteht, wenn also die Verbrauchergruppen gerade wenig Dampf verarbeiten, oder im Sinne des Entladens, wenn im Fabrikationsgang mehr Wärme gebraucht wird als der Mittelbelastung der Kessel entspricht, ist wieder durch Impulse, die durch geringfügige Druckänderung in den in Frage kommenden Dampfleitungen ausgelöst werden, sichergestellt.

So ist die ganze Wärme- und Kraftwirtschaft durch die verschiedenen Stunden des Tages durch ein feinfühliges Reguliersystem beherrscht, das allerdings besonders, wenn es sich um zwei Anzapfdrücke handelt, und wenn auch noch selbstgesteuerte Speicher eingeschaltet sind, nach und nach recht verwickelt wird. Bei einigermaßen guter und liebevoller Pflege wird es aber tadellos arbeiten und gegen die von allen möglichen Stellen des Werkes kommenden Versuche, die Gleichgewichtslage, sei es in der Kraft- oder Wärmelieferung, zu stören, ausgleichend und rückführend eingreifen.

Außer diesen stündlich und in kleinsten Zeiten vorkommenden Schwankungen erfährt, wie früher dargelegt, der Kraft- und Dampfverbrauch zu Heizzwecken mit den jeweiligen Jahreszeiten eine nicht unbedeutliche Änderung.

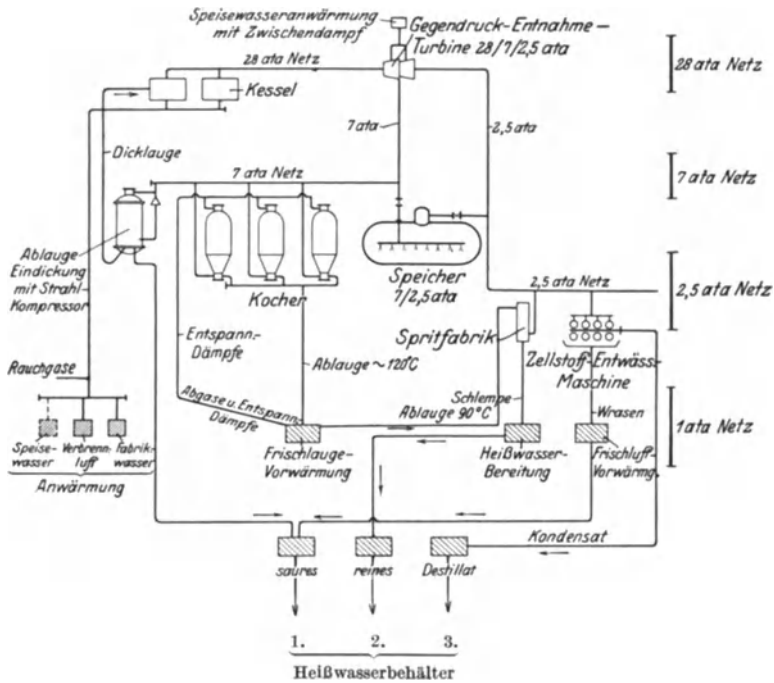
### VIII. Ausblick auf die zukünftige Entwicklung des Kraftwerkes einer Zellstoffabrik.

Gleichsam als Zusammenfassung habe ich in Abb. 56 ein Schaltbild gezeichnet, wie sich die Wärmewirtschaft in einer neuzeitlichen Zellstoffabrik heute etwa einstellen sollte.

Sucht man sich aber weiter denkend ein Bild zu machen, wie sich der Kraftverbrauch und der Heizedampfverbrauch in der Papierindustrie als Grundlage für das Heizungskraftwerk in Zukunft wohl entwickeln wird, so wird man erkennen, daß die Tendenz in starkem Maße allgemein dahin geht, Dampf bzw. Wärme zu den Koch- und Heizprozessen sparen; es ist dies auch noch in großem Maßstabe möglich, in Zellstoffabriken hauptsächlich durch Verarbeitung der Kocherabfallwärme, bei den Trockenpartien der Zellstoff- und Papierindustrie durch geschickte Ausnützung der Schwadenwärme. Mit dem Kochdampfverbrauch kann man dadurch auf 1,3—1,1 kg je 1 kg lufttr. Zellstoff mit dem Heizedampfverbrauch der Trockenpartie auf 1,4 kg herunterkommen. Der Kraftverbrauch für die Fabrikation wird bei der heutigen Fabrikationsart, besonders in Zellstoffabriken, sich durch die immer weiter fortschreitende Mechanisierung der Betriebe wahrscheinlich noch etwas erhöhen. Das gegenseitige Verhältnis wird also ungünstiger werden. Daraus folgt, daß man, um die gleiche Kraft aus dem Heizedampfbetrieb herauszu-

bringen, in Zukunft nach und nach zu noch höheren Drücken wird übergehen müssen, falls nicht Spiritusfabrik und Ablaugeneindampfung als neue Heizdampfverbraucher auftreten.

In der Zellstofffabrikation muß dabei immer wieder das Endziel, das noch lange nicht erreicht ist, vor Augen schweben, die Fabrikation



- |                            |                           |                  |
|----------------------------|---------------------------|------------------|
| 1. saures Wasser für       | 2. reines Wasser für      | 3. Destillat für |
| a) Kocherwaschen,          | a) Raumheizung,           | Kesselspeisung   |
| b) Spritzwasser,           | b) Bäder,                 |                  |
| c) indirekte Erwärmung von | c) Bleichholländer,       |                  |
| Fabrikationswasser.        | d) Zusatz-Kesselspeisung. |                  |

Abb. 56. Schaltbild der gesamten Heizungsanlage einer Ritter-Kellner Sulfitzellstofffabrik

(unwesentliche Einzelheiten besonders alle Arten von Ventilen sind weggelassen).

möglichst weitgehend von der Kohle unabhängig zu machen. Der Schwede Lundberg<sup>1)</sup> spricht den Satz aus, daß sich die Wärmewirtschaft in der Zellstoffindustrie in Zukunft so gestalten muß, daß die ganze Anlage in wärmewirtschaftlicher Hinsicht sich selbst speist. Diese Forderung, die noch etwas wie Zukunftsmusik klingt, rückt aber in greifbare Nähe. Man mache für eine Zellstofffabrik ohne Bleicherei und Spiritfabrik folgenden Abgleich:

<sup>1)</sup> Lundberg: Schwedische Wärmewirtschaft. Z. V. d. I., Bd. 68 (1924), S. 341.

Dampfverbrauch zum Kochen bei höchster Frisch-	1,1 kg von 7 ata je 1 kg	} lufttr. Zellstoff
laugenvorwärmung auf 100° C durch Abfallwärme		
Dampfverbrauch für die Trockenpartie bei bester		
Schwadenausnützung und 45% Einlauf-trocken-		
gehalt und niedrigstem Druck in den Zylindern	1,4 „ „ 2 „ „ 1 „	
Eigenverbrauch der Ablaugeneindickung . . . . .	1,8 „ „ 7 „ „ 1 „	
Gesamtverbrauch . . . . .	4,3 kg je 1 kg lufttr. Zellstoff	
dazu rund 15% für Verluste, gibt . . . . .	4,9 „ „ 1 „ „ „	
	also rund 5 „ „ 1 „ „ „	

Dabei ist mit 7 kg wiedergewinnbare Ablauge auf 1 kg lufttr. Zellstoff gerechnet. Dieser Wert ist heute auch noch nicht ganz erreicht, aber sicher zu verwirklichen. Die heutigen Werte liegen bei 5—6 kg.

Damit kann der Kraftverbrauch bei etwa 30 ata und 400° C Dampfeintrittstemperatur in die Turbine in reinem Gegendruckbetrieb mehr als gedeckt werden.

Rechnet man mit 140° C Speisewassertemperatur und nur 75% Kesselwirkungsgrad, so wird im Brennstoff zur Erzeugung dieser Dampfmenge verbraucht  $\frac{5(775 - 140)}{0,75} = 4250$  kcal

Die obigen 7 kg Ablauge ergeben 1,4 Dicklauge und damit einen Heizwert von . . . . . 2870 „

Somit wären an Heizwert in Form von Kohle nur mehr nötig. . . 1380 kcal was rund 0,23 kg Kohle von 6000 kcal entspricht. Der Kohlenverbrauch wäre somit äußerst gering. Beste Anlagen kommen heute auf einen Kohlenverbrauch, der etwa 4400 kcal je 1 kg Zellstoff entspricht.

Nimmt man schwedische Verhältnisse mit billigen Wasserkraften an, ferner, daß die Brüdenkompression bei der Ablaugeneindickung aus diesem Grund mit Wasserkraft betrieben wird, also in obigem Beispiel die Position Eigenbedarf der Brüdenkompression an Dampf so gut wie ganz herausfällt, so braucht man für die Fabrikation, Kochen und Trocknen 1,1 + 1,4 = 2,5 kg Dampf je 1 kg Zellstoff, dazu 15% für Verluste = 2,9 kg Dampf. Die ganze Kraft wird durch Wasserkraft erzeugt<sup>1)</sup>, so daß man für Koch- und Heizdampf mit einem Druck von 13 ata bei 220° C entsprechend 684 kcal Erzeugungswärme je 1 kg Dampf auskommen wird. Rechnet man wieder mit 110° C Speisewassertemperatur und einem Kesselwirkungsgrad von 75%, so brauchte man zur Erzeugung dieses Dampfes  $\frac{2,9(684 - 110)}{0,75} = 2220$  kcal.

Die Ablauge stellt als Dicklauge, wie oben gerechnet, 2870 kcal bezogen auf 1 kg Zellstoff zur Verfügung, also sogar noch etwas mehr als zur Erzeugung des Dampfes nötig. Man sieht also, daß man, sicher erreichbare Dampfverbrauchszahlen und Ablaugenausbeutezahlen vorausgesetzt, den gesamten Koch- und Heizdampf bei Krafterzeugung durch Wasserkraft durch die Trockenrückstände der Ablauge erzeugen könnte.

<sup>1)</sup> 90% aller schwedischen Fabriken arbeiten mit Wasserkraft. Zellstoff und Papier 1921, S. 204.



## F. Allgemeiner Teil.

An all die vorhergehenden Ausführungen möchte ich noch einen Abschnitt allgemeinen Inhalts anschließen, der in mehr loser Form mit dem bisher behandelten Stoff zusammenhängt. Einmal sollen darin Richtlinien für die Durchführung von Dampfverbrauchsmessungen gegeben, dann einige Worte über die Nachverdampfungserscheinungen gesagt werden. Ebenso bringe ich eine ausführliche Abhandlung über Wärmeübergangsverhältnisse. Das Interesse für diese Wärmeübergangserscheinungen wird mit der Zeit, wenn sich erst die Anlagen für Frischlaugenanwärmung in den verschiedenen Formen und für Schwadenausnützung mehr durchsetzen, noch viel lebhafter werden müssen. Zum Abschluß soll dann noch einiges über Organisation in der Wärmewirtschaft gesagt werden.

### I. Anleitung zu Dampfverbrauchsmessungen.

Bei allen Dampfverbrauchsversuchen ist das sicherste die Kondensatmessung bzw. die Kondensatwägung. Dampfmesser sollen nur zur Kontrolle verwandt werden, oder wie bei direkter Kochung dann, wenn das Kondensat nicht meßbar ist. Am besten ist die Aufstellung zweier Gefäße, die auf Wagen stehen, und in die das Kondensat wechselseitig geleitet wird. Die Versuche sollten bei Trockenpartien mindestens 2 Stunden dauern, die Maschine muß im Beharrungszustand sein, die Aufschreibungen sind möglichst alle 10 Minuten zu machen, um Unregelmäßigkeiten erkennen zu können. Reißt während des Versuches bei Trockenpartien die Stoffbahn, so ist diese Zeit auszuschalten. Das gemessene Kondensat stellt noch nicht den Dampfverbrauch z. B. der Trockenpartie dar, es ist um den Wert der Nachverdampfung zu vermehren bzw. mit der in Zahlentafel Seite 235 angegebenen Korrekturzahl zu berichtigen.

Die Temperaturmessungen werden meist mit gewöhnlichen Thermometern durchgeführt werden müssen, diese sind zuerst miteinander zu vergleichen, um auf etwaige Ungenauigkeiten in der Anzeige zu kommen. Die Stoffbahntemperaturen sind durch leichtes Anpressen der Thermometer mit Wattebausch an die Stoffbahn zu messen, und zwar möglichst immer unter den gleichen Verhältnissen.

#### a) Dampfverbrauchsmessungen an Kochern.

Bei Dampfverbrauchsmessungen an Kochern sind mindestens die unten mit arabischen Ziffern bezeichneten Werte zu messen bzw. fest-

zustellen; als Endergebnis muß der Dampfverbrauch bezogen auf 1 kg lufttr. Zellstoff erscheinen. Es sind folgende Messungen durchzuführen:

### I. Direktes Kochverfahren.

- a) Stoff.
  1. Wassergehalt des Holzes.
  2. Holzmenge bzw. Holzgewicht.
  3. Stoffausbeute aus dem Kocher.
- b) Lauge.
  1. Frischlaugentemperatur vor dem Kocher.
  2. Frischlaugentemperatur beim Beginn der Kochung.
  3. Endtemperatur der Kochung.
  4. Frischlaugenmenge und Menge der ausnutzbaren Ablauge.
  5. Zeit und Dauer des Gasens und Abgasens.
- c) Dampf.
  1. Druck- und Temperaturkurve des Kochers.
  2. Dampfdruck und Dampftemperatur vor dem Kocher.
  3. Dampfmenge mit Dampfessern.
- d) Kocherdaten, Bruttovolumen, Nettovolumen, Skizze, Angabe ob Kocher isoliert oder unisoliert, Angaben über etwaige Verwendung der Abfallwärme.

II. Indirektes Kochverfahren. Alle die beim direkten Kochverfahren angegebenen Daten, die Dampfmesung erfolgt aber durch Kondensatmessung, außerdem ist die Temperatur des Kondensates vor dem Kondensat laufend zu messen. Selbstverständlich ist zu jeder laufenden Messung die Zeit aufzuschreiben. Kontrollmessung durch Dampfmesser erwünscht.

Für überschlägliche Angaben von Dampfverbrauchszahlen sind allermindestens die Anfangs- und Endtemperaturen der Kochung beizufügen.

### b) Dampfverbrauchsmessung an einer Trockenpartie.

Bei einem Dampfverbrauchsversuch an einer Trockenpartie sind folgende Größen zu messen, bzw. folgende Angaben zu machen.

1. Fabrikationsprodukt: Bezeichnung, Arbeitsgeschwindigkeit, Stundenproduktion, Quadratmetergewicht.
2. Maschine: Art, Heizfläche und zwar Nutzheizfläche und Gesamtzylinderfläche, Schema der Trockenpartie mit Durchmesser der Zylinder, Arbeits- und Zylinderbreiten, Versuchsdauer.
3. Stoffbahn: Trockengehalt  $a_1$  vor der Trockenpartie in Prozent abs., Bahntemperatur des Stoffes beim Einlauf, Trockengehalt  $a_2$  hinter der Trockenpartie bzw. hinter der untersuchten Gruppe.
4. Dampf: Zustand unmittelbar vor der Trockenpartie nach Druck und Temperatur, Dampfverbrauch durch Kondensatmessung
  - a) der Trockenpartie allein,
  - b) der verschiedenen Nebenstellen, also Deckenheizung, Luftvorwärmung usw.
5. Temperatur der Außenluft, an der Ansaugstelle gemessen.

Diese Werte sind zur Beurteilung von Dampfverbrauchsversuchen das allernötigste was verlangt werden muß. Will man den Versuch etwas besser ausbauen, so empfehle ich noch folgende Messungen bzw. Angaben als Ergänzung für das Obige.

Zu 1. Angaben der Stoffzusammensetzung und des Glührückstandes.

Zu 3. Außer  $a_1$  und  $a_2$  Feststellung des Trockengehaltes zwischen je 2 Zylindern zum Studium des Fortschreitens der Trocknung und der Leistungsfähigkeit der einzelnen Zylindergruppen.

Zu 4. Gesonderte Messung

a) des Kondensats der Stofftrockner,  
 b) des Kondensats der Filztrockner,  
 c) des Kondensats zur Lufterwärmung, für die Stoffvorwärmezyylinder, zum Warmwasseraufspritzen usw., dazu Angabe, ob Abdampf, gedrosselter Frischdampf oder Zwischendampf verwandt wurde. Für Feststellung des Wärmeverbrauchs der Maschine sind die letzteren Angaben unwesentlich, man braucht sie aber zur Beurteilung der ganzen Anlage.

Zu 5. Feuchtigkeit der Kaltluft durch Hygrometer, Feuchtigkeit des Schwadens, Temperatur des Schwadens, Heizfläche und Skizze der Heizeinrichtung zur Erwärmung der Kaltluft.

Mit diesen Werten lassen sich dann schon sehr brauchbare Ergebnisse erzielen, man kann sie noch weiter ausbauen, z. B. dadurch, daß man die Trockengehalte nach jedem Zylinder und an verschiedenen Stellen über die Breite der Papierbahn mißt, daß man zur Ermittlung guter Durchschnittswerte verschiedene Thermometer auf den beiden Seiten der Zylinder abliest usw.; das fällt dann aber schon in das Gebiet der Sonderuntersuchungen. Die im ersten Abschnitt verlangten Zahlen sollen die unbedingt nötigen, die zweiten die zur Ergänzung und Klarheit wünschenswerten zum Ausdruck bringen. Einfachste Grundlage für alle Versuche ist, daß die Schöpfvorrichtungen in den Zylindern in Ordnung sind, ebenso die Kondenswasserableiter, da man sonst zu recht falschen Ergebnissen kommen kann. Diese Forderung erscheint ja selbstverständlich, doch muß man immer wieder darauf hinweisen.

Über die Entnahme von Trockenproben, besonders bei Maschinen, die mit dicker Bahn, wie Zellstoffentwässerungsmaschinen usw. laufen, ist dabei noch folgendes zu sagen:

Durch verschiedene Versuche an einer Zellstoffentwässerungsmaschine konnte ich wiederholt bestätigt finden, daß die Trockengehalte sowohl in der Richtung der Bahn wie auch senkrecht zur Laufrichtung außerordentlich verschieden sein können. Es liegt dies im ungleichmäßigen Auflauf auf das Sieb begründet. Ich ließ z. B. einen Zellstoffbogen am Schluß der Zylinder in 16 Teile aufteilen und von jedem Teil eine Trockenprobe machen, es ergaben sich dabei folgende Werte in  $\%$  abs.:

83,19	84,38	88,24	85,45	
83,28	85,19	87,20	86,34	
81,97	84,81	88,51	85,36	
80,00	82,90	84,37	84,65	
				Höchstwert 88,51%
				Mindestwert 80,00%
				Unterschied +8,51%

Ein anderer Versuch, bei dem quer über die Stoffbahn hinter der Maschine 9 Proben genommen wurden, ergab folgendes Bild:

83,85	82,42	83,10	87,97	90,60	86,35	81,25	86,10	91,23
← Arbeitsbreite →								
Kleinster Wert also 81,25 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>								
Größter Wert also 91,23 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>								
Unterschied 9,98 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>								

Bei einem anderen Versuch wurde an einem Streifen in der Laufrichtung der Bahn immer nach dem Abstand von einem Meter Proben genommen, dabei ergaben sich folgende Werte:

78,90	80,00	82,74	82,30	79,17	80,65	81,66
← Laufrichtung der Bahn →						

Irgendein System in den Unregelmäßigkeiten konnte nicht gefunden werden.

Die Art, wie die Trockenproben zu trocknen und zu wägen sind, soll hier als allgemein bekannt vorausgesetzt sein. Selbstverständlich muß berücksichtigt werden, daß die Proben, wenn sie aus dem Trockenschrank kommen und dann gewogen werden, nicht lange an der im Maschinensaal besonders feuchten Luft liegen dürfen, da sie sonst schnell Feuchtigkeit wieder aufnehmen. Interessante Untersuchungen nach dieser Richtung sind von Karlberg<sup>1)</sup> veröffentlicht worden.

Die obengenannten Unregelmäßigkeiten im Trockengehalt über die Breite der Bahn wurden auch vielfach anderweitig beobachtet, die Folgerungen, die sich daraus ergeben sind die, daß alles, was sich auf die Trockenproben aufbaut, gute, aus vielen Trockenproben gewonnene Mittelwerte sein müssen und daß Einzelwerte besonders bei Maschinen mit dicker Bahn nie als Grundlage genommen werden dürfen. Bei Entnahme der Trockenproben zu Versuchszwecken innerhalb der Maschine von Zylinder zu Zylinder ist zu beachten, daß die Ränder der Bahngewöhnlich nasser sind; diese sind wegzureißen, bei großen Versuchen sind die Trockenproben nach einem gewissen Schema sofort nach Entnahme zu bezeichnen, um spätere Verwechslungen zu vermeiden. Die Trockenproben müssen auch zeitlich zueinander stimmen, d. h. wenn die Leistung eines Zylinders bestimmt werden soll bzw. einer Zylindergruppe, darf nicht gleichzeitig vor und hinter der Gruppe eine Probe herausgenommen werden, sondern man nimmt vor der Gruppe eine Probe z. B. an der Stelle 1, wartet bis diese Stelle in der Stoffbahn, dann an den Punkt 2 hinter der betreffenden Zylindergruppe gekommen ist und nimmt wieder eine Probe. Selbst bei richtiger Probeentnahme, bei der man die untersuchte Stelle gleichsam in ihrem Lauf verfolgt, kommen noch Ungenauigkeiten vor, da man ja die Proben an der Stelle 2, nicht an der gleichen Stelle wie Probe 1 aus der Stoffbahn herausnehmen kann, was schon wieder Ursache für Unstimmigkeiten werden kann. Jedenfalls aber kommt man auf diese Art und Weise der Wirklichkeit am nächsten. Es ist ferner zu bedenken, daß die gefundenen

<sup>1)</sup> Karlberg: Einwirkung der Luftfeuchtigkeit bei Feuchtigkeitsbestimmung von Papier. Svensk Pappers Tidning 1925, S. 363.

Trockengehalte in Prozenten abs., wenn man Vergleiche anstellen will, erst auf Wasserverdampfung zwischen den gleichen Stellen umzurechnen sind, weil die gleichen Erhöhungen im Trockengehalt ganz verschiedenen große Wasserverdampfungen darstellen, je nach dem Trockengebiet, in dem die Trockengehalte liegen, z. B.

Zylinder 3 trocknet von 40<sup>0</sup>/<sub>0</sub> auf 42<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, also Trockengehaltserhöhung + 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, Wasserverdampfung 0,12 kg je 1 kg Stoff,

Zylinder 24 trocknet von 80<sup>0</sup>/<sub>0</sub> auf 82<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, also Trockengehaltserhöhung auch + 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, Wasserverdampfung aber nur 0,03 kg je 1 kg Stoff, also nur den vierten Teil vom Zylinder 3, trotzdem beidesmal der Trockengehalt um 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub> gestiegen ist; nach der Trockengehaltserhöhung beurteilt, würden beide Zylinder das Gleiche leisten, in Wirklichkeit leistet Zylinder 3 das Vierfache von Zylinder 24. Man muß also von den ermittelten Trockengehalten immer auf die Wasserverdampfung und auf die Wassergehaltserniedrigung übergehen, um klare Bilder zu bekommen. Das Arbeiten mit den Trockengehaltserhöhungen gibt unrichtige Bilder. Die Verschiedenheit der Trockengehalte quer und längs der Stoffbahn sind meiner Ansicht nach auch die Ursache für die zeitlich verschieden starke Kondensation im Zylinder, die man bei genauen Messungen beobachten kann.

#### c) Versuche für Beurteilung von Schwadenausnutzungsanlagen.

Für die Versuche von Schwadenausnutzungsanlagen oder zur Schaffung der für die Projektierung solcher Anlagen nötigen Grundlagen sind Versuche nötig, die mindestens über die Stoffbeschaffenheit nach ihrem Wassergehalt, über Dampfverbrauch im Vergleich mit Anlagen ohne Schwadenausnutzung sowie über die verschiedenen Verhältnisse der Kaltluft, Warmluft, warmer Schwaden und kalter Schwaden, Klarheit schaffen müssen<sup>1</sup>).

Für genaue Versuchsdurchführung wären die unten stehenden Zahlen bzw. Angaben wichtig, es sind dabei etwas viel Werte zu messen, die Verhältnisse sind aber verwickelt und zur Beurteilung der ganzen Arbeit einer Schwadenkondensationsanlage sind sie nötig, und zwar nicht nur bei einer Außentemperatur, sondern mindestens bei drei, besser bei noch mehr Außentemperaturen. Zu solchen verdienstvollen Arbeiten möchte ich hiermit die Anregung gegeben haben.

##### A. Stoffart; Stoffbeschaffenheit.

1. Erzeugung der Maschine in Kilo absoluttrocken je Stunde,
2. Trockengehalt beim Einlauf in die Trockenpartie  $a_1$ ,
3. Trockengehalt beim Auslauf aus der Trockenpartie  $a_2$ , daraus zu rechnen: verdampftes Wasser in Kilo in der Stunde.

<sup>1</sup>) S. auch Eberle: Wärmewirtschaft in der Textilindustrie. Z. V. d. I. Bd. 67 (1923) S. 256. Es sind dort anders gelagerte Versuche aus der Textilindustrie mit viel Zahlenmaterial veröffentlicht, die manchen Einblick in die Sache geben und manche Ähnlichkeit auch mit den Versuchen für Schwadenausnutzung haben.

## B. Kalt- und Warmluft.

1. zugeführte Kaltluftmenge in Kubikmetern pro Stunde<sup>1)</sup>,
2. deren Feuchtigkeitsgehalt  $\varphi$ ,
3. deren Temperatur in  $^{\circ}\text{C}$ ,
4. Austrittstemperatur der Warmluft aus dem Kondensator.

## C. Schwaden.

1. Temperatur des warmen Schwadens unmittelbar über der Maschine und beim Eintritt in den Kondensator, Feuchtigkeitsgehalt desselben,
2. Temperatur des kalten Schwadens beim Austritt aus dem Kondensator,
3. Skizze bzw. Schema über die Anordnung der Kaltluft-, Warmluft- und Schwadenwege,
4. Heizfläche des Kondensators nebst Skizze.

## d) Messung des Gesamtwärmeverbrauches des Fabrikationsgutes.

Ebenso wichtig wie die Versuche über die Dampf- und Wärmeverbrauchszahlen einzelner Fabrikationsvorgänge ist es, Erkenntnisse über den Gesamtkohlenverbrauch bzw. den Verbrauch an Wärmeinheiten je 1 kg lufttrocknen Zellstoff bzw. Papier, gemessen an der verbrauchten Kohle einschließlich aller Verluste, zu gewinnen. Gute Durchschnittsergebnisse lassen sich nur durch längere, am besten monatelange Aufschreibungen von Kohlen- und Wasserverbrauch im Kesselhaus machen und geben natürlich die klarsten Bilder, wenn die betreffende Fabrik immer ein und denselben Stoff herstellt, z. B. Zeitungsdruck. Solche Werke eignen sich zur Bestimmung des Gesamtwärmeverbrauchs am besten, auch hier sind aber genaue Produktionsaufschreibungen zu machen, besonders dann, wenn es sich um Ausfälle oder Unregelmäßigkeiten handelt, damit man die erhaltenen Zahlenergebnisse auch richtig deuten bzw. korrigieren kann. Arbeitet die Fabrik verschiedene Fabrikate, so müssen Einzelmessungen helfen, das Gesamtergebnis richtig anzulegen.

## II. Nachverdampfung.

Die ganze Erscheinung der Nachverdampfung, die in den verschiedensten Fällen in einer Zellstoff- und Papierfabrik auftritt, beruht auf der Tatsache, daß die Flüssigkeitswärme des Wassers bei Sättigungstemperaturen mit abnehmendem Druck abnimmt, so daß bei Druckentlastung einer heißen Flüssigkeit vom Sättigungszustand Wärme frei wird. Diese Wärme leistet Arbeit, die sich darin äußert, daß sie aus der heißen Flüssigkeit, aus der sie entsteht, eine gewisse Menge herausverdampft. Um über ihre Größenverhältnisse Aufschluß zu geben, habe ich Abb. 57 gezeichnet. Die Fläche zwischen der Kurve 1

<sup>1)</sup> Luftmengenmessung mit Prandtl'schem Staurohr oder Meßdüse siehe: Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, aufgestellt vom Verein Deutscher Ingenieure 1925.

und der Kurve 2 gibt zu jedem Druck im Heizsystem bei Ausströmen an die Atmosphäre die absolute Größe der Nachverdampfung an, z. B. beträgt dieselbe bei Austritt aus den Heizschlangen eines Kochers an die Atmosphäre bei einem Druck in den Heizschlangen von 8 ata und unter der Voraussetzung, daß das Kondensat nicht unterkühlt ist,

$$q_8 - q_1 = 171,5 - 99,2 = 72,3 \text{ kcal}$$

Da die Flüssigkeitswärme bei höherem Druck stark zunimmt, die Verdampfungswärme dagegen bei höherem Druck abnimmt, so steigen die verhältnismäßigen Nachverdampfungsverluste bei höherem Druck stark an. Bei 60 ata würden sie, wenn auf 1 ata entspannt würde, betragen.

$$q_{60} - q_1 = 286,1 - 99,2 = 186,9 \text{ kcal}$$

oder in Prozent der Gesamtwärme bei Sättigungszustand 28<sup>0</sup>/<sub>0</sub>. Die Kurve 3 gibt an, wieviel Kondensat hinter dem Topf gemessen wird, falls

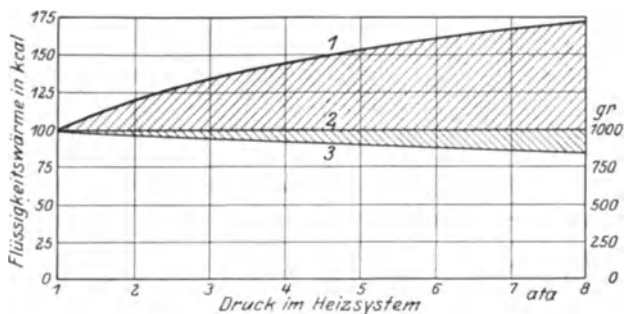


Abb. 57. Nachverdampfung.

Kurve 1 Flüssigkeitswärme bei verschiedenem Druck.

Kurve 2 Flüssigkeitswärme bei 1 ata = 99,2 kcal

Kurve 3 Kondensat hinter dem Topf in gr, bezogen auf 1 kg vor dem Topf, nach Abzug der Nachverdampfung.

die Dämpfe nicht irgendwie niedergeschlagen und der Kondensatleitung wieder zugeführt werden, also als Schwaden über Dach wegziehen. Die Fläche zwischen Kurve 2 und 3 gibt diesen Flüssigkeitsverlust wieder. In diesem Falle ist natürlich auch die entsprechende Flüssigkeitswärme dieses Teils des Kondensates verloren.

Es besteht daher aller Grund, die durch Nachverdampfung entwickelten Dämpfe zu kondensieren und in den Kondensatkreislauf wieder einzuführen. Neuerdings sucht man diese Entspannungsdämpfe auch dadurch nutzbar zu machen, daß man sie sammelt und durch Strahlkompressoren wieder auf höheren Druck bringt, um sie so zum Heizen der Trockenzyylinder wieder brauchbar zu machen. Man kann die Apparatur noch wirksamer machen, wenn man das gesammelte Kondensat unter geringen Unterdruck setzt, so daß seine Dampfwicklung größer wird. Es zeigen sich durch solche Maßnahmen Wege, auf denen bei Trockenpartien noch erheblich Dampf zu sparen ist. Findet also auf irgendeine Art eine Wiederverwendung dieser Dämpfe statt, so ist die Nachverdampfung kein Verlust für den Wärmekreislauf, geschieht das nicht, so ist die Nachverdampfung ein reiner Verlustposten und zwar

sind diese Verluste besonders bei höheren Drücken, wie es in den Kurvenbildern von Abb. 57 zu ersehen ist, durchaus nicht zu unterschätzen. Um ihre Größenordnung zu erkennen, vergleicht man sie am besten mit dem in Arbeit umgesetzten Wärmegefälle einer Gegendruckturbine, die in den Druckgebieten von 15 ata 300° C auf 4 ata arbeitet und ein Wärmegefälle von  $66,2 \cdot 0,75 = 50$  kcal je 1 kg Dampf in Nutzleistung umsetzt. 1 kg Kondensat hat dagegen beim Austritt aus der Kocherschlange, wie oben errechnet, eine Nachverdampfung von 72,3 kcal, also um rund 50% mehr als wie das obige 1 kg Dampf unter den angegebenen Druckgrenzen in der Turbine in Nutzleistung umsetzt.

Die Nachverdampfung kommt in Fabrikbetrieben des öfteren vor, nützlich und schädlich, gewollt und ungewollt. In ersterem Sinn ist die physikalische Grundlage für die feuerlose Lokomotive und für den Ruths-Speicher. Bei jedem Kondensstopf tritt sie auf, verheerend sind die Wirkungen der Nachverdampfungen bei Dampfkesselexplosionen, denn erst die plötzliche durch augenblickliche Drucksenkung bewirkte Dampfungwicklung — Nachverdampfung größter und schnellster Art — schafft die Zerstörungen.

Die Größe der Nachverdampfung ist in normalem Betrieb einfach durch Druck- und Temperaturmessung vor und nach dem Kondensstopf festzustellen bzw. aus den Dampftabellen zu entnehmen. Es darf auch eine mäßige Dampfungwicklung hinter dem Kondensstopf nicht unbedingt als Undichtheit des Kondensstopfes angesehen werden. Eine geringe Dampfungwicklung muß wegen der Nachverdampfung vorhanden sein. Je nach Art der Kondensatmessung muß man aber den Nachverdampfungsverlust berücksichtigen, besonders wenn es sich um höhere Drücke in der Heizvorrichtung handelt. Der wirkliche Dampfverbrauch z. B. des Trockenzyinders ist also um den Nachverdampfungsverlust größer als der durch das Kondensat gemessene, falls man diese Dämpfe frei abziehen ließe. Das gewogene Kondensat muß also mit der untenstehenden Zahl korrigiert werden, z. B. Trockenzyinder Innendruck 3 ata, das Kondensat wurde gemessen, die Dämpfe der Nachverdampfung ließ man dabei ohne sie zu kondensieren in die Atmosphäre abziehen, der Kondensatverlust ist dann

$$\frac{q_3 - q_1}{r_1} = \frac{34,3}{540} = 0,063 \text{ kg,}$$

also von 1000 g Wasser vor dem Topf sind 63 g Wasser in Form von Nachverdampfung verdampft, so daß von den 1000 g Kondensat des Zylinders nur 937 g gewogen wurden. Für die verschiedenen Innendrucke habe ich die entsprechenden Zahlen zusammengestellt und auch die Zuschläge, die zu der Kondensatmessung zu machen sind, angegeben.

Um sich von diesen Nachverdampfungsverlusten bei Kondensatmessungen frei zu machen ist es zweckmäßig, das Kondensat mit den Dämpfen, die von der Nachverdampfung stammen, in einer Kühlvorrichtung zu kühlen und so auch diese Dämpfe zu kondensieren. Man erhält dann bei der Wägung den richtigen Wert des Kondensates.



Zahlentafel 40.

Innendruck in ata	Wasserverlust be- zogen auf 1 kg Kon- densat vor dem Topf	Wirklich gemessenes Kondensat bezogen auf 1 kg vor dem Topf	Korrekturzahl in %
1	0 g	1000 g	+ 0
2	38 „	962 „	+ 4
3	63 „	937 „	+ 6,5
4	81 „	919 „	+ 8,5
5	96 „	904 „	+ 10,2
6	109 „	891 „	+ 12
7	120 „	880 „	+ 13,8
8	131 „	869 „	+ 14,5

Anschließend mag noch angeführt werden, daß die Nachverdampfungsverluste der Kondenswasserableiter durch die sogenannten Kondensatrückspeicher vermieden werden; diese nehmen das Kondensat beim jeweiligen Innendruck des Heizkörpers auf und bringen es ohne Verluste an der Flüssigkeitswärme wieder in die Kessel. Diese Kondensatrückspeicher bieten rein wärmetechnisch also große Vorteile, betriebs-technisch viele Schwierigkeiten.

### III. Wärmeübertragung<sup>1)</sup>.

(Gekürzter Abdruck der Arbeit Laßberg: Wärmeübertragung mit besonderer Berücksichtigung der Verhältnisse in der Zellstoff- und Papierindustrie. Papierfabrikant 1925, Heft 9, S. 132 ff.)

In diesem Abschnitt ist in zusammenhängender Behandlung manches wiedergegeben, was in den früheren Abschnitten zerstreut gebracht werden mußte.

In der Wärmetechnik gehören die ganzen Gebiete der Wärmeübertragung und die Gebiete der Wärmeaustauschapparate im allgemeinen Sinne zu den schwierigsten Abschnitten, die teilweise noch sehr wenig bekannt sind. Grundlegende Arbeiten nach dieser Richtung waren die von Professor Mollier<sup>2)</sup> und die von Professor Dr.-Ing. Nusselt<sup>3)</sup>, der der Technik seit dieser Zeit viele wertvolle Arbeiten auf diesem Gebiet geschenkt hat. Später haben dann die verschiedenen Arbeiten des unter Geh. Reg. Rat Dr. phil. Dr.-Ing. e. h. Osc. Knoblauch stehenden Laboratoriums für technische Physik der Technischen Hochschule

<sup>1)</sup> Hauptsächlichste Arbeiten: Nusselt: Der Wärmeübergang in Rohrleitungen. Z. V. d. I. Bd. 61 (1917), S. 685; M. ten Bosch: Die Wärmeübertragung. Berlin: Julius Springer 1922; Spalckhaver und Schneiders: Die Dampfkessel (besonders theoretischer Teil bearbeitet von Kehler). 2. Aufl. Berlin: Julius Springer; Kammerer: Versuche an einem Stierling-Kessel. Z. Bayr. Rev.-V. 1916, S. 73 ff.; Gerbel: Die Grundgesetze der Wärmestrahlung. Berlin: Julius Springer 1917. Hütte 25. Aufl. Abschnitt Wärmeübertragung S. 446.

<sup>2)</sup> Mollier, R.: Über den Wärmedurchgang und die darauf bezüglichen Versuchsergebnisse. Z. V. d. I. 1897, S. 153 und 197.

<sup>3)</sup> Nusselt: a. a. O. siehe oben Anm. 1.

München vieles geklärt und wesentliche Fortschritte in der Forschung angebahnt.

Da diese Spezialfragen in der nächsten Entwicklung der Wärmewirtschaft der Papierindustrie noch an Bedeutung gewinnen werden, will ich versuchen, das einschlägige Gebiet in möglichst kurzer, einfacher Fassung wiederzugeben und hauptsächlich die verschiedenen Anwendungen in der Zellstoff- und Papierindustrie zu berücksichtigen. In allen möglichen Fällen des täglichen Betriebes ist die eingehende Kenntnis der Verhältnisse bei der Wärmeübertragung nötig.

#### a) Wärmedurchgang.

Die ganze Wärmeübertragung durch eine Heizwand an ein wärmeaufnehmendes Medium setzt sich zusammen aus:

1. dem Wärmeübergang an die Wand, und zwar
  - a) durch Berührung vom wärmeabgebenden Medium mit der Wand,
  - b) durch Wärmestrahlung von einer gegenüberliegenden heißen Wand, oder vom wärmeabgebenden Medium selbst;
2. aus der Wärmeleitung durch die Wand;
3. aus dem Wärmeübergang von der Wand an das wärmeaufnehmende Medium durch Berührung.

Bei den meisten Fällen wird der Vorgang in obiger Reihenfolge 1—2—3 durchlaufen, wobei die Wärmeaufnahme durch Strahlung vorhanden sein kann oder nicht. Im umgekehrten Sinne wird der Vorgang in allen jenen Fällen durchlaufen, bei denen es sich um Wärmeübertragung an die Außenluft handelt, also bei allen Raumheizungen, Wärmeverlusten von Rohrleitungen und dgl. Da die Wärmeübertragung durch Strahlung nur in besonderen Fällen und meist nur bei höheren Temperaturen auftritt, so kann sie vorerst ganz weggelassen werden, es wird daher vorerst nur die Wärmeübertragung durch Berührung behandelt; am Schluß der Arbeit sei auf einige dieser Sonderfälle eingegangen.

Die ganzen Wärmedurchgangerscheinungen kann man in zwei große Gruppen trennen, nämlich

1. in die gewollten, angestrebten, also in solche zum Heizen und Kochen im weitesten Sinne des Wortes, wobei der Wärmedurchgang und die gesamte Wärmeübertragung möglichst gut sein soll und wobei man ein Maximum der Wärmeübertragung anstrebt;
2. in die ungewollte Wärmeübertragung, d. i. das ganze große Gebiet der Wärmeverluste; diese sucht man zu beschränken und durch Isolation auf ein Minimum herabzusetzen.

Der ganze Wärmedurchgang von einem wärmeabgebenden Medium durch eine Wand an ein wärmeaufnehmendes Medium spielt sich dadurch ab, daß

1. die Wärme durch Berührung von dem wärmeabgebenden Medium an die Wand übergeht;
2. daß sie durch Leitung durch die Wand hindurchgeht;
3. daß sie durch Berührung mit dem wärmeaufnehmenden Medium von der Wand an dieses übergeht.

Für den ganzen Wärmedurchgang durch eine ebene Heizfläche sind folgende zwei Formeln grundlegend, die diesbezüglichen Buchstabenbezeichnungen sind in Abb. 58 eingetragen.

Die Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  schreibt sich:

$$I. \quad \kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

oder allgemein geschrieben, wenn nicht eine homogene Wand vorhanden ist, sondern durch Beläge, z. B. Kesselstein, Ruß usw., die Wärme durch mehrere Schichten hindurch muß:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Oft ist es auch günstiger, und die Formel wird durchsichtiger, wenn man statt mit der Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  mit dem umgekehrten Wert derselben, also mit

$$\frac{1}{\kappa} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}$$

rechnet. Diese reziproke Zahl von  $\kappa$  heißt dann der Wärmedurchgangswiderstand.

Streng genommen sind diese Formeln nur für ebene Wände gültig, in erster Annäherung aber auch für Rohre.

Die gesamte durch eine Heizfläche übergehende Wärme schreibt sich zu:

$$II. \quad Q = \kappa \cdot F \cdot z (t_1 - t_2)$$

dabei sind vor allem folgende Begriffsbestimmungen streng zu unterscheiden und festzuhalten.

Formel I bezieht sich auf die Wärmedurchgangszahl  $\kappa$ ; es ist das die Wärme, ausgedrückt in kcal, die durch 1 m<sup>2</sup> Fläche in 1 Stunde für 1° C Temperaturunterschied zwischen den beiden Medien von dem einen Medium zum andern hindurchgeht.  $\kappa$  wird also ausgedrückt in

$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } 0^\circ \text{C}}$  oder auch geschrieben kcal m<sup>-2</sup> st<sup>-1</sup> 0° C<sup>-1</sup>; es ist abhängig,

wie die Formel zeigt, von verschiedenen Einflüssen, von  $\alpha_1$  bzw.  $\alpha_2$ ,  $\delta$  und  $\lambda$ . Dabei ist:  $\alpha_1$  die Wärmeübergangszahl vom abgebenden Medium an die Wand, also die je 1 m<sup>2</sup> Fläche 1 Stunde und 1° C Temperaturunterschied, gemessen zwischen der Mitteltemperatur des Mediums  $t_1$  und der Temperatur der dazugehörigen Wand  $\vartheta_1$ , an diese übergehende

Wärme. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  wird also genau wie  $\kappa$  in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{st } 0^\circ \text{C}}$ , oder auch geschrieben kcal m<sup>-2</sup> st<sup>-1</sup> 0° C<sup>-1</sup>; ausgedrückt, nur ist natürlich

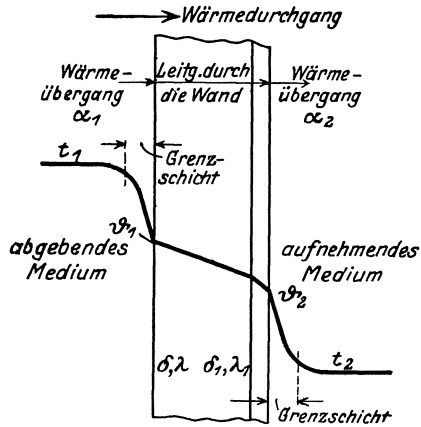


Abb. 58. Allgemeines Schema des Wärmedurchganges durch eine Wand.

der Temperaturunterschied, der zu ihrer Berechnung dient, ein anderer wie bei  $\kappa$ .

$\alpha_2$  ist die Wärmeübergangszahl von der Wand an das wärmeaufnehmende Medium; sonst sind alle Verhältnisse die gleichen wie bei  $\alpha_1$ . Der Temperaturunterschied bezieht sich hier auf den Unterschied zwischen der betreffenden Wandtemperatur  $\vartheta_2$  und der Mitteltemperatur  $t_2$  des wärmeaufnehmenden Mediums.

Der Ausdruck  $\frac{\delta}{\lambda}$  berücksichtigt die Verhältnisse der Wärmeaustauschwand.  $\delta$  ist die Dicke der Wand, bzw. wenn diese durch Inkrustationen verunreinigt ist, ist  $\delta_1, \delta_2 \dots$ , ausgedrückt in Meter, die Dicke dieser Inkrustationen.  $\lambda$  ist die Leitfähigkeit des Materials, bzw. bei mehreren Materialien  $\lambda_1, \lambda_2 \dots$ . Die Leitfähigkeit wird ausgedrückt in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m st } ^\circ\text{C}}$ , auch  $\text{kcal m}^{-1} \text{st}^{-1} ^\circ\text{C}^{-1}$  geschrieben; es ist dies die Wärmemenge, die durch einen Würfel von 1 m Kantenlänge in 1 Stunde bei 1 $^\circ\text{C}$  Temperaturunterschied zwischen zwei gegenüberliegenden Wänden von einer Wand zur anderen übergeht, wenn die vier anderen Wände als vollkommen wärmeisoliert betrachtet werden.

Auf die Verschiedenheit der bei  $\kappa$ ,  $\alpha$  und  $\lambda$  einzuführenden Temperaturunterschiede sei ausdrücklich nochmals aufmerksam gemacht. Hier ist auch ein Hinweis auf die alten und neuen Anschauungen nötig. Noch bis vor kurzer Zeit dachte man sich in einem Gefäß usw. eine Innentemperatur  $t_1$  und eine entsprechend niedrigere Wandungstemperatur  $\vartheta_1$ , also einen Temperatursprung zwischen Medium und Wand. Hydrodynamisch betrachtet, im Rohr nur eine konstante Geschwindigkeit und ein Gleiten an der

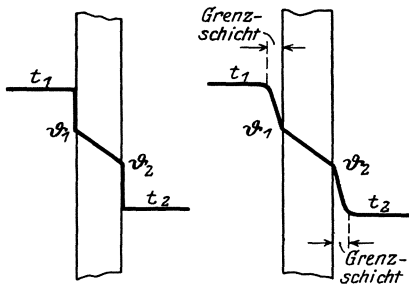


Abb. 59. Grenzschicht-Theorie.

a) Alte Anschauung. b) Neue Anschauung.

Wand. Nach den neuen, fruchtbaren Prandtl'schen Grenzschichttheorien stellt man sich die Strömungsvorgänge und die ähnlich gelagerten Temperaturverhältnisse an der Wand so vor, daß an der Wand eine dünne Grenzschicht, in der nur laminare Strömung herrscht und deren Wandschicht ruhend gedacht wird, haftet. In dieser Grenzschicht fällt die Temperatur von der Temperatur des Mediums zur Wandtemperatur ohne Sprung ab. Abb. 59 zeigt die alte Theorie (a) und die neue Prandtl-Kármánsche Grenzschichttheorie (b); je intensiver der Wärmeübergang ist, desto größer wird bei alleiniger Berührungsübertragung im allgemeinen auch der Unterschied der Temperaturen zwischen Medium und Wand sein<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> In der Zeitschr. f. angewandte Math. u. Mech., Jahrg. 1921, V. D. I.-Verlag, Berlin, sind eine Reihe lehrreicher Aufsätze mit vielen weiteren Literaturangaben veröffentlicht, die diese neue Grenzschichttheorie und damit im Zusammen-

Obige Begriffsbestimmungen und ihre Dimensionen müssen ganz klar erfaßt sein, sonst kommt man bei den Rechnungen aus Unklarheiten und begriffsverwirrenden Fehlern nicht heraus. Die Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  und die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  werden immer wieder verwechselt oder ungenau erfaßt<sup>1)</sup>.

Formel II bezieht sich auf die gesamte Wärmemenge, ausgedrückt in kcal, die durch eine Heizfläche in einer gewissen Zeit hindurchgeht. Sie ist abhängig von der Wärmeübergangszahl  $\kappa$ , ferner natürlich von der Fläche  $F$ , der Zeit  $z$  und dem ganzen Temperaturunterschied zwischen wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Medien ( $t_1 - t_2$ ).

Nach diesen grundlegenden Angaben sollen zuerst die Größen besprochen werden, von denen die Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  abhängig ist. Die Formel I zeigt, daß sie von der bekannten Dicke  $\delta$  und von der meist mit hinreichender Genauigkeit bekannten Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Materials abhängt<sup>2)</sup>. Außerdem hängt  $\kappa$  ab von  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ , also von der Wärmeübergangszahl des wärmegebenden Mediums an die Wand bzw. der Wärmeübergangszahl von der Wand an das aufnehmende Medium ab. Diese  $\alpha$ -Zahlen sind für  $\kappa$  das Bestimmende und Wichtige. Für bestimmte einfach gelagerte Fälle sind diese  $\alpha$ -Zahlen wohl genau erforscht und durch Formeln festgelegt. In der Praxis sind jedoch die Verhältnisse oft viel verwickelter, sodaß die  $\alpha$ -Zahlen nur als erste Annäherungswerte zu betrachten sind. Nur bei ganz genau geometrisch umschriebenen Bedingungen der Heizfläche und genauer Kenntnis der wärmeaustauschenden Medien auch nach Strömungsart, Geschwindigkeit usw. ist eine genaue Rechnung möglich, und das auch nur dann, wenn reine Heizflächen vorliegen.

### b) Die Wärmeübergangszahl.

Die Wärmeübergangszahlen sind es also, die zu studieren sind und die verbessert werden müssen, wenn man die ganze Wärmedurchgangszahl durch die Heizfläche verbessern will. Der innere Aufbau und die verschiedenen Einflüsse, denen  $\alpha$  unterliegt sind wesentlich verwickelter als wie bei der Wärmedurchgangszahl  $\kappa$ .

Um die Wärmeübergangszahlen zu verbessern, muß man zuerst wissen, wovon sie abhängig sind. Diese  $\alpha$ -Werte sind abhängig:

1. von der physikalischen Beschaffenheit des wärmeabgebenden bzw. wärmeaufnehmenden Mediums;

---

hang das Turbulenzproblem und den Wärmeübergang bei laminaren und turbulenten Grenzschichten behandeln. Verfasser sind: Prandtl-Kármán, Latzko, Pohlhausen, Schiller, Noethe.

<sup>1)</sup> Im Buch von Hausbrand: Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Berlin: Julius Springer, ist vielfach statt Wärmedurchgangszahl der Ausdruck Wärmeübergangszahl und statt Wärmeübergangszahl der Ausdruck Wärmeteilübergangszahl gesetzt. Das Buch enthält im übrigen für alle möglichen Fälle ein großes in Zahlentafeln zusammengestelltes Erfahrungsmaterial.

<sup>2)</sup> Die wichtigsten in Frage kommenden Werte für die Wärmeleitzahl siehe Tafel 5 S. 270.

2. von den Strömungsgeschwindigkeiten;
3. von der Art der Strömung zur Heizfläche;
4. von der Beschaffenheit der Heizfläche, und zwar nach ihrer Art und Größe, von ihrer Oberflächenbeschaffenheit, von ihrer Reinheit usw.;
5. von der absoluten Temperaturhöhe;
6. von den mittleren Temperaturunterschieden der wärmeaustauschenden Medien.

Diese verschiedenen Einflüsse, die oft übereinander gelagert auftreten, sollen kurz beleuchtet werden.

Bei der Beurteilung der physikalischen Beschaffenheit handelt es sich darum, ob die Wärme von Luft, von Gasen im allgemeinen Sinn einschließlich des hierhergehörigen überhitzten Wasserdampfes, von nichtsiedendem, von siedendem Wasser oder von kondensierenden Dämpfen, meist Wasserdampf, abgegeben bzw. aufgenommen wird. Um eine Vorstellung von der Größenordnung der  $\alpha$ -Zahlen zu geben, seien folgende ungefähren Werte angegeben:

Luft . . . . .	4 ~	10
überhitzter Wasserdampf . . . . .	10 ~	20
Rauchgase . . . . .	15 ~	25
strömendes, nicht siedendes Wasser . . .	2000 ~	4000
siedendes Wasser . . . . .	2000 ~	6000
kondensierender Wasserdampf. . . . .	5000 ~	12000

Wichtig ist vor allem der Wärmeübergang von und an Luft. Aus Abb. 60<sup>1)</sup> ist die Wärmeübergangszahl einer geheizten ebenen Wand an Luft zu entnehmen. Die Kurve zeigt, daß diese  $\alpha$ -Zahl mit der Luftgeschwindigkeit stark wächst. Bei natürlicher Luftströmung durch den Auftrieb infolge Erwärmung ist die Luftgeschwindigkeit wesentlich kleiner und damit liegen die Werte  $\alpha_1$  innerhalb der oben angegebenen Grenze. Die Wärmeübergangszahl von allen Gasen ist im Vergleich zu den Werten für gesättigten Wasserdampf und Wasser sehr klein. Dies hat zur Folge, daß der Wärmeübergang von kondensierendem Wasserdampf im Kondensator z. B. auch schon durch ganz geringe Beimengungen von Luft sehr stark herabgesetzt und damit das Vakuum sehr verschlechtert wird. Über die schädlichen Einflüsse von Luftbeimengungen für Kondensatorflächen, Kühlwassermengen und Luftpumpenarbeit hat ausführlich Hoefler<sup>2)</sup> berichtet. Selbstverständlich ist Luft bei jedem Kondensationsvorgang schädlich, also auch in Trockenzylindern, in Dampfwasservorwärmern usw. Bei allen Apparaturen, wo mit Vakuum gearbeitet wird, ist natürlich die Möglichkeit, daß Luft durch Undichtheit in die Leitung usw. eintritt besonders groß.

<sup>1)</sup> Nusselt: Kühlung einer ebenen Wand durch einen Luftstrom. Gesundheitsing. 1922, S. 641.

<sup>2)</sup> Hoefler: Berechnung und Betriebsverhältnisse der Oberflächenkondensatoren unter Berücksichtigung der in den Kondensator eindringenden Luft. Z. V. d. I. Bd. 63 (1919), S. 629.

Angenommen, ein Trockenzylinder verarbeitet in der Stunde 200 kg Dampf, der Dampf habe 0,01 Gewichtsprozent Luft als Mittelwert von verschiedenen Versuchswerten von Josse<sup>1)</sup>, so werden bei Kondensation in der Stunde 0,02 kg Luft frei. 1 m<sup>3</sup> Luft wiegt 1,29 kg, 0,02 kg entspricht also 16 Liter Luft je Zylinder und Stunde, bezogen auf 0° C und 760 mm Quecksilbersäule. Wissenswert ist in diesem Zusammenhang die Luftmenge, die in einem Ritter-Kellner-Kocher bei Kondensation des Dampfes frei wird.

Rechnet man wieder mit 0,01 Gewichtsprozent Luft im Dampf, ferner mit einem 20-t-Kocher und 50 000 kg Dampfverbrauch je Kochung, so ergibt sich eine freiwerdende Luftmenge von 5 kg, was, auf 0° und 760 mm bezogen, die ansehnliche Menge von 4 m<sup>3</sup> Luft ergibt, die sich oben im Kocher ansammelt, und die auch abgelassen wird. Bei höheren Temperaturen und Drücken ist das Luftvolumen natürlich noch entsprechend umzurechnen. Nach den genannten Versuchen von Hoefler kann die Luftbeimengung im Dampf aber noch viel größer sein und bis 0,11, also auf mehr als das Zehnfache obiger Zahl steigen. In manchen Fällen wurden sogar noch größere Luftbeimengungen festgestellt. Sie kann andererseits auch kleiner als 0,01 Gewichtsprozent sein. Die Menge des Luftgehaltes im Dampf hängt sehr viel von der Art der Kondensatrückführung im Werk und der ganzen Art der Speisewasseraufbereitung ab und ist starken Schwankungen unterworfen.

Den großen Einfluß der Luft bei Kondensationsvorgängen zeigt auch die Tatsache, daß nach Josse bei nur 5/100 Gewichtsanteilen Luft im Kondensatordampf die Wärmeübergangszahl auf die Hälfte herabgemindert wird, andererseits konnte derselbe bei Oberflächenkondensatoren unter ausnahmsweise günstigen Verhältnissen eine Wärmeübergangszahl  $\alpha$  von 30 000 feststellen.

Im Zusammenhang damit ist zu betonen, daß Luft, so schädlich sie für die  $\alpha$ -Werte bei Kondensationsvorgängen ist, so förderlich ist sie bei

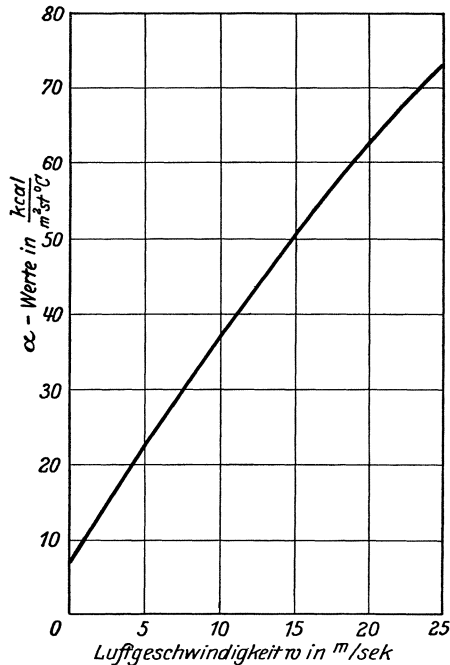


Abb. 60. Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  für Luft.

Den großen Einfluß der Luft bei Kondensationsvorgängen zeigt auch die Tatsache, daß nach Josse bei nur 5/100 Gewichtsanteilen Luft im Kondensatordampf die Wärmeübergangszahl auf die Hälfte herabgemindert wird, andererseits konnte derselbe bei Oberflächenkondensatoren unter ausnahmsweise günstigen Verhältnissen eine Wärmeübergangszahl  $\alpha$  von 30 000 feststellen.

Im Zusammenhang damit ist zu betonen, daß Luft, so schädlich sie für die  $\alpha$ -Werte bei Kondensationsvorgängen ist, so förderlich ist sie bei

<sup>1)</sup> Josse: Versuche an Oberflächenkondensatoren, insbesondere für Dampfturbinen. Z. V. d. I. 1909, S. 322 ff.; Josse: Mitteilungen des Maschinen-Laboratoriums, Charlottenburg, Heft 5.

Verdampfungsvorgängen. Fehlt Luft im Wasser, so wird die Verdampfung verzögert, es tritt der bekannte Siedeverzug auf und der Innendruck für luftfreies Wasser wird sehr groß. Nahezu luftfreies Wasser verdampft bei Atmosphärendruck explosionsartig bei rund 200° C. Die Vorgänge, die luftarmes Wasser mit sich bringt, können auf der Trockenpartie, besonders in den hinteren Partien, wo die Masse schon stark

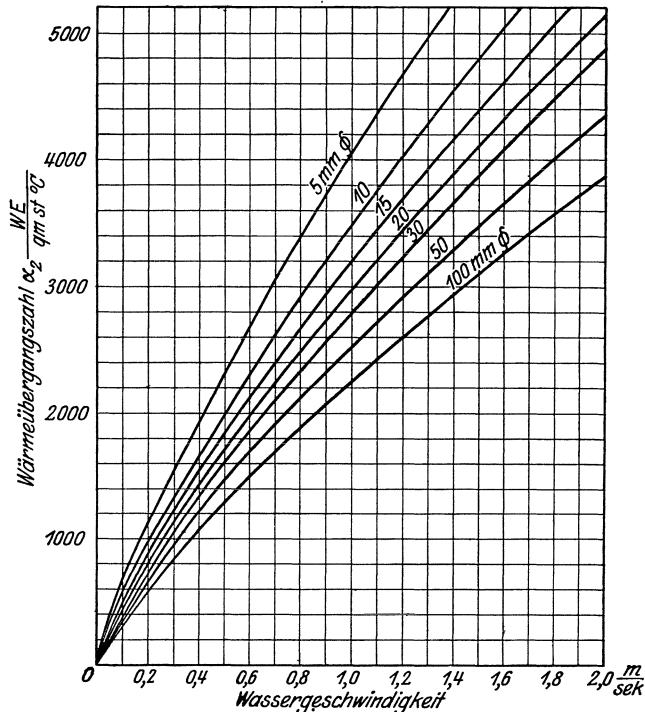


Abb. 61. Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  für strömendes, nicht siedendes Wasser.

ausgedampft ist, vielleicht von Bedeutung werden und die Verdampfung verzögern bzw. absatzweise gestalten.

Die Fälle von Wärmeübergang von oder an Gase im allgemeinen Sinne kommen vor bei sämtlichen Kesselfeuerungen, Rauchgaswassertorwärmern<sup>1)</sup>, den Rauchgasluftwärmern, jeder Raumheizung, bei den Gaskühlern hinter den Kiesröstöfen; überall finden wir auf der Gasseite, außerordentlich kleine  $\alpha$ -Werte, deren Erhöhung mit allen Mitteln angestrebt werden muß. Zu den Gasen zählt auch überhitzter

<sup>1)</sup> Reiher: Wärmeübertragung von strömender Luft an Rohre und Rohrbündel im Kreuzstrom. 1925. V. D. I.-Verlag, Berlin. In dieser sehr ausführlichen Arbeit sind Tafeln für  $\alpha$  Werte und zwar für geradlinige und versetzte Anordnung von Ekonomiser-Rohren enthalten.



Wasserdampf, was ausdrücklich zu bemerken ist. Seine Überhitzungswärme nimmt er auf im Überhitzer, er gibt sie ab in den Heizvorrichtungen.

Der Wärmeübergang an nicht siedendes Wasser kommt hauptsächlich bei allen möglichen Wasservorwärmern vor, insbesondere den Speisewasservorwärmern<sup>1)</sup>. Dann vor allem bei der ganzen indirekten Kochung, sowie bei der außerhalb des Kochers geführten Frischlaugenanwärmung, mag diese nun auf welche Art auch immer geschehen. Abb. 61 gibt die von ten Bosch<sup>2)</sup> zusammengestellten und durch Kehrer in dem Buch „Die Dampfkessel“<sup>3)</sup>, dem auch Abbildung 61

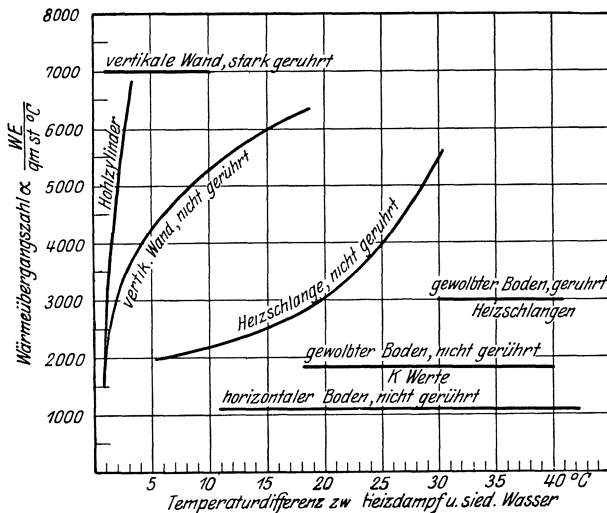


Abb. 62. Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  für siedendes Wasser.

entnommen ist, wiedergegebenen Werte, die zugleich die starke Abhängigkeit der  $\alpha$ -Werte vom Rohrdurchmesser und der Geschwindigkeit zeigt. An Hand dieser Kurvenschar ist es möglich, für viele Fälle der Praxis sich die geeigneten  $\alpha$ -Werte auszuwählen.

Der Wärmeübergang an siedendes Wasser tritt vor allem im Dampfkessel auf. Hier gibt Abb. 62 von den gleichen Verfassern Anhaltspunkte für die Bestimmung von  $\alpha$ . Zugleich ist aus der Abbildung der Einfluß der Zirkulation des Wassers und der Lage der Heizfläche, ob senkrecht oder wagerecht, zu entnehmen. Senkrechte Heizflächen mit Rührwerken geben jedenfalls sehr gute Ergebnisse, was auch in der

<sup>1)</sup> Versuche über den Einfluß der Wasserführung auf den Wärmedurchgang durch Ekonomiserheizfläche. Z. bayr. Rev.-V. 1909, S. 185ff.; Deinlein: ebenso. Z. Bayr. Rev.-V. 1914, S. 21ff.

<sup>2)</sup> Bosch, M. ten: Die Wärmeübertragung, S. 95. Berlin: Julius Springer.

<sup>3)</sup> Spalckhaver und Schneiders a. a. O. siehe Fußnote 1 S. 235.

Wirthschen Apparatur für Ablaugeeindampfung erkannt und verwirklicht ist.

Es kommt nun natürlich der ganze Umfang der verschiedenen Einflüsse, die hier einzeln behandelt sind, immer zweifach vor, ein Medium gibt Wärme ab, das andere nimmt auf. Daraus ergeben sich die verschiedensten Fälle. Die Wärmedurchgangszahl ist dabei dann am kleinsten, wenn mindestens ein Gas beim Wärmeaustausch beteiligt ist, am größten dann, wenn bei reinen Wärmeaustauschflächen kondensierender Wasserdampf seine Wärme an siedendes Wasser abgibt, wie das z. B. bei den Ablaugeeindampfanlagen durch komprimierten Brügendampf der Fall ist. Dazwischen liegen all die vielen anderen Werte, je nach den  $\alpha$ -Zahlen der wärmeabgebenden und -aufnehmenden Medien.

Über den Einfluß der sogenannten wärmehemmenden Ablagerungen auf den Wärmeaustauschflächen, also Kesselstein, Ruß, Flugasche, Rohrstein, Öl, ist folgendes zu sagen. Es ergibt sich die im ersten Augenblick vielleicht verblüffende Tatsache, daß in vielen Fällen der Einfluß des Materials der Wand, sowie der beiderseitigen Ablagerungen auf der den Wärmeaustausch besorgenden

Wand, die durch das Glied  $\sum \frac{\delta}{\lambda}$  berücksichtigt werden, fast ohne

Einfluß auf die Größe der Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  sind. Es hängt dies mit der Verschiedenheit der Wärmeübergangszahlen, anfangend mit ganz kleinen, von 4 bis 10 bei Luft und Gasen, bis hinauf zu den ganz großen von rund 10000 bei kondensierendem Wasserdampf, zusammen. Sind zwei oder auch nur einer der beiden am Wärmeaustausch beteiligten  $\alpha$ -Werte klein, so tritt der andere  $\alpha$ -Wert, wenn er sehr groß ist, ebenso wie der Wandeinfluß in seiner Größe bis zur Vernachlässigbarkeit zurück. In diesem Fall ist also die Materialart der Heizfläche sowie die Art ihrer Verunreinigung, was den Wärmedurchgang betrifft, belanglos.

Es ist dies der Fall bei Kesselheizflächen<sup>1)</sup> und Ekonomiserheizflächen. Unterstrichen muß aber werden, daß durch solche Verunreinigungen, besonders durch Kesselstein im Kessel, die Wandaußentemperatur der Bleche sehr hoch werden kann, was die Blechfestigkeit sehr nachteilig beeinflusst. Die Schädlichkeit des Kesselsteins liegt also hier in der Gefährdung der Betriebssicherheit. Die folgende Zahlentafel<sup>2)</sup> zeigt den Einfluß wärmehemmender Ablagerungen auf Kesselheizflächen, sowohl nach der Beeinflussung der Wärmedurchgangszahl hin wie mit Bezug auf die Blechaußentemperatur. Überraschend ist, wie wenig selbst starke Ablagerungen die Wärmedurchgangszahlen beeinflussen. Im Gegensatz dazu muß aber der Einfluß des Materials der Wand und

<sup>1)</sup> Eberle: Versuche über den Einfluß des Kesselsteins auf den Wärmedurchgang. Z. Bayr. Rev.-V. 1909, S. 63; Reutlinger: Über den Einfluß des Kesselsteins und ähnlicher wärmehemmender Ablagerungen auf die Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit von Heizvorrichtungen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 94.

<sup>2)</sup> Spalckhaver: a. a. O., S. 30. Siehe Fußnote 1 S. 235.

Zahlentafel 41.

Art der Wandung	Wärmedurchgangszahl	stündliche durch 1 m <sup>2</sup> hindurchgehende Wärmemenge	Äußere Wandtemperatur
Reine Eisenwand von 18 mm Stärke . . . . .	19,8	10000	195,4
18 mm Eisenwand mit 5 mm Kesselstein . . . . .	18,9	9650	219,4
0,25 mm Flugasche auf 18 mm Eisenwand . . .	18,9	9650	219,4
0,25 mm Flugasche, 18 mm Eisenwand, 5 mm Kesselstein und 0,25 mm Ölbelag	17,3	8810	260,1

der inkrustierenden Beläge sehr wohl berücksichtigt werden, wenn beide  $\alpha$ -Werte groß sind. Der Belag stört dann den Wärmedurchgang sehr. Es ist das der Fall bei Mitscherlich-Kochschlangen, noch mehr bei den Ablaugeneindampfanlagen, bei allen Dampfwasservorwärmern usw. Bei diesen Wasservorwärmern durch Dampf, die in allen möglichen Arten im Betrieb vorkommen, besonders auch als Vorwärmer, zur Anwärmung der Frischlaugung mit Entspannungsdämpfen aus den Kochern, bei denen also  $\alpha_1$  ungefähr zu 10000 für kondensierten Dampf, und zu rund 4000 für das nicht siedende Wasser auf der Gegenseite genommen werden kann, bei denen also beide  $\alpha$ -Werte hoch, die Werte  $\frac{1}{\alpha}$  sehr klein sind, muß das ebenfalls kleine Glied  $\frac{\delta}{\lambda}$  großen Einfluß haben. In der Tat bewirkt in solchen Apparaten eine Kesselsteinschicht von nur rund 0,2 mm Stärke eine Verschlechterung von 20% im Wärmedurchgang, ein Steinbelag von 2 mm eine Verschlechterung von 70%. Es ist dies auch der Grund, warum in Ablaugeneindampfapparaten mit Brühdampf die Kalkablagerungen schon in ganz dünnen Schichten die Heizwirkung so außerordentlich herabsetzen.

Je kleiner also ein  $\alpha$ -Wert ist, um so weniger Schaden für den Wärmedurchgang bewirken die Ablagerungen auf den Heizflächen, und umgekehrt. Dabei ist der kleinere von den beiden  $\alpha$ -Werten immer der maßgebende.

Der Wärmeübergang von kondensierendem Wasserdampf gehört zu den häufigsten Erscheinungen und tritt besonders bei den Oberflächenkondensatoren, in jedem Trockenzyylinder, in jeder Dampfheizungsanlage, in den Schlangen der Mitscherlich-Kocher usw. auf. Die Wärmeübergangszahl vom kondensierenden Wasserdampf an die Heizfläche ist sehr groß, und werden Werte von normal 7000 bis 10000 erreicht. Die Werte sind um so höher, je besser für Fortschaffung der Luft, die in mehr oder weniger großer Menge bei jedem Kondensationsvorgang frei wird, gesorgt ist, und je besser das Kondensat entfernt wird. Kondensatniederschlag, selbst in dünnen Schichten von einigen Hundert-

stel-Millimetern<sup>1)</sup> an der Heizfläche, ist in jedem Fall ein großes Hindernis für den Wärmedurchgang, da Wasser infolge seiner verhältnismäßig niedrigen Wärmeleitfähigkeit isolierend wirkt. Das ist ja auch der Grund, warum in den Trockenzylindern nie mit dem vollen  $\alpha$ -Wert für kondensierenden Wasserdampf gerechnet werden darf, da sich nach der allgemeinen Anschauung über Kondensationsvorgänge<sup>2)</sup> auf der Kondensationsfläche eine laminare Wasserschicht bildet, deren Relativbewegung zum Trockenzylinder gleich Null ist, die also mit diesen umläuft. Es kommt also eigentlich der Wärmeübergang vom kondensierenden Wasserdampf an diese Wasserschicht in Frage, und erst diese überträgt die Wärme durch Leitung an die Zylinderwand. Bei intensivem Wärmeübergang kann die Temperaturabnahme von der Mitteltemperatur des Mediums bis zur Wand in dieser sehr dünnen Grenzschicht recht groß werden. Zu bemerken ist, daß die Wärmeübergangswerte  $\alpha$  von anderen kondensierenden Dämpfen sich nicht mit den  $\alpha$ -Werten für Wasserdampf decken, z. B. ist für Alkoholdampf nur 25% der Werte für Wasserdampf einzusetzen, was für die Alkoholkondensatoren bei den Rektifizierapparaten der Sulfitspritzfabriken wichtig ist<sup>3)</sup>.

Wenn auch die physikalische Beschaffenheit der wärmeaustauschenden Medien von größter Bedeutung ist, so gibt es noch eine ganze Reihe anderer oben aufgezählter Einflüsse. Vor allem ist es die Strömungsgeschwindigkeit, die die  $\alpha$ -Werte stark zu deren Gunsten beeinflusst, Bewegung der wärmeaustauschenden Medien befördert den Wärmeaustausch sehr. Offenbar steigt der Wärmeübergang direkt mit der Zahl der Moleküle, die in der Zeiteinheit die wärmeaustauschenden Wände berühren. Manches läßt sich hier durch die Brownsche Bewegung erklären<sup>4)</sup>. Die Gase oder Flüssigkeiten bestehen aus einer großen Anzahl kleinster Moleküle, die sich ständig mit großer Geschwindigkeit bewegen, und zwar auch bei ruhender Flüssigkeit und bei ruhenden Gasen. Die Moleküle fliegen im Raume herum, stoßen sich mit anderen, werden zurückgeworfen, stoßen sich wieder usw. Kommt noch eine von außen künstlich geschaffene Bewegung dazu, so gelingt es dem Molekül um so eher, an die Wand zu kommen und dort seine Wärme abzugeben bzw. solche aufzunehmen, um dann wieder von der Wand abzuprallen und einem anderen Platz zu machen. Diese Art der Wärmeübertragung nennt man Konvektion.

Abb. 61 zeigte, wie sehr sich der Wärmeübergang mit der Geschwindigkeit ändert, die Mittelwerte liegen hier bei 3000—4000. Bei kleinen Geschwindigkeiten, also fast ruhendem Wasser, werden diese  $\alpha$ -Werte sehr klein. Diese Tatsache ist wichtig für die Heizung der Kochern durch Schlangen. Die Strömung auf der Laugenseite ist hier

<sup>1)</sup> Heuser: Über Oberflächenkondensatoren von A. Ginabat. Wärme 1924, S. 573 ff.

<sup>2)</sup> Nusselt: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Z. V. d. I. Bd. 60 (1916), S. 541.

<sup>3)</sup> Bosch, M. ten: a. a. O., S. 109, siehe Fußnote 2, Seite 243.

<sup>4)</sup> Perrin: Die Brownsche Bewegung und die wahre Existenz der Moleküle. Verlag Steinkopf, Dresden 1910; Meyer: Kinetische Gastheorie; Mises, von: Brownsche Bewegung. Phys. Zeitschrift 1920, S. 225, 156.

sehr gering, meist nur durch den Wärmeeuftrieb unterhalten, also praktisch fast Null zu setzen. Für ruhendes Wasser muß also  $\alpha$  zu 300 bis 500 und noch niedriger angenommen werden, selbstverständlich ist die hier in Frage kommende Frischlauge nach den Wärmeübergangsgesetzen für Wasser zu behandeln. Nach meinen, mit reinen Mitscherlich-Kochungen gemachten Versuchen ergab sich ein mittleres  $\alpha$ , ungefähr gleich  $\alpha_2$ , von nur 155 kcal je  $1\text{m}^2$ , Stunde und  $1^\circ\text{C}$ , also bedeutend kleiner wie 300. Es ist dies ein Zeichen, daß der Rohrsteinbelag gegen Ende der Kochung den Wärmedurchgang sehr ungünstig herabsetzte und daß die damalige große Länge der Rohrschlangen die Wirkung beeinträchtigte. Auch bei den Trockenzylindern der Zellstoffentwässerungs- und Papiermaschinen liegen ähnliche, noch ungünstigere Verhältnisse vor. Außen, vollkommen ruhend zur Heizfläche die nasse Stoffbahn, innen im Zylinder ruhender Dampf, an dem die Heizfläche mit kleinen Geschwindigkeiten von 0,2 m bis 4 m in der Sekunde vorbeigeführt wird. Nach Versuchen, die ich an Trockenpartien einer großen Zellstoffentwässerungsmaschine machte, ergibt sich als Mittelwert über die ganze Maschine ein  $\alpha \simeq 100 \simeq \alpha_2$ ; das sind ausdrücklich Mittelwerte; auf den vorderen Zylindern, auf denen die Bahn noch sehr naß war, kam man auf Wärmedurchgangszahlen und Wärmeübergangszahlen vom Zylinder an die Stoffbahn von etwa 180, während diese Zahlen bei den hinteren Zylindern und sehr trockner Zellstoffbahn bis auf 70 und 60 fallen. Bei den großen Zylindern der Selbstabnahmemaschine findet man Werte von 300—340, die Wärmedurchgangszahlen der übrigen Papiermaschinen deren genaue Untersuchung noch zu erfolgen hat, liegen zwischen diesen Werten.

Bei den eben geschilderten Verhältnissen waren die Geschwindigkeiten sehr gering. Ganz sicher aber übt auch diejenige Heizfläche die größte Wärmeübertragung aus, die von den meisten, schnell sich berührenden Molekülen getroffen wird. Je mehr Moleküle die Wand berühren, desto mehr Wärme wird abgegeben bzw. aufgenommen. Die Moleküle verlieren dabei beim Aufprall an Wärme, die Wirkung muß also am größten sein, wenn immer neue, nicht abgearbeitete Moleküle an die Wand geführt werden. Das wird durch lebhaft turbulente Strömung unterstützt.

Ebenso wie von der Strömungsgeschwindigkeit, hängen die Wärmeübergangswerte stark von der Art der Strömung, ob Gleichstrom, Gegenstrom oder Kreuzstrom ab. Gleichstrom liegt vor, wenn die zwei wärmeaustauschenden Medien sich in gleicher Richtung bewegen, Gegenstrom, wenn sie sich entgegengesetzt bewegen, Kreuzstrom<sup>2)</sup> dann, wenn sich die Heizgase und Wasser senkrecht treffen, wie z. B. bei Rauchgaswasservorwärmern. Die günstigste Wärmeübertragung erfolgt bei Gegenstrom, dann folgt Kreuzstrom, dann Gleichstrom. Die Austrittstemperaturen des geheizten Mediums werden bei Gleichstrom nie die Austrittstemperaturen des heizenden Mediums ganz erreichen,

<sup>1)</sup> Nusselt: Der Wärmeübergang in Kreuzstrom. Z. V. d. I. 1911, S. 2021. Reiher: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 242.

während bei Gegenstrom die Austrittstemperaturen des geheizten Mediums die Eintrittstemperaturen des Heizenden erreichen können. Gegenstrom erlaubt also bei sonst gleichen Verhältnissen die Erreichung der höchsten Temperaturen.

Von der geometrischen Gestaltung der Heizfläche, also ob Rohr, ob Fläche, ob klein oder groß, sowie von ihrer Lage, ob wagerecht oder senkrecht, ferner von ihrer Oberflächenbeschaffenheit, ob glatt oder rau, sowie davon, ob metallisch rein oder mit hindernden Ablagerungen bedeckt, hängt außerordentlich viel für die Wärmeübergangszahlen ab. Das Material der Wärmeaustauschwand spielt demgegenüber eine recht untergeordnete Rolle. Besonders ist wieder auf den großen Unterschied zwischen senkrechten und wagerechten Heizflächen bei Übertragung von Wärme an siedendes Wasser hinzuweisen (siehe Abb. 62). Darauf beruhen zum wesentlichen die vorzüglichen Leistungen der Steilrohrkessel mit sehr steil geneigten Heizflächen der Wasserrohre, an denen die Dampfblasen des Wassers gut aufsteigen können.

Kurze Rohre übertragen die Wärme besser als lange<sup>1)</sup>; so sinkt z. B. die Wärmeübergangszahl in einem 6 m langen Versuchsrohr in den ersten zwei Metern von ihrem höchsten Wert stark ab. Im Rohr sind beim Wärmeaustausch stets zwei Bereiche zu unterscheiden: 1. der hydrodynamisch unausgebildete Zustand im Rohranfang, 2. der hydrodynamisch ausgebildete, bei dem sich die einzelnen Querschnitte längs der Strömungsrichtung nicht mehr voneinander unterscheiden. Der erste bietet ungeordnete Verhältnisse, Wirbel usw. und daher bessere Bedingungen für guten Wärmeübergang. Rohre von kleinem Durchmesser sind besser als solche von großem, da im letzteren Falle die Moleküle des Rohrkernes viel seltener und viel schwieriger sich zu den Wandungen zur Abladung oder zur Aufnahme von Wärme durcharbeiten können. Der Kern bleibt also im Wärmeaustausch zurück, die Mitteltemperatur sinkt bei sonst gleichen Verhältnissen mit der Zunahme der Durchmesser. Die sogenannten Anlaufs- oder Anfangsstrecken in Rohrleitungen sind die wirksamsten. Die Flüssigkeiten oder Gase strömen in gewissen Wirbelbewegungen, die den Wärmeübergang begünstigen, in die Rohre ein. Im weiteren Verlauf der Rohrstrecke bilden sich dann parallele Fäden, die Außenschichten nehmen am Wärmeaustausch lebhaft teil, die Kernströmung bleibt in der Temperatur zurück. Ähnlich ist es, wenn Flüssigkeiten oder Gase Wärme nach außen abgeben sollen; weite gerade Rohre sind ungünstiger als enge, nicht zu lange. Richtungsänderungen, welche die Medien in sich mischen, auch diesbezügliche Einbauten, sind günstig.

Also kurze Rohre, kleine Durchmesser! Abschreckende Beispiele dieser Art waren in Zellstoffabriken vor allem die alten Röstgaskühler, Bleirohre von 400 mm Durchmesser, bei denen natürlich die Kernströmungen gar nicht mehr an der Kühlwirkung teilnehmen. Die rechteckigen Jung und Lindig-Kühler brachten wenigstens häufige Richtungsänderungen, allerdings auch bei den falschen großen Querschnitten.

<sup>1)</sup> Nusselt: Die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahlen von der Rohrlänge. Z. V. d. I. 1910, S. 1154.

Die neuen stehenden, in verschiedene Rohrlängen aufgeteilten Gaskühler sind in dieser Hinsicht besser. Fehlerhaft sind in dieser Richtung auch zu lange Kocherschlangen, die nur in den ersten Metern wirklich gut arbeiten. Häufige Unterteilung in kurze Strecken, die mit Rücksicht auf die Durchbrechungen des Kochermantels nicht zu weit getrieben werden kann, ist anzustreben. Die größte Heizwirkung wird immer da beobachtet, wo der meiste Dampf an die Heizfläche strömt. Die durchschnittliche Leistung einer Heizfläche nimmt ungefähr mit der Wurzel aus der Heizflächengröße ab, deshalb ist der Wärmeaustausch in entsprechenden Rohrleitungen am günstigsten, auf großen geheizten Böden schlechter. Bei Rohrbündeln sind die Wärmeübergangszahlen wieder andere wie bei einzelnen Rohren<sup>1)</sup>. Vergleiche haben gezeigt, daß es zweckmäßig ist die Rohre hier versetzt anzuordnen.

Die Oberflächenbeschaffenheit spielt auch viel mit. Die frühere Annahme, daß technisch glatte Rohre beste Wärmeübergangszahlen haben, ist nicht gerechtfertigt, es bilden sich dort zu leicht sogenannte laminare Grenzschichten, wie oben schon beim Trockenzyylinder erwähnt, die im Verhältnis zur Wand keine Bewegung haben und den Wärmeübergang an die Wand empfindlich herabdrücken. Rauhe Rohrflächen sind günstig<sup>1)</sup>. Sind gewisse Rauigkeiten vorhanden, so können sich diese laminaren Schichten nicht so gut halten, sie werden durch dazwischenliegende Unebenheiten zerstört, Wirbelbewegungen und Turbulenzerscheinungen überwiegen dann, die für den Wärmeübergang weit besser sind, da sie mehr Molekülen die Berührung mit der Wand ermöglichen<sup>2)</sup>. Welchen Einfluß die verschiedenen wärmehemmenden Ablagerungen auf den Wärmeübergang haben und wann sie besonders berücksichtigt werden müssen, ist bereits oben gezeigt. Besonders zu betonen ist hier noch, daß neben den allgemein bekannten Inkrustationen, wie Kesselstein, Rohrstein usw., vor allem auch ruhende Kondensatschichten, Luftschichten und Wasserdampfschichten auf den Heizflächen zu den wärmehemmenden Ablagerungen zu zählen sind.

Daß die absolute Temperaturhöhe der wärmeaustauschenden Medien eine Besserung der  $\alpha$ -Werte bringt, ist nicht hinreichend genug bekannt. Es hängt das mit der Steigerung der Molekulargeschwindigkeit bei höheren Temperaturen zusammen, es werden also die Moleküle hier beweglicher, der Wärmeaustausch lebhafter. Die Vergrößerung, die in den Wärmeübergangszahlen mit steigender Temperatur eintritt, ist oft nicht unerheblich<sup>3)</sup>.

#### c) Verbesserung der Wärmedurchgangszahl.

Ich habe nun in einer ganzen Reihe von Fällen ausgeführt, von wievielen Umständen, und zwar oft gleichzeitigen, die Wärmeübergangszahlen abhängen. Die zahlreichen experimentellen Untersuchungen

<sup>1)</sup> Reiher: a. a. O. siehe Fußnote 1, S. 242.

<sup>2)</sup> Jürges: Der Wärmeübergang an einer ebenen Wand. Gesundheitsing. 1924, Beiheft 19. Ott: Untersuchungen zur Frage der Erwärmung elektrischer Maschinen. Mitt. f. Forschungsarbeiten. Heft 35/36 S. 83. V. D. I.-Verlag, Berlin.

<sup>3)</sup> Hausbrand: a. a. O., S. 81, siehe Fußnote 1, S. 239.

zwischen Gasen und Flüssigkeiten und festen Wänden haben immer mehr gezeigt, daß es unrichtig ist, mit festen Wärmeübergangszahlen zu rechnen, da deren Größe von zu vielen Verhältnissen abhängt. Nur wenn man diese beherrscht, kann man die Wärmeübergangszahlen einigermaßen sicher bestimmen. Wir haben bis jetzt gesehen, daß die Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  wesentlich von ihren Teileinflüssen, den beiden Wärmeübergangszahlen diesseits und jenseits der Wand und nur wenig von dem Material der Wand abhängt. Es drängt sich nun folgerichtig die weitere Frage auf, wie sind diese Wärmeübergangszahlen und damit selbsttätig auch die Wärmedurchgangszahl zu verbessern? Genauer lautet die Frage, wo muß ich verbessern und wie muß ich verbessern? Bei jedem Wärmeaustausch gibt es zwei Wärmeübergangswerte, denjenigen vom Medium an die Wand und den von der gegenüberliegenden Wand an das wärmeaufnehmende Medium. Welcher Wert muß nun zuerst verbessert werden, welcher Wert ist der vordringlichere? Maßgebend für den ganzen Verlauf des Wärmedurchgangs ist nun die kleinere der beiden Wärmeübergangszahlen, diese bestimmt den Endeffekt, nicht die größere. Der kleinere  $\alpha$ -Wert ist der einschränkende, der begrenzende. Beim Rauchgasspeisewasservorwärmer ist z. B.  $\alpha_1$  auf der Gasseite klein,  $\alpha_2$  auf der Heißwasserseite bedeutend größer. Das heiße Wasser könnte mehr Wärme aufnehmen, aber die Rauchgase geben die Wärme nicht an die Rohrwand ab.  $\alpha_1$  ist mit ungefähr 10 bedeutend kleiner als  $\alpha_2$  mit 300—400. Diese Verhältnisse werden noch klarer, wenn man statt der Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  bzw.  $\alpha_2$  die umgekehrten Werte  $\frac{1}{\alpha_1}$  und  $\frac{1}{\alpha_2}$  einführt, also den Wärmeübergangswiderstand und  $\frac{1}{\kappa}$  den Wärmedurchgangswiderstand. Ist  $\alpha_1$  klein, so beeinflußt es den ganzen Prozeß, denn dann ist ja  $\frac{1}{\alpha_1}$  groß, also der Widerstand, der beim Übergang überwunden werden muß, groß, und auf die Überwindung dieses Widerstandes kommt es an, während bei guten, großen Übergangswerten der umgekehrte Wert, der Übergangswiderstand klein ist, also bei der Beurteilung nicht ins Gewicht fällt. So ist z. B. in jedem Trockenzylinder  $\alpha_1$  von kondensierendem Wasserdampf bedeutend größer als  $\alpha_2$  für den Wärmeübergang an die Stoffbahn. Das letztere beschränkt also den Wärmeaustausch. Man darf also beim Trockenzylinder und sinngemäß bei anderen Wärmeaustauschapparaten zwei Dinge nie verwechseln, nämlich 1. was kann der Dampf bei Kondensation in der Zeiteinheit an Wärme abgeben, es ist dies gleichbedeutend mit seinem Wärmeangebot; 2. was gibt der Dampf tatsächlich ab, dies bestimmt aber nicht die Dampfseite, sondern die Gegenseite, denn er gibt nur so viel ab, als die Gegenseite, z. B. die nasse Papierbahn, auch aufnimmt. 1 kg Dampf kann, bei günstigen Verhältnissen auf der Gegenseite, in einer Sekunde kondensieren, er kann aber bei schlechten Verhältnissen unter sonst gleichen Umständen auch 1 Minute dazu brauchen. Die Abnahme der Wärme beeinflußt auch hier das Angebot. Verbessert muß also die Seite werden, die die ungünstigere ist, und das ist hier wiederum die,



welche die kleineren Übergangszahlen und damit die größeren Übergangswiderstände hat.

Damit ist grundsätzlich die Frage geklärt, auf welche der beiden Seiten des Wärmeübergangs verbessert werden muß. Ob dies die wärmeaufnehmende oder die wärmeabgebende Seite ist, erscheint gleichgültig, verbessert muß immer die kleinere Wärmeübergangszahl werden. So einfach diese Feststellung erscheint, so wichtig ist sie; oft wird das obige nicht beachtet.

Nun kommt die Frage, wie ist  $\alpha$  zu verbessern? Die Antwort darauf ist schon oben gegeben, wo wir die Beeinflußbarkeit der  $\alpha$ -Werte durch die verschiedenen Umstände erörterten. Es ist dabei noch darauf aufmerksam zu machen, daß die Wärmedurchgangszahl  $\alpha$  immer kleiner ist als der kleinste vorkommende  $\alpha$ -Wert. Ist ein  $\alpha$ -Wert sehr klein, der andere dagegen groß, so kann  $\alpha$  angenähert gleich dem kleineren  $\alpha$  gesetzt werden.

Das Wesentliche ist, die Umstände so zu gestalten, daß der Wärmeübergang ein Höchstwert wird. Vor allem ist dazu Bewegung der wärmeaustauschenden Medien im Verhältnis zur Wand nötig, Schaffung von Verhältnissen, daß in möglichst kurzen Zeiten möglichst viel Moleküle die Wand treffen und dort ihre Wärme abladen, bzw. sich mit Wärme aufladen. Ruhe ist in allen Fällen von Übel. Zum möglichst unbehinderten Zutritt der Moleküle an die Wand gehört auch das Vorbeiführen der austauschenden Medien in möglichst dünnen, filmartigen Schichten. Es ist das sehr wichtig, damit auch die weiter von der Wand weg liegenden Moleküle kurze Wege und geringe Widerstände bis zur Wand haben. Die Bewegung kann geschaffen werden durch mechanische Rührwerke, sie kann durch Leitbleche bei Vorwärmern oder Oberflächenkondensatoren erzwungen werden, die den Zweck haben, zu verhindern, daß in der Flüssigkeit sich gewisse gleiche Stromwege ausbilden, sie kann z. B. bei Rauchgasen durch entsprechendes Lenken und Umlenken des Rauchgasstromes durch eingebaute Wände erfolgen und dergleichen.

Geht man so gewöhnlich darauf aus, die Wärmeübergangszahl zu verbessern, so gibt es auch ein allerdings sehr ausgedehntes Gebiet in der Praxis, nämlich die ganze Isoliertechnik, bei der man bestrebt ist, die Wärmeübergangszahl an Luft nicht so groß, sondern so klein wie möglich zu machen, um entsprechend wenig Wärme bei dem isolierten Körper zu verlieren. Man erreicht dies durch Schaffung möglichst ruhender Luftschichten, durch niedrige Wandtemperatur usw., also im großen ganzen mit den Gegensätzen der Mittel, die man für guten Wärmedurchgang anwendet.

Bei Feststellung der Wärmedurchgangsverhältnisse von Maschinen, Kesseln usw. darf man nicht zu sehr mit Mittelwerten rechnen; diesen Fehler hat man früher vielfach gemacht, dann aber gesehen, daß die verschiedenen Teile der Heizfläche außerordentlich verschieden wirksam sind, und daß die ersten sehr viel, die letzten wenig übertragen<sup>1)</sup>. Ganz

<sup>1)</sup> Reutlinger: Unsere Kenntnis vom Werte der Heizfläche bei der Dampferzeugung und ihre Anwendung auf die Praxis. Z. V. d. I. 1911, S. 1297; Thomas: Wärmeübertragung im Wasserrohrkessel. Dissertation, Aachen 1921.

das gleiche gilt z. B. auch für eine große Trockenpartie; die verschiedenen Zylinder sind in ganz verschiedenem Maße an der Trocknung beteiligt, da ja die Verhältnisse für die  $\alpha$ -Werte auf der wärmeabgebenden Seite sich mit zunehmender Trocknung immer schlechter gestalten; die wärmeisolierende Zellstoffaser gewinnt dort in der Stoffbahn immer mehr die Oberhand. Das mittlere  $\kappa$  genügt wohl für überschlägliche Rechnungen, zur genauen Beurteilung und zur Lösung von Einzelaufgaben muß man aber dasjenige  $\kappa$  kennen, welches für die einzelnen Zylinder maßgebend ist. Bei Zylinder von großem Durchmesser, z. B. bei Selbstabnahmemaschinen, ändert sich  $\kappa$  auch ganz wesentlich vom Anfang bis zum Ende des Papierlaufes auf dem Zylinder.

#### d) Gesamtwärmedurchgang.

Nicht zu verwechseln mit der Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  je  $\text{m}^2\text{st } ^\circ\text{C}$  ist der Gesamtwärmedurchgang  $Q$  in einer bestimmten Zeit, der sich nun schreibt:

$$Q = \kappa \cdot F \cdot z (t_1 - t_2)$$

wobei  $F$  die gesamte Wärmeaustauschfläche,  $z$  die gesamte Zeit,  $t_1 - t_2$  der Temperaturunterschied der beiden wärmeaustauschenden Medien ist. Setzt man diese letzteren drei Faktoren = 1, so wird die Zahl  $Q$  selbstverständlich mit  $\kappa$  identisch.

$Q$  die Gesamtwärmemenge, die übertragen wird, ist zu beeinflussen:

1. durch  $\kappa$  dadurch, daß dies möglichst hoch angestrebt wird, und die Verhältnisse für ein maximales  $\kappa$  gestaltet werden;

2. durch die Fläche  $F$ ;

3. durch die Zeit  $z$ ; zu diesen beiden Einflüssen ist nichts weiter zu bemerken;

4. durch den Temperaturunterschied ( $t_1 - t_2$ ); dieser Einfluß bestimmt  $Q$  wesentlich, je größer die Temperaturdifferenz gewählt werden kann, desto höher ist  $Q$ .

Ein typisches Beispiel für den Einfluß des Temperaturunterschiedes ist die Vakuumpapiermaschine. Bei gleicher Dampftemperatur von etwa  $120^\circ\text{C}$  im Zylinder ist heute bei einer Papierbahntemperatur von rund  $90^\circ\text{C}$  der Temperaturunterschied der beiden wärmeaustauschenden Medien  $30^\circ\text{C}$ . Bei der Vakuummaschine, bei der mit etwa  $40^\circ\text{C}$  in der Vakuumkammer gearbeitet wird, ist die Stoffbahntemperatur also auch bedeutend niedriger; das Temperaturgefälle vom Dampf zur Bahn wird folglich bedeutend größer, damit auch die übertragene Gesamtwärme  $Q$ . Im gleichen Maß kann dann die Heizfläche verkleinert werden.

Bei all den bis jetzt behandelten Fällen ist die Wärme vom abgebenden Medium an die Wand bzw. von diesem an das aufnehmende Medium durch Berührung übertragen worden, und zwar dadurch, daß ein Gas oder eine Flüssigkeit an der Wand dahingleitet, die Moleküle

die Wand berühren und ihre Wärme an diese abgeben bzw. von dieser aufnehmen.

e) Wärmestrahlung<sup>1)</sup>.

Wärme wird aber nicht allein durch Berührung, sondern auch durch Strahlung übertragen. Die Wärmestrahlung ist ein ähnlicher Vorgang wie die Lichtstrahlung; stehen sich zwei Körper von verschiedenen Temperaturen gegenüber, so tauschen sie Wärme durch Strahlung aus. Der Körper 1 strahlt Wärme gegen Körper 2, und dieser sendet Wärmestrahlen gegen jenen, so daß sich die vom heißen zum kalten Körper übergestrahlte Wärme als Unterschied zweier Wärmemengen ergibt. Voraussetzung hierfür ist, daß zwischen diesen Körpern ein Medium liegt, das die Wärmestrahlen, ohne daß es selbst erwärmt wird, durchläßt (Diathermansie). In technischen Fällen kommen meist Luft und Rauchgase in Frage, die als nahezu vollkommen diatherman bezeichnet werden können. Bei geringen Wandtemperaturen ist der Einfluß der Strahlung aber verhältnismäßig gering, so daß er in den gewöhnlichen Wärmeaustauschfällen vernachlässigt werden kann. Besonders gilt dies auch für die Isolierflächen von Rohrleitungen, Gefäßen usw., deren Außenwandtemperatur nicht wesentlich über der der Umgebung liegt.

Bei höheren Temperaturen muß der Strahlungseinfluß aber sehr wohl berücksichtigt werden, vor allem also bei Kesselfeuerungen; hier spielt die Strahlung eine hervorragende Rolle in der Wärmeübertragung und darf auf keinen Fall vernachlässigt werden. Aus diesem Grunde soll auch noch kurz auf diese Erscheinungen eingegangen werden. Die Wärmeübergangerscheinungen durch Strahlung sind noch schwieriger als die durch Berührung; die durch Strahlung an eine Wand übertragene Wärme summiert sich zu der durch Berührung übertragenen.

Bei einer Kesselfeuerung streichen z. B. die heißen Gase an den Wasserrohren entlang und geben durch Berührung Wärme ab. Glühende Kohlschichten aber und die leuchtenden und heißen Gase geben direkt durch die Rauchgasschichten hindurch Strahlungswärme an die Kesselheizfläche; die glühenden und heißen Mauerwerksflächen geben ebenfalls Strahlungswärme an die Kesselheizflächen ab. Sie selbst haben diese Wärme durch Strahlung von der glühenden Kohlschicht und den Gasen, zum geringen Teil auch durch Berührung von den vorbeistreichenden Heizgasen empfangen. Man hat also zu unterscheiden, direkte Strahlung von glühender Kohle und Flamme, indirekte Strahlung von den heißen Mauerwerksflächen. Die ganze an die Kesselheizfläche gehende Wärme setzt sich also zusammen aus

$$Q = Q_{\text{Berührung}} + Q_{\text{Strahlung}}$$

<sup>1)</sup> Siehe auch: Hütte, 25. Aufl., S. 463.

$Q_{\text{Berührung}}$  ist behandelt und tritt besonders im Anfang der Kesselheizfläche, wie wir sehen werden, weit hinter  $Q_{\text{Strahlung}}$  zurück<sup>1)</sup>.

Die in der Zeiteinheit durch Strahlung zwischen zwei gegenüberstehenden Wänden übergehende Wärmemenge berechnet sich nun nach der Formel von Stefan und Boltzmann zu

$$Q_{\text{Str}} = F \cdot \varphi \cdot \sigma \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{\Theta}{100} \right)^4 \right]$$

dabei bedeutet

$F$  die Fläche in Quadratmetern;

$\sigma$  eine Strahlungskonstante in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ st } (^{\circ}\text{C})^4}$ ;

$T_1$  die absolute Wandtemperatur der heißeren Wand;

$\Theta$  die absolute Temperatur der gegenüberliegenden Wand, beides in  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\varphi$  ein Winkelverhältnis, das sich auf die bestrahlte Fläche bezieht<sup>2)</sup>.

Die Konstante  $\sigma$  setzt sich wie folgt zusammen:

$$\sigma = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c}}$$

dabei ist  $c_1$  die Strahlungskonstante der aufnehmenden

Wand,  $c_2$  die Strahlungskonstante der abgebenden Wand,  $c$  die Strahlungskonstante des absolut schwarzen Körpers<sup>3)</sup>. Um wieviel die Wärmefaufnahme durch Strahlung bei hohen Wandtemperaturen, wie sie bei Kesselfeuerungen vorkommen, die durch Berührung überwiegt, sieht man am besten aus folgenden zwei Abbildungen. In Abb. 63 ist die Heizflächenbelastung an einem Flammrohr nach Gerbel<sup>4)</sup>, in Abb. 64 sind die diesbezüglichen Verhältnisse in einem Wasserrohrkessel nach Thomas<sup>5)</sup> dargestellt. Aus der ersten Abbildung sieht man sofort, wie im Feuerungsbereich des Flammrohres die Wärmeabgabe durch

<sup>1)</sup> Schack Dr.: Über Wärmestrahlung. Vortrag auf der Jahresversammlung 1924 der Hauptstelle für Wärmewirtschaft. Referat darüber im Papierfabrikant 1925, S. 95.

<sup>2)</sup> Otte: Die zahlenmäßige Bewertung von Heizflächenanordnungen. Z. Bayr. Rev.-V. 1924, S. 19.

<sup>3)</sup> Hütte, 24. Aufl., S. 473. Strahlungskonstanten:

mattes oxydiertes Schmiedeeisen . . . . .	4,4
oxydiertes Gußeisen . . . . .	4,48
Gußeisen, rau, stark oxydiert . . . . .	4,39
blankes Gußeisen . . . . .	2,2
Kupfer, schwach poliert . . . . .	0,8
Kupfer, matt . . . . .	3,8
Kalkmörtel . . . . .	4,3
absolut schwarzer Körper . . . . .	4,61
Ruß . . . . .	4,44

Dimension der Strahlungskonstanten  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ st } (^{\circ}\text{C})^4}$

<sup>4)</sup> Gerbel: Die Grundgesetze der Wärmestrahlung. Berlin: Julius Springer 1917.

<sup>5)</sup> Thomas: Wärmeübertragung im Wasserrohrkessel. Dissertation, Aachen 1921. Abb. 63 u. 64 aus Spalckhaver: Die Dampfkessel.



Frischlaugenanwärmung ungefähr 30° C, die Endtemperatur 60°, die Mitteltemperaturen also 45° C. Die Innenwand des Kocherhauses mit 15° C angenommen, die Konstante mit 4,4, ergibt :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Strahl.}} &= \sigma \cdot F \cdot z \cdot \varphi \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{\Theta_1}{100} \right)^4 \right] \\
 &= 4,4 \cdot 200 \cdot 18 \cdot 0,7 \left[ \left( \frac{273 + 45}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + 15}{100} \right)^4 \right] \\
 &= 4,4 \cdot 200 \cdot 18 \cdot 0,7 \cdot 35 \\
 &= 387\,000 \text{ kcal.}
 \end{aligned}$$

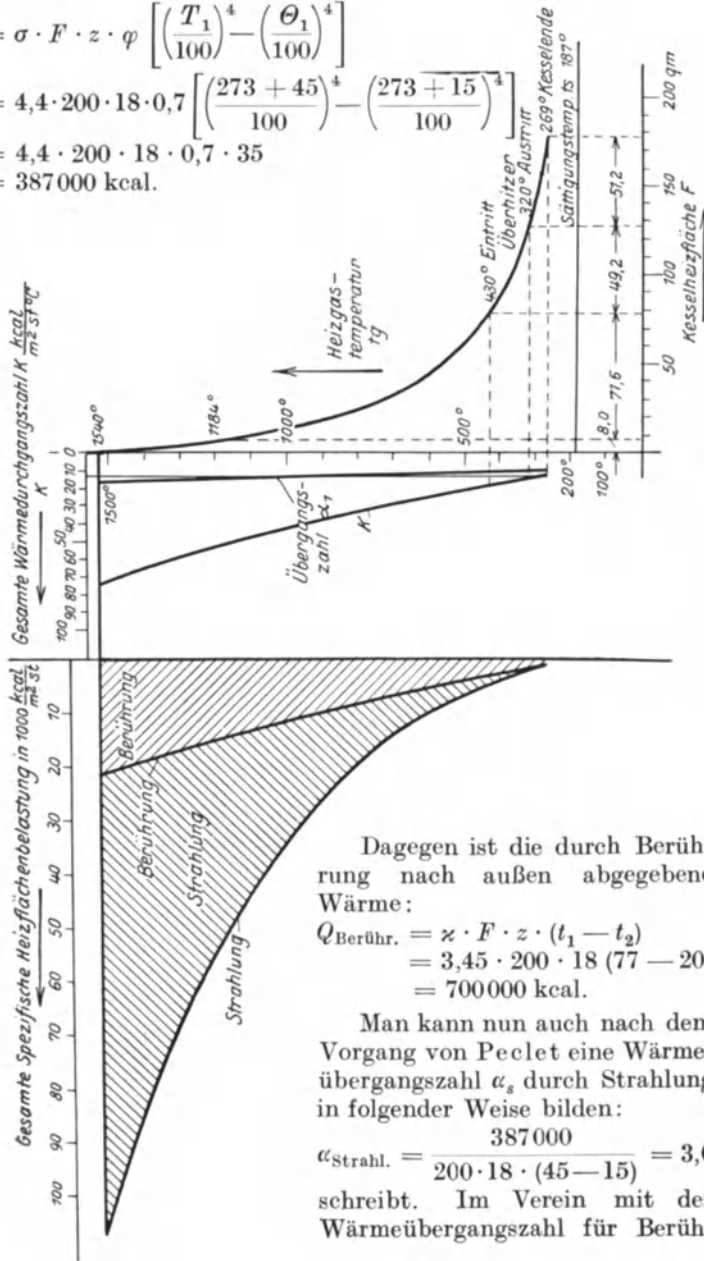


Abb. 64. Wärmeübertragung in einem Wasserrohrkessel.

Dagegen ist die durch Berührung nach außen abgegebene Wärme :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Berühr.}} &= \alpha \cdot F \cdot z \cdot (t_1 - t_2) \\
 &= 3,45 \cdot 200 \cdot 18 (77 - 20) \\
 &= 700\,000 \text{ kcal.}
 \end{aligned}$$

Man kann nun auch nach dem Vorgang von Peclet eine Wärmeübergangszahl  $\alpha_s$  durch Strahlung in folgender Weise bilden :

$$\alpha_{\text{Strahl.}} = \frac{387\,000}{200 \cdot 18 \cdot (45 - 15)} = 3,6$$

schreibt. Im Verein mit der Wärmeübergangszahl für Berührung

nung schreibt sich dann die Formel für  $\varkappa$  im allgemeinsten Fall, wo Strahlung und Berührung zu berücksichtigen ist, zu

$$\frac{1}{\varkappa} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 \text{ Berührung} + \alpha_2 \text{ Strahlung}} + \sum \frac{\delta}{\lambda}.$$

Die obigen Zahlen zeigen, daß die durch Strahlung verlorene Wärme mehr als halb so groß ist als die durch Berührung. Diese Verluste durch Strahlung bei Kochern sind bis jetzt selten berücksichtigt worden, sondern nur immer jene durch Berührung, wodurch aber der Gesamtverlust zu klein erschien.

Bei den Böden der Trockenzylinder, falls sie nicht isoliert sind, rechnet sich der Einfluß der Strahlung ganz ähnlich. Die durch Strahlung verlorene Wärme wird natürlich nicht wie die durch Berührung verlorene zur Lufterwärmung nutzbar gemacht, da die Luft, wie oben dargelegt, diatherman ist, also von den Wärmestrahlen nicht erwärmt wird. Die Strahlungswärme wird von den gegenüberliegenden Wänden aufgenommen. Sind die Zylinderböden und Kocher isoliert, so vermindern sich natürlich auch die Strahlungsverluste, da die Außentemperaturen bei isolierten Wänden niedriger gehalten werden können.

Unisolierte Dampfleitungen, besonders Heißdampfleitungen, geben durch Strahlung sehr erhebliche Wärmemengen ab, ein Grund mehr, sie wie alle Dampf- und Heißwasser führenden Rohrleitungen zu isolieren. Die Außentemperaturen der Isolierung sind dann normalerweise so niedrig und von so geringem Temperaturunterschied, gegenüber den bestrahlten Wänden, daß ihre Wärmeverluste durch Strahlung vernachlässigt werden können.

Der ganze Abschnitt, kurz überblickt, ergibt folgendes: Jede Wärmedurchgangerscheinung zerfällt in drei Teile. Wärmedurchgang und Wärmeübergang ist streng auseinanderzuhalten. Die Wärmedurchgangszahl  $\varkappa$  ist in außerordentlichem Maße von einer oder den beiden Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  abhängig. Die Einflüsse, denen die  $\alpha$ -Zahlen unterliegen, habe ich untersucht und Mittelwerte für  $\alpha$  gegeben; ebenso Kurventafeln für die  $\alpha$ -Werte von Luft, siedendem und nicht-siedendem Wasser. Die überraschende Tatsache, wie verschieden die Wandungen und die wärmehemmenden Ablagerungen den Wärmedurchgang beeinflussen, ist erklärt und begründet. Bei kleinem  $\alpha$ -Wert können die Wirkungen der Inkrustationen oft vernachlässigt werden; sind beide  $\alpha$ -Werte groß, so sind sie sehr wohl zu berücksichtigen, da sie den Wärmedurchgang dann stark beeinflussen. Nach Erkenntnis der Verhältnisse, die  $\alpha$  günstig oder ungünstig beeinflussen, habe ich Wege angegeben, wie die Wärmedurchgangszahl  $\varkappa$  durch Einflußnahme auf  $\alpha$  möglichst zu verbessern ist. Grundsatz dabei bleibt, daß immer die kleinere Wärmeübergangszahl die bestimmende ist, die daher verbessert werden muß. Beim Wärmeaustausch ist immer danach zu streben, möglichst viele Moleküle in kürzester Zeit an die Wand zu bringen, daher ist nach möglichster Bewegung der Medien zu trachten. Die

Schichten der Medien, die im Wärmeaustausch begriffen sind, sind möglichst dünn zu halten.

Es wird betont, daß sich der Wärmeübergang an eine Wand im allgemeinen aus einem solchen durch Berührung und Bestrahlung zusammensetzt, daß aber der letztere Einfluß bei nicht zu hohen Wandtemperaturen vernachlässigt werden kann. Für das Überwiegen der Strahlung bei hohen Temperaturen, insbesondere bei Kesselfeuerungen, werden zwei Beispiele gebracht.

#### IV. Organisation der Wärmewirtschaft<sup>1)</sup>.

Bei der Organisation der Wärmewirtschaft ist zu unterscheiden, ob es sich um Neuorganisation oder um Fragen der laufenden Organisation handelt. Bei der Neuorganisation ist es vor allem notwendig, sich ein klares Bild der vorhandenen Verhältnisse zu machen, indem man ein Schema aufstellt, in welchem die Wärmeerzeuger und Wärmeverbraucher mit allen Verbindungsleitungen, wie sie tatsächlich bestehen, eingetragen sind. In dieses Schema werden dann die Meßstellen eingefügt. Die Messungen selbst werden durchgeführt und dann durchgearbeitet. Auf Grund der Ergebnisse werden dann die Unterlagen für ein verbessertes Wärmeschema erstellt; dieses wird zum Ausbau bestimmt und Schritt für Schritt wird die zielbewußte Reorganisation darnach durchgeführt. Wesentlich ist dabei, daß sich der entwerfende Ingenieur auf genaue Ermittlungen über den Kraft- und Wärmeverbrauch und deren zeitliche Verhältnisse stützen kann. Vor manchem Schritt zur tatsächlichen Verwirklichung in der Wärmewirtschaft macht sich ausgiebiges Studium des Betriebes nach Wärme- und Kraftverbrauch nötig, und zwar erstens nach der absoluten Größe von Dampf- und Kraftverbrauchszahlen und zweitens nach dem zeitlichen Auftreten und der Übereinanderlagerung dieser Größen. Schon die Projektierung eines Ruths-Speichers zwingt zwangsläufig zu diesem Studium. Die Schaffung einer zweckmäßigen Anlage wird nicht durch viele Angebote und scharfe Garantien gewährleistet, sondern dadurch, daß die zu erwartenden Betriebsbedingungen wenn nötig durch Versuche geklärt und daß dann eine gewissenhafte Berechnung der zu erbauenden Anlage erfolgt.

Bei der laufenden Organisation sind für die verschiedenen wärmetechnischen Vorgänge Idealkurven zu zeichnen, die möglichst erreicht werden sollen. Es darf dies aber nicht starr gefordert werden, denn es gibt auch in der Wärmewirtschaft Grenzfälle, in denen es besser ist

---

<sup>1)</sup> Literatur: Haak: Beiträge zur Wärmewirtschaft in Großbetrieben. Verlag Deutsche Bergwerkszeitung G. m. b. H., Essen 1922; Sonderheft zur Entwicklung der industriellen Wärmewirtschaft V. D. I.-Verlag, Berlin 1922, mit folg. Arbeiten: Meyer: Ergebnisse der wärmetechnischen Betriebsberatung und Betriebsüberwachung in Hüttenwerken, S. 83; Berner: Ergebnisse der wärmetechnischen Betriebsüberwachung S. 59; Eberle: Die Selbstverwaltung in der industriellen Wärmewirtschaft, S. 3.



auf die Ausnützung gewisser Wärmemengen zu verzichten als sie mit großen Opfern zu erfassen. Auch hier muß die Grenze der Wirtschaftlichkeit gewahrt werden. Man muß sich immer mehr daran gewöhnen, die ganze Wärmewirtschaft eines Betriebes als zusammengehöriges Ganze zu beurteilen, das auch als Ganzes verwaltet und geregelt werden muß. Bei den Kesseln und Dampfmaschinen wird oft um wenige Prozente der Garantiezahlen gehandelt, während die übrigen Dampfverbrauchsstellen des Betriebes, wie vielfach in dieser Arbeit gezeigt wurde, noch sehr im Argen liegen. Man soll hier vor allem an die mögliche Ausnützung auch der letzten Abwärme, an die gute Isolierung, an die Pflege der Trockenapparate, Vorwärmer usw. nicht zuletzt aber an die tadellose Instandhaltung der vielen besonders in der Papierindustrie vorhandenen Kondensstöpfe denken. Nicht zum wenigsten ist auch im Winter, mehr noch im Vor- und Nachwinter der Raumheizung, bei der große Dampfverschwendung vorkommen kann, das nötige Interesse zuzuwenden. Auch die Regelungsfrage ist meines Erachtens noch sehr oft verbesserungsbedürftig, und hier gibt der Ruths-Speicher mit seinen fein durchgebildeten Regelungsorganen und mit seiner Regelzentrale ein gutes Vorbild. Alle Arbeiten zur Wärmewirtschaft haben aber geringen Wert, wenn sie nicht durch laufende Kontrollen und Buchungen den Gütezustand der Anlage erhalten und immer mehr verbessern würden.

Überhaupt setzt die Abwärmeverwertung sehr viel Überlegung voraus und gehört zu den schwierigsten Ingenieurarbeiten<sup>1)</sup>. Nichts läßt sich auch so wenig wie Wärmewirtschaft und besonders Abwärmewirtschaft nach dem gleichen Schema behandeln, nur an Hand oft langer Beobachtung ist von Fall zu Fall zu entscheiden. Eine allgemein gültige zahlenmäßige Fassung vieler Fragen ist oft nicht möglich, der Einzelfall muß gerechnet und entschieden werden.

Die Meßtechnik in der Wärmewirtschaft ist unbedingt noch besser und planvoller auszubilden. Viel Berührungspunkte kann man hier mit der Elektrotechnik finden. Diese hat überall Gruppeneinteilung für die Kraftverteilung, auf jedem Feld dann wieder Zähler, Amperemeter usw., so daß man leicht ein einwandfreies Bild dieses Teils des Betriebes auch für kleine Zeiteinheiten gewinnen kann. Anders ist es in der Wärmewirtschaft; das Grundübel ist ja hier, daß es auch heute noch keinen für alle möglichen Dampfzustände gleich brauchbaren leicht in die verschiedenen Leitungsstellen versetzbaren und leicht bedienbaren Dampfmesser gibt. Aber auch die einfachen Thermometer finden sich besonders an Stellen, an denen mit überhitztem Dampf gearbeitet wird, noch viel zu wenig. Vor die Kocher und vor jede Trockenpartie gehört ein großes, gut sichtbares Thermometer; ein gut beobachtetes Thermometer kann viel Aufschlüsse geben. An den verschiedenen Dampfverwendungsstellen sollten in einem gewissen Turnus Kondensatmessungen gemacht werden. Für den nicht durch laufende Messungen festzustellenden

---

<sup>1)</sup> De Graal: Die wirtschaftliche Verwertung der Brennstoffe, S. 433. München: R. Oldenbourg.

Dampfverbrauch sind Anhaltspunkte durch einmalige Messungen, die in gegebenen Zeitabschnitten zu wiederholen sind, zu machen, äußerstenfalls Schätzungswerte einzuführen. Laufende ausführliche Betriebsaufschreibungen sind zu führen und daraus Betriebsstatistiken abzuleiten.

Die Wärmewirtschaft besonders von verwickelteren Betrieben ist auf Grund übersichtlicher Darstellung sogenannter Wärmeschemas ähnlich den Schaltungsschemas der Elektrotechnik weiter zu entwickeln. Die verschiedenen Verbrauchsstellen, die Meßapparate und alles Wissenswerte sind in diese Schemas einzutragen. Gute Hilfe bieten auch die Wärmestrombilder, da sie eine Übersicht der Wärmeverteilung geben und dazu zwingen, die verschiedenen Wärmemengen nach Ursprung und weiterer Verwendungsart genau zu bestimmen, in ihre Teilbeträge aufzulösen und weiter zu verfolgen. Die Wärmestrombilder sind auf die Fabrikationseinheit zu beziehen, es sind nicht nur die Wärmemengen maßstäblich aufzutragen und einzuschreiben, sondern auch die Wärmeträger zu benennen bzw. durch Farbe kenntlich zu machen und die Temperaturgrade einzuschreiben, mit denen die Wärme zur Verfügung steht, weil beides sehr wesentliche Punkte für die Weiterverwendungsmöglichkeit der Wärme sind.

Ständige scharfe Kritik der Meßergebnisse der eigenen Wärmewirtschaft muß zur Lebendhaltung des ganzen Systems erfolgen. Erfahrungsaustausch auf entsprechenden Tagungen und mit ähnlichen Betrieben bringt großen Nutzen, besonders durch persönliche Aussprache der führenden Leute. Auch die schon erwähnten Idealkurven und Idealwärmestrombilder, die das maximal Erreichbare zeigen, wirken sehr erzieherisch. Diese Idealkurven sind ständig mit den Betriebskurven zu vergleichen, sie sind gegebenenfalls übereinander gelagert zu zeichnen, so daß man sehen kann, was schon erreicht worden ist und was noch erreicht werden muß. Sind grundlegende Verbesserungen gemacht, so verschieben sich diese Idealkurven.

Die ein ganzes Werk oder einen ganzen Konzern umfassende Wärmeorganisation muß stets die Wärmestatistik zur Grundlage ihrer Arbeit machen. Der zeitweise Vergleich der Zahlen läßt dann bei Verschiebungen oft rasch den Zusammenhang mit den Ursachen erkennen. Die Wärmehaushaltpläne liefern nicht nur die Unterlagen für die Bewertung einzuführender Verbesserungen, sondern auch für die kaufmännische Kalkulation. Ein Vergleich mit dem bisher benützten Verteilungsschlüssel für Kraft und Wärme in ausgedehnten Betrieben und den durch den Wärmehaushalt festgelegten, liefert oft ganz überraschende und vom bisherigen abweichende Ergebnisse. Die geldliche Auswertung macht dann die Wärmestatistik zu einer Grundlage wirtschaftlicher Erwägungen und Maßnahmen. Auch über den Einfluß von Betriebs einschränkungen auf den Kohlenverbrauch soll sie Aufschluß geben. Das Endergebnis in der Wärmebilanz des Betriebes gipfelt dann immer wieder in der Zahl, welche den Wärmeverbrauch bzw. den Dampfverbrauch auf die Produktionseinheit unter Angabe der dazugehörigen Werksbelastung angibt. Diese Vergleichszahl darf aber nicht allein für

die Beurteilung, ob die Wärmewirtschaft in dem betreffenden Zeitabschnitt gut oder schlecht war, herangezogen werden. Die Wärmewirtschaft kann in dem betreffenden Zeitabschnitt gut und sehr gut gewesen sein, und trotzdem kann die Wärmeverbrauchszahl auf die Produktionseinheit steigen, wenn durch verschiedene Umstände, wie Streiks, Feiertage, Kurzarbeit die Produktion gesunken ist. Das ist dann der große Einfluß der Teilbelastung des Werkes und der vergrößerten Leerlaufarbeit, für die die Wärmewirtschaft allein nicht haftbar gemacht werden kann. Andererseits kann diese Zahl natürlich auch sinken, also besser werden, aus Gründen, die nicht in der Wärmewirtschaft zu suchen sind, z. B. wenn erhebliche Produktionssteigerungen vorliegen, die ganzen Betriebsmittel ausgenützt werden können usw. Die Angabe, ob das Werk voll oder nur teilweise belastet war und in welchem Grad ist bei jeder Beurteilung unbedingt nötig, da bekanntermaßen Teilbelastungen des Werkes große Verschiebungen für die Einheitszahlen und für die Selbstkosten bringen können. Die ganze Wärmebilanz ist nicht nach Kilo Kohle aufzumachen, denn das ist bei den verschiedenen Heizwerten ein sehr dehnbarer Begriff, sondern auf Grund der Heizwerte der Kohlen nach Wärmeeinheiten als einzige gleichbleibende Vergleichsbasis. Eine andere wirtschaftliche Frage ist dann die, mit welcher Kohle, die für den Betrieb zugänglich ist, und mit den vorhandenen Einrichtungen verfeuert werden kann, der billigste Wärmepreis zu erreichen ist oder ob es sich etwa lohnt, Umbauten an den Kesseln vorzunehmen, um so andere Kohlsorten mit billigeren Wärmepreisen verheizen zu können. Die Ermittlung der obigen Wärmeverbrauchszahl auf die Produktionseinheit, oder, wenn verschiedene Produkte hergestellt werden, z. B. Zellstoff, Papier, Spiritus, auf die verschiedenen Einheiten ist, besonders in wärmetechnisch verwickelteren Betrieben, oft nicht einfach.

Ein sehr wesentlicher Punkt für gute Wärmewirtschaft liegt aber auch auf rein persönlichem Gebiet, es ist das Liebe zum Betrieb und Eingehen auf alle Besonderheiten des Betriebes, Interesse an den vorliegenden Aufgaben, keine Scheu vor Versuchen, auch wenn sie tage- und nächtelang dauern. Auch vor der gerade bei Wärmewirtschaft nötigen Kleinarbeit, die oft den Hauptteil der Arbeit ausmacht, darf man nicht zurückschrecken. So muß ständig der Feuerbedienung, dem Schlackenanzahl, den Verlusten an den verschiedenen Verwendungsstellen des Dampfes usw. usw. nachgegangen werden. Große Annehmlichkeit bringt eine solche Beschäftigung nicht, sie ist aber wesentlich zum guten Endresultat und dadurch wird auch sie Befriedigung bringen. Aber auch die Leitung des Betriebes muß für die Arbeiten des Betriebsingenieurs und in den großen Werken des Wärmeingenieurs das richtige Verständnis zeigen, es ist dies für diesen eine große moralische Hilfe und stützt seine Autorität. Der Wärmeingenieur selbst muß eine gut eingearbeitete, mit technischer Allgemeinbildung ausgestattete Kraft sein, so daß er die technischen Zusammenhänge der Fabrikation und des Betriebes im Einzelwerk und im Konzern gut überblicken kann. Ohne Fabrikationskenntnisse wird ein ausgereiftes Urteil über die vorliegenden

Aufgaben schwerer möglich sein. Man darf eben bei aller Wärmewirtschaft das eine nicht vergessen, und das muß sich auch jeder Wärmeingenieur immer und immer wieder sagen, daß trotz aller Wichtigkeit des eigenen Gebiets immer das Erste in einem Betrieb die Fabrikation ist; das Fabrikationsgut muß in bester und wirtschaftlichster Weise herausgebracht werden. Diesem Zweck muß auch die Wärmewirtschaft dienstbar gemacht werden.

Der Wärmeingenieur des einzelnen Werkes bzw. die Wärmestelle dieses Werkes werden dann zweckmäßig zu einer Wärmestelle der betreffenden Industriegruppe zusammengefaßt, die sich dann wieder der Hauptstelle der Wärmewirtschaft in Berlin anzugliedern hat.

## V. Rückblick und Ausblick.

Die Papierfabrikation ist vielleicht die Industrie, die seit langem, im Anfang fast unbewußt, von den Vorteilen des Gegendruckbetriebs in der Gegendruckkolbenmaschine Gebrauch gemacht hat. Diese treibt die Papiermaschine an, ihr Auspuffdampf geht in die Trockenzylinder, reichte er nicht aus, so wurde vom Kessel zugesetzt. So blieb es viele Jahre hindurch. Den ersten Anstoß, die Wärmewirtschaft etwas näher theoretisch zu untersuchen, gab wohl Professor Pfarr, mit seinem schon erwähnten Aufsatz: „Der Heizvorgang in der Papiermaschine“, sowie Professor Kirchner mit den verschiedenen Untersuchungen in seinem weitbekanntem Buch. Damals waren aber noch kaum die einfachsten grundlegenden Dampf- und Kraftverbrauchszahlen bekannt, irgendwelche Versuchswerte fehlten noch fast gänzlich. Der Wärmewirtschaft widmete man damals überhaupt noch ziemlich wenig Interesse. Dem Verfasser war es möglich, durch die 1. Auflage dieses Buches auf diesem Gebiet neue Anregung zu geben. Die Kriegs- und Nachkriegszeit hat die Wärmewirtschaft in allen Industrien, so auch in der Zellstoff- und Papierindustrie notgedrungen stark und nachhaltig gefördert. Heute ist man bereits tiefer in die Materie eingedrungen; größere Arbeiten von Dr. A. Klein, Mallick, Strauß und Schinkel haben wesentliche Klärung in die wärmetechnischen Kenntnisse gebracht, die Arbeiten von Dr. Stiel haben die elektrischen Antriebsfragen erschöpfend behandelt. Schwedische Ingenieure wie Grewin und Dr. Ruths schufen Vorbildliches durch Schrift und Tat. Der Schweizer Dr. Rudolf Sieber, tätig in Schweden, brachte eine eingehende wärmetechnische Untersuchung des Kochprozesses. Auch in den Vereinen und Verbänden und auf den wissenschaftlichen Tagungen unserer Industrie schenkte man der Wärmewirtschaft steigende Beachtung. Im Winter 1924 wurde aus diesen Gründen heraus auch der Fachausschuß für Kraft- und Wärmewirtschaft des Vereins der Zellstoff- und Papier-Chemiker und -Ingenieure auf Betreiben von Herrn Direktor H. Rinderknecht gegründet. Die deutsche und ausländische Fachpresse zeigt für die Wärmewirtschaft der Papierindustrie steigendes Interesse.

Manches ist also schon geleistet worden, das meiste ist aber noch zu tun. Denkt man nur an die Worte: „Restlose Einführung des Gegen-druckbetriebs, möglichst weitgehende Ausnützung der Abfallwärme aus Kocherei und Spiritusfabrik zur höchstmöglichen Frischlaugen-vorwärmung, ausgiebige Belüftung der Trockenpartie durch Warmluft, Ausnützung der Schwadenwärme der Trockenpartien und der Rauch-gase zur Luftherwärmung und schließlich Eindampfung und Verbrennung der Ablaugen“, so ist das ein sehr reichliches Programm für die Zu-kunft. Man gewinnt dabei unbedingt den Eindruck, daß die Wärme-wirtschaft für ihre Betätigung noch ein Riesengebiet vor sich hat. Eine dankbare Aufgabe ist es, diese Gebiete in den nächsten Jahren zu erschließen.

# G. Anhang.

## I. J-S Diagramm.

Das J-S Diagramm ist benannt nach seinen Ordinaten, den Gesamtdampfwärmen  $i$  und seinen Abszissen, den Entropien  $s$ . Es besteht im wesentlichen aus drei Kurvenscharen: 1. Druckkurven, 2. Temperaturkurven (nur im überhitzten Gebiet), 3. Kurven der Dampfmasse (nur im Naßdampfgebiet). Es ist zur Verfolgung wärmetechnischer Vorgänge außerordentlich einfach und bequem und erspart bei seiner Anwendung viel Rechenarbeit und damit auch viel Fehlerquellen.

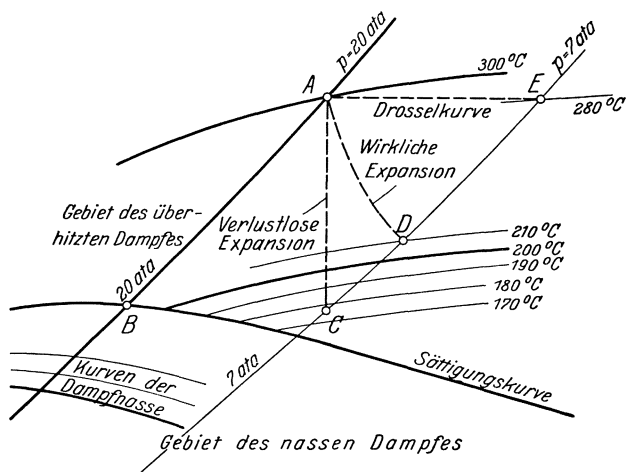


Abb. 65. Ausschnitt aus dem J-S Diagramm.

Maßstab 1: 2; also 1 mm = 2 kcal.

Der Umgang mit dem Diagramm erfordert nur einige Übung; man wird es dann nie mehr missen wollen. Das Original-Diagramm ist so gezeichnet, daß 1 mm = 1 kcal, man kann also Wärmemengen direkt mit dem Maßstab messen. Damit der Leser mit dem Gebrauch des J-S Diagramms<sup>1)</sup> möglichst vertraut wird, bringe ich an Hand des Ausschnittes aus dem Originaldiagramm, der in Abb. 65 dargestellt ist, einige Rechenbeispiele.

<sup>1)</sup> Mollier, Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Berlin: Julius Springer 1925. Die in großem Maßstab gezeichneten Originaltafeln liegen diesem Buch bei.

1. Aufgabe: Es soll der Zustandspunkt von Dampf von 20 ata 300° C gesucht werden. Welche Gesamtwärme hat dieser Dampf?

Lösung: Man verfolgt die Kurve 20 ata und die Temperaturkurve 300° C bis zu ihrem Schnittpunkt *A*. Gesamtwärme des Dampfes ist auf der Ordinate zu  $i = 723$  kcal ablesbar<sup>1)</sup>.

2. Aufgabe: Welche Sättigungstemperatur hat dieser Dampf?

Lösung: Man sucht den Schnittpunkt der Kurve 20 ata mit der Sättigungslinie — Punkt *B* —. Man liest ab Sättigungstemperatur = 212° C.

3. Aufgabe: Dampf von 20 ata 300° C (Punkt *A*) expandiert verlustlos (adiabatisch) auf 7 ata. Es soll der Endzustand der Expansion und das Wärmegefälle von 20 ata auf 7 ata angegeben werden.

Lösung: Die verlustlose Expansion, bei der sich die Entropie nicht ändert, wird durch eine senkrechte Gerade im Diagramm dargestellt. Der Endzustand ist der Schnittpunkt dieser Geraden mit der Kurve 7 ata (Punkt *C*).

Endtemperatur = 178° C; Wärmehalt 668 kcal;

Wärmegefälle von *A* nach *C* = 56 mm abmeßbar, also = 56 kcal.

4. Aufgabe: Derselbe Dampf expandiert in einer Turbine mit dem thermodynamischen Wirkungsgrad  $\eta = 0,7$  auf 7 ata. Welches ist der Endzustand? Welches das in Kraft umgesetzte Wärmegefälle?

Lösung: Wenn  $\eta = 0,7$ , so werden vom Wärmegefälle der verlustlosen Maschine, das in Aufgabe 3 mit 56 kcal ermittelt,  $0,7 \cdot 56 = 39,2$  kcal in Kraft umgesetzt. Man ziehe also im Abstand 39,2 mm vom Punkt *A* eine horizontale Gerade bis zum Schnitt mit der Kurve 7 ata (Punkt *D*). Endzustand ist dann 7 ata, 208° C, das in Kraft umgesetzte Wärmegefälle = 39,2 kcal = 0,046 kWst.

5. Aufgabe: Dampf von 20 ata 300° C (Punkt *A*) wird ohne Arbeitsleistung auf 7 ata abgedrosselt. Welches ist der Endzustand?

Lösung: Bei der Drosselung wird weder Wärme zu- noch abgeführt, der Wärmehalt ist  $i = \text{const}$ , die Drosselkurve im J-S Diagramm ist daher eine wagrechte Gerade hier bis zur Kurve von 7 ata (Punkt *E*). Endzustand des Dampfes dort  $p = 7$  ata, 280° C.

6. Aufgabe: Gesättigter Dampf 20 ata wird auf 5 ata abgedrosselt. Endzustand des Dampfes?

Lösung: Gesättigter Dampf ist gekennzeichnet durch den Schnitt der 20 ata Kurve mit der Sättigungslinie (Punkt *B*). Die horizontale Drosselkurve und ihr Schnitt mit der 5 ata Kurve geben den Dampfzustand nach der Drosselung, also 5 ata 172° C.

Der trockne Dampf von 20 ata wurde also durch die Drosselung überhitzt.

Derartige Beispiele ließen sich noch vielerlei Art anführen, durch den täglichen Gebrauch wird man am besten den Nutzen dieses Diagramms kennenlernen.

<sup>1)</sup> Gesamtwärme wird statt mit  $i$  oft auch mit  $\lambda$  bezeichnet.

Zahlentafel 1: Dampftabelle<sup>1)</sup> für Wasserdampf.

Druck ata	Sättigungs- temperatur in ° C	Wärmeinhalt		Ver- dampfungs- wärme $i''-i'$ in kcal/kg	Rauminhalt des Dampfes in m <sup>3</sup> /kg
		der Flüssigkeit in kcal/kg	des Dampfes in kcal/kg		
$p$	$t$	$i'$	$i''$	$r$	$v''$
0,01	6,6	6,6	598,0	591,4	131,6
0,015	12,7	12,7	600,9	588,2	89,64
0,02	17,1	17,1	602,9	585,8	68,27
0,025	20,7	20,7	604,6	583,9	55,28
0,03	23,7	23,7	606,0	582,3	46,53
0,04	28,6	28,6	608,2	579,6	35,46
0,05	32,5	32,5	610,0	577,5	28,73
0,06	35,8	35,8	611,5	575,8	24,19
0,08	41,1	41,1	614,0	572,8	18,45
0,10	45,4	45,4	615,9	570,5	14,96
0,12	49,0	49,0	617,6	568,5	12,60
0,15	53,6	53,6	619,6	566,0	10,22
0,20	59,7	59,7	622,3	562,7	7,797
0,25	64,6	64,6	624,5	559,9	6,325
0,30	68,7	68,7	626,3	557,6	5,331
0,35	72,3	72,3	627,8	555,6	4,614
0,40	75,4	75,4	629,2	553,8	4,072
0,50	80,9	80,9	631,5	550,6	3,304
0,60	85,5	85,5	633,4	548,0	2,785
0,70	89,5	89,5	635,1	545,6	2,411
0,80	93,0	93,0	636,5	543,6	2,128
0,90	96,2	96,2	637,8	541,7	1,906
1,0	99,1	99,1	639,0	539,9	1,727
1,1	101,8	101,8	640,1	538,3	1,580
1,2	104,2	104,3	641,1	536,7	1,457
1,3	106,6	106,7	642,0	535,3	1,352
1,4	108,7	108,9	642,8	533,9	1,261
1,5	110,8	110,9	643,6	532,7	1,182
1,6	112,7	112,9	644,3	531,4	1,113
1,8	116,3	116,6	645,7	529,1	0,997
2,0	119,6	119,9	646,9	527,0	0,903
2,2	122,6	123,0	648,0	525,0	0,826
2,4	125,5	125,8	649,0	523,1	0,7616
2,6	128,1	128,5	649,9	521,4	0,7066
2,8	130,5	131,0	650,8	519,7	0,6592
3,0	132,9	133,4	651,6	518,1	0,6180
3,2	135,1	135,7	652,3	516,6	0,5817
3,4	137,2	137,8	653,0	515,2	0,5495
3,6	139,2	139,9	653,7	513,8	0,5208
3,8	141,1	141,8	654,3	512,4	0,4951
4,0	142,9	143,7	654,9	511,1	0,4718
4,5	147,2	148,1	656,2	508,0	0,4224
5,0	151,1	152,2	657,3	505,2	0,3825
5,5	154,7	155,9	658,4	502,5	0,3497
6,0	158,1	159,4	659,3	499,9	0,3222
6,5	161,2	162,7	660,2	497,5	0,2987
7,0	164,2	165,7	660,9	495,2	0,2785

<sup>1)</sup> Auszug aus Mollier: Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf.  
2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1925.



Dampftabelle für Wasserdampf (Fortsetzung).

Druck ata	Sättigungs- temperatur in ° C	Wärmeinhalt		Ver- dampfungs- wärme $i''-i'$ in kcal/kg	Rauminhalt des Dampfes in m³/kg
		der Flüssigkeit in kcal/kg	des Dampfes in kcal/kg		
$p$	$t$	$i'$	$i''$	$r$	$v''$
7,5	167,0	168,7	661,7	493,0	0,2609
8,0	169,6	171,4	662,3	490,9	0,2454
8,5	172,1	174,0	662,9	488,8	0,2317
9,0	174,5	176,6	663,4	486,8	0,2195
9,5	176,8	179,0	663,9	484,9	0,2085
10	179,0	181,3	664,4	483,1	0,1985
11	183,2	185,7	665,2	479,5	0,1813
12	187,1	189,8	665,9	476,1	0,1668
13	190,7	193,6	666,6	472,8	0,1545
14	194,1	197,3	667,0	469,7	0,1438
15	197,4	200,7	667,4	466,7	0,1346
16	200,4	204,0	667,8	463,8	0,1264
17	203,4	207,1	668,1	460,9	0,1192
18	206,2	210,1	668,3	458,2	0,1128
19	208,8	213,0	668,5	455,5	0,1070
20	211,4	215,8	668,7	452,9	0,1017
22	216,2	221,0	668,9	447,9	0,0927
24	220,8	226,0	669,0	443,0	0,0850
26	225,0	230,6	669,0	438,4	0,0785
28	229,0	235,0	668,8	433,9	0,0729
30	232,8	239,1	668,6	429,5	0,06802
32	236,4	243,1	668,3	425,2	0,06372
34	239,8	246,9	668,0	421,1	0,05991
36	243,1	250,5	667,6	417,0	0,05651
38	246,2	254,1	667,1	413,0	0,05345
40	249,2	257,4	666,6	409,2	0,05069
42	252,1	260,7	666,0	405,3	0,04817
44	254,9	263,9	665,5	401,6	0,04588
46	257,6	266,9	664,8	397,9	0,04378
48	260,2	269,8	664,1	394,3	0,04185
50	262,7	272,7	663,4	390,7	0,04007
55	268,7	279,6	661,5	381,9	0,03616
60	274,3	286,1	659,5	373,5	0,03289
65	279,6	292,2	657,5	365,3	0,03009
70	284,5	298,0	655,3	357,3	0,02769
75	289,2	303,5	653,0	349,5	0,02559
80	293,6	308,8	650,6	341,8	0,02374
85	297,9	313,9	648,1	334,2	0,02210
90	301,9	319,0	645,6	326,7	0,02064
95	305,8	323,9	643,0	319,2	0,01933
100	309,5	328,7	640,5	311,8	0,01815
110	316,5	338,1	635,1	297,0	0,01609
120	323,1	347,3	629,7	282,4	0,01437
130	329,3	356,4	624,2	267,8	0,01290
140	335,0	365,3	618,6	253,3	0,01164
150	340,5	374,1	612,9	238,8	0,01054
160	345,7	383,4	606,3	222,8	0,00956
180	355,4	401,9	592,6	190,7	0,00782
200	364,2	425,6	572,8	147,3	0,00614
225	374,0	501,1	501,1	0	0,00310

Zahlentafel 2: Zustandsänderungen von feuchter Luft<sup>1)</sup>.

Temperatur in Graden C	Gewicht der trocknen Luft in kg/m <sup>3</sup> bezogen auf 0° C u. 760 mm Quecksilbersäule	Wassergehalt der gesättigten Luft in g/m <sup>3</sup> feuchter Luft	Wassergehalt der gesättigten Luft in g/kg feuchter Luft	Spannung des Wasserdampfes in mm Quecksilbersäule
— 20	1,40	1,06	0,76	0,93
— 18	1,38	1,27	0,92	1,12
— 16	1,37	1,47	1,07	1,31
— 14	1,36	1,73	1,27	1,55
— 12	1,35	2,03	1,50	1,83
— 10	1,34	2,30	1,72	2,09
— 8	1,33	2,68	2,01	2,45
— 6	1,32	3,12	2,36	2,88
— 4	1,31	3,62	2,76	3,37
— 2	1,30	4,21	3,23	3,94
± 0	1,29	4,88	3,77	4,60
+ 2	1,28	5,58	4,39	5,30
+ 4	1,27	6,37	4,98	6,10
+ 6	1,27	7,26	5,74	7,00
+ 8	1,26	8,26	6,57	8,02
+ 10	1,25	9,37	7,51	9,17
+ 12	1,24	10,62	8,57	10,46
+ 14	1,23	12,01	9,76	11,91
+ 16	1,22	13,6	11,2	13,54
+ 18	1,21	15,27	12,7	15,36
+ 20	1,20	17,18	14,4	17,39
+ 22	1,20	19,29	16,3	19,66
+ 24	1,19	21,62	18,4	22,18
+ 25	1,18	22,87	19,5	23,55
+ 26	1,18	24,17	20,7	24,99
+ 28	1,17	27,02	23,4	28,10
+ 30	1,17	30,10	26,3	31,55
+ 32	1,16	33,55	29,5	35,36
+ 34	1,15	37,29	33,1	39,57
+ 36	1,14	41,39	37,0	44,20
+ 38	1,14	54,88	41,4	49,30
+ 40	1,13	50,77	46,3	54,91
+ 42	1,12	56,10	51,6	61,06
+ 44	1,11	61,88	57,5	67,79
+ 46	1,11	68,18	64,0	75,16
+ 48	1,10	75,01	71,1	83,20
+ 50	1,09	82,40	79,0	91,98
+ 52	1,09	90,41	87,7	101,74
+ 54	1,08	99,07	97,2	111,95
+ 56	1,07	108,40	107,6	123,24
+ 58	1,07	118,47	119,1	135,51
+ 60	1,06	129,29	131,7	148,79
+ 65	1,04	160,05	168,0	186,94
+ 70	1,03	196,64	216,1	233,08
+ 75	1,01	239,91	276,0	288,50
+ 80	1,00	290,72	352,8	354,62
+ 85	0,99	350,03	542,1	433,00
+ 90	0,97	418,83	582,5	525,39
+ 95	0,96	498,32	751,1	633,69
+ 100	0,95	589,58	1000	760,00

<sup>1)</sup> Während der Drucklegung dieses Buches ist in Hütte 25. Aufl. Bd. I. S. 496 eine Tafel erschienen, die die neuesten Forschungswerte auf diesem

**Vergleichende Arbeitsgrößen.**

1 mkg/sk	= 0,0133 PS	= 0,00234 kcal/sk
75 mkg/sk	= 1 PS	= 0,1765 kcal/sk
427 mkg/sk	= 5,666 PS	= 1 kcal/sk
1 kWst	= 860 kcal	= 1,36 PSst
1 PSst	= 632 kcal	= 0,736 kWst = 270000 mkg.
1 Br. Th. U. (engl. Wärmeeinheit) <sup>1)</sup>	= 0,252 kcal/lbs	= 0,554 kcal/kg
(British Thermal Units)	= 106,4 mkg	= 1,42 PS
	1 mkg	= 0,0093 Br. Th. U.
	1 PS	= 0,98 HP = 0,705 Br. Th. U.

**Druckmessung.**

Der Druck von Gasen und Dämpfen wird gemessen in mm oder m Wassersäule (W.-S.), in mm Quecksilbersäule (Q.-S. oder Hg), in kg/m<sup>2</sup>, in kg/cm<sup>2</sup> und in Atmosphären.

1 (technische) Atmosphäre	= 1 kg/cm <sup>2</sup> = 735,51 mm Q.-S. von 0° C
	= 10000 mm W.-S. von + 4° C = 14,223 engl. Pf./Q.-Z.
1 mm W.-S.	= 0,073551 mm Q.-S.
1 mm Q.-S.	= 13,596 mm W.-S. = 0,0013596 atm.
1 alte phys. Atm.	= 760 mm Q.-S.

**Temperaturmessung.**

Bezeichnet *C*, *R* und *F* die einer bestimmten Temperatur entsprechenden Grade nach Celsius, Réaumur und Fahrenheit, so ist

$$1^{\circ} \text{C} = \frac{4}{5}^{\circ} \text{R} = \frac{9}{5}^{\circ} \text{F}.$$

$$\text{F} = 32^{\circ} + \frac{9}{5} \text{C}.$$

Dem Nullpunkt der Celsiuskala entspricht 32,0° F.

$$\text{Abs. Nullpunkt} = -273^{\circ} \text{C}$$

$$\text{Abs. Temp. } T = (273 + t)^{\circ} \text{C}.$$

**Zahlentafel 3: Spezifische Gewichte.**

Spezifisches Gewicht ist das Gewicht der Volumeneinheit des Körpers; bei gasförmigen entweder von 1 m<sup>3</sup> oder von 1 kg.

Schmiedeeisen . . . . .	7,85
Gußeisen . . . . .	7,25
Blei . . . . .	11,4
Bronze . . . . .	8,6
Mauerwerk . . . . .	1,6
Beton . . . . .	2,0
Kiefernholz . . . . .	0,6
Kupfer . . . . .	8,9
Wasser . . . . .	1,0 bei 4° C
Alkohol, flüssig . . . . .	0,79 bei 15° C
Wasserdampf . . . . .	0,623
Luft . . . . .	1
Schweflige Säure Dämpfe . . . . .	2,250
Alkoholdampf . . . . .	1,601.
Ablauge . . . . .	1,052 bei 7°

je 1 m<sup>3</sup> bezogen  
auf Luft von  
0° C und 760 mm

Dabei ist spez. Gewicht der trocknen Luft bei 0° C 760 mm Druck bezogen auf Wasser von 4° C = 0,001293 kg/Liter.

Gebiet enthält; die neuen Zahlen weichen aber nur geringfügig von den in obiger Zahlentafel gegebenen Werten ab.

<sup>1)</sup> Wärme die nötig ist, um 1 Pf (engl.) Wasser um 1° Fahrenheit zu erwärmen; siehe auch Hütte 25. Aufl. Bd. I S. 437 u. 1016.

Zahlentafel 4: Spezifische Wärme in  $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ .

d. h. die Wärmemenge, die nötig ist, um 1 kg des Stoffes um 1° C in der Temperatur zu erhöhen.

Wasser . . . . .	1	Steinkohle . . . . .	0,31
Blei . . . . .	0,031	Ziegelstein . . . . .	0,22
Kupfer . . . . .	0,094	Alkohol . . . . .	0,58
Messing . . . . .	0,092	Zellstoff . . . . .	} 0,319
Eisen . . . . .	0,115	Holzschliff . . . . .	
Beton . . . . .	0,27	Papier . . . . .	
Schwefel . . . . .	0,18		

Luft . . . . .	{ 0,24 bei konst. Druck
	{ 0,172 bei konst. Volumen
Wasserdampf . . . . .	0,48 bei konst. Druck von 1 atm.
Schwefligsaure Gase (SO <sub>2</sub> ) . . . . .	{ 0,154 bei konst. Druck
	{ 0,123 bei konst. Volumen
Sulfitablauge . . . . .	{ 0,95 bei 5° Bé und 20° C fallend
	{ bis 0,6 bei 40° Bé und 20° C.

Zahlentafel 5: Wärmeleitahlen in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m st}^\circ\text{C}} = \lambda$ .<sup>1)</sup>

Wärmeleitzahl ist die stündlich durch 1 m<sup>2</sup> Fläche des Stoffes zu einer anderen im Abstand von 1 m übertretende Wärmemenge bei 1° C Temperaturunterschied der beiden Flächen. Die Wärmewiderstandszahl ist der umgekehrte Wert der Wärmeleitzahl =  $\frac{1}{\lambda}$ .

Je kleiner die Wärmeleitzahl, desto größer der Wärmewiderstand, d. h. die Isolierfähigkeit.

Je größer die Wärmeleitzahl, desto geeigneter ist das Material für Wärmedurchgang, also Heizwirkung.

Aluminium . . . . .	175	Schamotte 0,50 bei 50° C
Asbest . . . . .	0,153 bei 50° C	Wasser . . . . . 0,5 [0,477 (1 + 0,00298 t)]
	0,175 bei 150° C	Ziegel . . . . . 0,45
Beton 1:4 . . . . .	0,8—1,2	Luft . . . . . { 0,0211 bei 50° C
Blei . . . . .	30	{ 0,0254 bei 150° C } 0,020 (1 + 0,0028 t)
Eisen . . . . .	40—50	Kieselgur . . . . . 0,060 bei 50° C
Kalkstein . . . . .	0,80	0,066 bei 100° C
Kesselstein . . . . .	1 — 3	Sägemehl . . . . . 0,055
(Rohrstein)		Baumwolle 0,054
Kupfer . . . . .	300—340	Papier . . . . . 0,055
Rotguß . . . . .	50—60	Zellstoff . . . . . 0,055
Maschinenöl . . . . .	0,1	Seide . . . . . 0,038 bei 0° C
Starres Fett . . . . .	0,16	0,051 bei 100° C

Zahlentafel 6:

Wärmedurchgangszahl  $\alpha$  für Baukonstruktionen<sup>2)</sup>.  
Bei Außenwänden

Mauerstein . . . . .	{ Stärke in m	0,12	0,25	0,38	0,64	0,90
	{ $\alpha$	2,4	1,7	1,3	0,9	0,7
Stampfbeton . . . . .	{ Stärke in m	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30
	{ $\alpha$	3,4	2,7	2,3	2,0	1,5

<sup>1)</sup> Schmidt, Dr.: Die Wärmeleitahlen von Stoffen auf Grund von Meßergebnissen. Mitt. aus dem Forschungsheim für Wärmeschutz, München, Bayerstr. 3, Selbstverlag. Sehr ausführliche Zusammenstellung und Begründung sämtlicher bekannten Wärmeleitahlen auch für Baustoffe.

<sup>2)</sup> Die wissenschaftlichen Grundlagen des Wärmeschutzes. Bayer. Ind. Gew. Bl. 1919, S. 788.

Zahlentafel 6 (Fortsetzung).  
 Bei Innenwänden

Mauerstein . . . . .	{Stärke in m } $\kappa$	0,12 2,2	0,25 1,5	0,38 1,2	0,64 0,8
Rabitzwand . . . . .	{Stärke in m } $\kappa$	0,03 3,2	0,05 2,9	0,07 2,7	0,09 2,4
Gipsdiele . . . . .		fast die gleichen Werte wie Rabitzwand			

## bei Fußböden und Decken

Balkenlagen mit halbem Windelboden . . . . .	$\kappa = 0,35$	0,50
Gewölbe mit massivem Fußboden . . . . .	1,00	—
Gewölbe mit Dielung darüber . . . . .	0,45	0,70
Hölzerne Fußböden über dem Erdreich . . . . .	0,80	—
Massive Fußböden über dem Erdreich . . . . .	1,40	—
Horizontale Massivdecke, System Kleine . . . . .	0,35	0,70
Rohrzellendecke, System Wayß . . . . .	0,45	0,75
Betonplattendecke . . . . .	1,80	1,80

wobei die ersten Zahlen für Fußböden, die zweiten für Decken gelten.

Türen haben . . . . .	$\kappa = 2,0$
Einfache Fenster mit Glasfüllungen . . . . .	5,0
Einfache Fenster mit doppelter Verglasung . . . . .	3,5
Doppelte Fenster . . . . .	2,3
Einfache Oberlichter bei Außenluft . . . . .	5,3
Doppelte Oberlichter bei Außenluft . . . . .	2,4
Teerpappendach . . . . .	2,2
Ziegeldach ohne Schalung . . . . .	4,9
Ziegeldach auf Lattung, Schalung und Putz . . . . .	1,6
Holzzementdach . . . . .	1,3
Betondach mit Dachpappe und Putz . . . . .	2,6
Wellblechdach ohne Schalung . . . . .	10,4

Für Nord, Nordosten, Nordwesten und Osten kommt bei Außenflächen 15%, für Westen, Südwesten, Südosten 10% Zuschlag. Für Eckräume, hohe Flure usw. kommen Zuschläge von 5—20%.

Zahlentafel 7: Spezifische Wassergewichte.  
Wassergewicht von 1 kg absoluttrocknem Stoff bei  $a\%$  Trockengehalt

$$= \frac{100}{a} - 1 \text{ in kg}$$

Zwischen zwei Stellen 1 und 2 zu entziehendes Wassergewicht

$$= \left( \frac{100}{a_1} - 1 \right) - \left( \frac{100}{a_2} - 1 \right) \text{ in kg}$$

$a$ in %	$\frac{100}{a} - 1$ in kg Wasser	$a$ in %	$\frac{100}{a} - 1$ in kg Wasser	$a$ in %	$\frac{100}{a} - 1$ in kg Wasser	$a$ in %	$\frac{100}{a} - 1$ in kg Wasser	$a$ in %	$\frac{100}{a} - 1$ in kg Wasser
30,1	2,321	34,7	1,880	39,3	1,545	43,9	1,278	48,5	1,062
30,2	2,310	34,8	1,872	39,4	1,538	44,0	1,272	48,6	1,057
30,3	2,300	34,9	1,865	39,5	1,532	44,1	1,268	48,7	1,053
30,4	2,290	35,0	1,856	39,6	1,526	44,2	1,262	48,8	1,049
30,5	2,280	35,1	1,849	39,7	1,520	44,3	1,256	48,9	1,045
30,6	2,270	35,2	1,840	39,8	1,513	44,4	1,252	49,0	1,041
30,7	2,259	35,3	1,831	39,9	1,506	44,5	1,248	49,1	1,037
30,8	2,247	35,4	1,822	40,0	1,500	44,6	1,243	49,2	1,032
30,9	2,237	35,5	1,814	40,1	1,495	44,7	1,238	49,3	1,029
31,0	2,226	35,7	1,809	40,2	1,488	44,8	1,231	49,4	1,024
31,1	2,215	35,6	1,801	40,3	1,481	44,9	1,227	49,5	1,020
31,2	2,205	35,8	1,793	40,4	1,475	45,0	1,221	49,6	1,016
31,3	2,195	35,9	1,785	40,5	1,469	45,1	1,218	49,7	1,012
31,4	2,148	36,0	1,779	40,6	1,463	45,2	1,213	49,8	1,008
31,5	2,174	36,1	1,770	40,7	1,458	45,3	1,208	49,9	1,004
31,6	2,163	36,2	1,762	40,8	1,449	45,4	1,203	50,0	1,000
31,7	2,153	36,3	1,754	40,9	1,444	45,5	1,198	50,1	0,996
31,8	2,143	36,4	1,747	41,0	1,439	45,6	1,193	50,2	0,993
31,9	2,133	36,5	1,740	41,1	1,432	45,7	1,188	50,3	0,989
32,0	2,123	36,6	1,732	41,2	1,426	45,8	1,183	50,4	0,985
32,1	2,113	36,7	1,725	41,3	1,421	45,9	1,178	50,5	0,981
32,2	2,103	36,8	1,717	41,4	1,415	46,0	1,173	50,6	0,976
32,3	2,094	36,9	1,710	41,5	1,408	46,1	1,168	50,7	0,972
32,4	2,085	37,0	1,702	41,6	1,403	46,2	1,164	50,8	0,968
32,5	2,076	37,1	1,694	41,7	1,397	46,3	1,160	50,9	0,965
32,6	2,066	37,2	1,688	41,8	1,391	46,4	1,155	51,0	0,962
32,7	2,057	37,3	1,681	41,9	1,387	46,5	1,150	51,1	0,956
32,8	2,048	37,4	1,674	42,0	1,380	46,6	1,145	51,2	0,953
32,9	2,040	37,5	1,666	42,1	1,374	46,7	1,141	51,3	0,949
33,0	2,030	37,6	1,660	42,2	1,369	46,8	1,138	51,4	0,946
33,1	2,020	37,7	1,653	42,3	1,362	46,9	1,133	51,5	0,941
33,2	2,011	37,8	1,645	42,4	1,357	47,0	1,128	51,6	0,939
33,3	2,002	37,9	1,631	42,5	1,352	47,1	1,123	51,7	0,935
33,4	1,995	38,0	1,633	42,6	1,347	47,2	1,119	51,8	0,930
33,5	1,985	38,1	1,625	42,7	1,341	47,3	1,114	51,9	0,926
33,6	1,976	38,2	1,618	42,8	1,336	47,4	1,110	52,0	0,925
33,7	1,966	38,3	1,612	42,9	1,331	47,5	1,105	52,1	0,921
33,8	1,957	38,4	1,605	43,0	1,326	47,6	1,100	52,2	0,916
33,9	1,949	38,5	1,598	43,1	1,321	47,7	1,096	52,3	0,912
34,0	1,940	38,6	1,592	43,2	1,315	47,8	1,092	52,4	0,908
34,1	1,931	38,7	1,585	43,3	1,310	47,9	1,088	52,5	0,905
34,2	1,922	38,8	1,578	43,4	1,304	48,0	1,083	52,6	0,901
34,3	1,913	38,9	1,571	43,5	1,298	48,1	1,079	52,7	0,898
34,4	1,904	39,0	1,564	43,6	1,293	48,2	1,074	52,8	0,895
34,5	1,866	39,1	1,558	43,7	1,288	48,3	1,070	52,9	0,891
34,6	1,888	39,2	1,551	43,8	1,283	48,4	1,066	53,0	0,887

Zahlentafel 7 (Fortsetzung).

$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$
in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser
53,1	0,884	58,4	0,713	63,6	0,573	68,8	0,453	74,0	0,351
53,2	0,880	58,5	0,709	63,7	0,570	68,9	0,451	74,1	0,349
53,3	0,876	58,6	0,706	63,8	0,586	69,0	0,449	74,2	0,347
53,4	0,872	58,7	0,704	63,9	0,565	69,1	0,447	74,3	0,345
53,5	0,870	58,8	0,700	64,0	0,563	69,2	0,445	74,4	0,344
53,7	0,866	58,9	0,698	64,1	0,560	69,3	0,443	74,5	0,342
53,8	0,862	59,0	0,696	64,2	0,558	69,4	0,440	74,6	0,340
53,9	0,859	59,1	0,693	64,3	0,555	69,5	0,438	74,7	0,339
54,0	0,851	59,2	0,690	64,4	0,553	69,6	0,436	74,8	0,337
54,1	0,849	59,3	0,686	64,5	0,550	69,7	0,434	74,9	0,335
54,2	0,845	59,4	0,685	64,6	0,548	69,8	0,432	75,0	0,333
54,3	0,842	59,5	0,681	64,7	0,545	69,9	0,430	75,1	0,331
54,4	0,840	59,6	0,679	64,8	0,543	70,0	0,428	75,2	0,330
54,5	0,835	59,7	0,675	64,9	0,540	70,1	0,426	75,3	0,329
54,6	0,833	59,8	0,673	65,0	0,538	70,2	0,424	75,4	0,327
54,7	0,829	59,9	0,670	65,1	0,536	70,3	0,422	75,5	0,325
54,8	0,826	60,0	0,666	65,2	0,534	70,4	0,420	75,6	0,323
54,9	0,821	60,1	0,664	65,3	0,531	70,5	0,418	75,7	0,321
55,0	0,818	60,2	0,660	65,4	0,529	70,6	0,416	75,8	0,320
55,1	0,816	60,3	0,685	65,5	0,527	70,7	0,414	75,9	0,318
55,2	0,811	60,4	0,655	65,6	0,525	70,8	0,412	76,0	0,316
55,3	0,808	60,5	0,653	65,7	0,520	70,9	0,410	76,1	0,314
55,4	0,806	60,6	0,650	65,8	0,518	71,0	0,408	76,2	0,312
55,5	0,803	60,7	0,648	65,9	0,516	71,1	0,406	76,3	0,310
55,6	0,798	60,8	0,645	66,0	0,515	71,2	0,404	76,4	0,309
55,7	0,796	60,9	0,643	66,1	0,512	71,3	0,402	76,5	0,307
55,8	0,792	61,0	0,639	66,2	0,510	71,4	0,400	76,6	0,305
55,9	0,790	61,1	0,637	66,3	0,508	71,5	0,398	76,7	0,303
56,0	0,786	61,2	0,635	66,4	0,506	71,6	0,396	76,8	0,302
56,1	0,783	61,3	0,632	66,5	0,503	71,7	0,393	76,9	0,301
56,2	0,780	61,4	0,629	66,6	0,501	71,8	0,391	77,0	0,299
56,3	0,776	61,5	0,626	66,7	0,499	71,9	0,390	77,1	0,297
56,4	0,774	61,6	0,623	66,8	0,497	72,0	0,389	77,2	0,295
56,5	0,770	61,7	0,620	66,9	0,493	72,1	0,387	77,3	0,294
56,6	0,768	61,8	0,618	67,0	0,490	72,2	0,385	77,4	0,292
56,7	0,764	61,9	0,616	67,1	0,488	72,3	0,383	77,5	0,291
56,8	0,761	62,0	0,612	67,2	0,486	72,4	0,381	77,6	0,289
56,9	0,759	62,1	0,609	67,3	0,483	72,5	0,378	77,7	0,287
57,0	0,755	62,2	0,607	67,4	0,482	72,6	0,377	77,8	0,285
57,1	0,751	62,3	0,605	67,5	0,480	72,7	0,375	77,9	0,283
57,2	0,750	62,4	0,603	67,6	0,477	72,8	0,373	78,0	0,282
57,3	0,746	62,5	0,600	67,7	0,475	72,9	0,371	78,1	0,280
57,4	0,744	62,6	0,598	67,8	0,473	73,0	0,370	78,2	0,279
57,5	0,740	62,7	0,595	67,9	0,470	73,1	0,368	78,3	0,277
57,6	0,736	62,8	0,593	68,0	0,468	73,2	0,365	78,4	0,275
57,5	0,734	62,9	0,590	68,1	0,466	73,3	0,364	78,5	0,273
57,8	0,731	63,0	0,588	68,2	0,464	73,4	0,362	78,6	0,271
57,6	0,728	63,1	0,585	68,3	0,464	73,5	0,360	78,7	0,270
58,0	0,725	63,2	0,583	68,4	0,462	73,6	0,358	78,8	0,269
58,1	0,722	63,3	0,580	68,5	0,460	73,7	0,356	78,9	0,268
58,2	0,719	63,4	0,578	68,6	0,458	73,8	0,355	79,0	0,267
58,3	0,715	63,5	0,575	68,7	0,455	73,9	0,353	79,1	0,265

Zahlentafel 7 (Fortsetzung).

$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$	$a$	$\frac{100}{a} - 1$
in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser	in %	in kg Wasser
79,2	0,264	81,3	0,229	83,4	0,200	85,5	0,170	87,6	0,140
79,3	0,262	81,4	0,227	83,5	0,199	85,6	0,168	87,7	0,139
79,4	0,260	81,5	0,226	83,6	0,197	85,7	0,167	87,8	0,138
79,5	0,258	81,6	0,224	83,7	0,195	85,8	0,165	87,9	0,137
79,6	0,257	81,7	0,223	83,8	0,193	85,9	0,164	88,0	0,136
79,7	0,256	81,8	0,222	83,9	0,192	86,0	0,163	89,0	0,124
79,8	0,255	81,9	0,221	84,0	0,190	86,1	0,162	90,0	0,111
79,9	0,253	82,0	0,220	84,1	0,189	86,2	0,161	91,0	0,099
80,0	0,250	82,1	0,219	84,2	0,187	86,3	0,159	92,0	0,087
80,1	0,248	82,2	0,217	84,3	0,185	86,4	0,158	93,0	0,075
80,2	0,246	82,3	0,215	84,4	0,184	86,5	0,157	94,0	0,064
80,3	0,245	82,4	0,214	84,5	0,182	86,6	0,155	95,0	0,053
80,4	0,243	82,5	0,212	84,6	0,180	86,7	0,153	96,0	0,042
80,5	0,240	82,6	0,210	84,7	0,179	86,8	0,152	97,0	0,031
80,6	0,239	82,7	0,207	84,8	0,178	86,9	0,150	98,0	0,020
80,7	0,238	82,8	0,207	84,9	0,177	87,0	0,149	99,0	0,010
80,8	0,237	82,9	0,206	85,0	0,176	87,1	0,148	100,0	0,00
80,9	0,236	83,0	0,205	85,1	0,175	87,2	0,147		
81,0	0,235	83,1	0,204	85,2	0,174	87,3	0,145		
81,1	0,232	83,2	0,203	85,3	0,172	87,4	0,143		
81,2	0,231	83,3	0,202	85,4	0,171	87,5	0,142		



### Bemessung von Dampfleitungen.

Abb. 66 (A. E. G.: Elektrizität in der Papierindustrie, S. 270) ist die graphische Darstellung der Kontinuitätsgleichung  $G \cdot v = F \cdot w$ .

Beispiel:

Dampf Temperatur	$t = 325^{\circ} \text{C}$	Punkt <i>a</i>
Dampfdruck	$p = 15 \text{ atü.}$	„ <i>b</i>
Dampfmenge	$D = 10 \text{ t/st}$	„ <i>c</i>
Dampfgeschwindigkeit	$W = 50 \text{ m/sec}$	„ <i>d</i>

Gesucht: Lichter Rohrdurchmesser *d*.

Lösung:

Linienzug über die Punkte *a*, *b*, *c* und *d* ergibt im Punkt *e* den gesuchten Rohrdurchmesser  $d = 110 \text{ mm}$ .

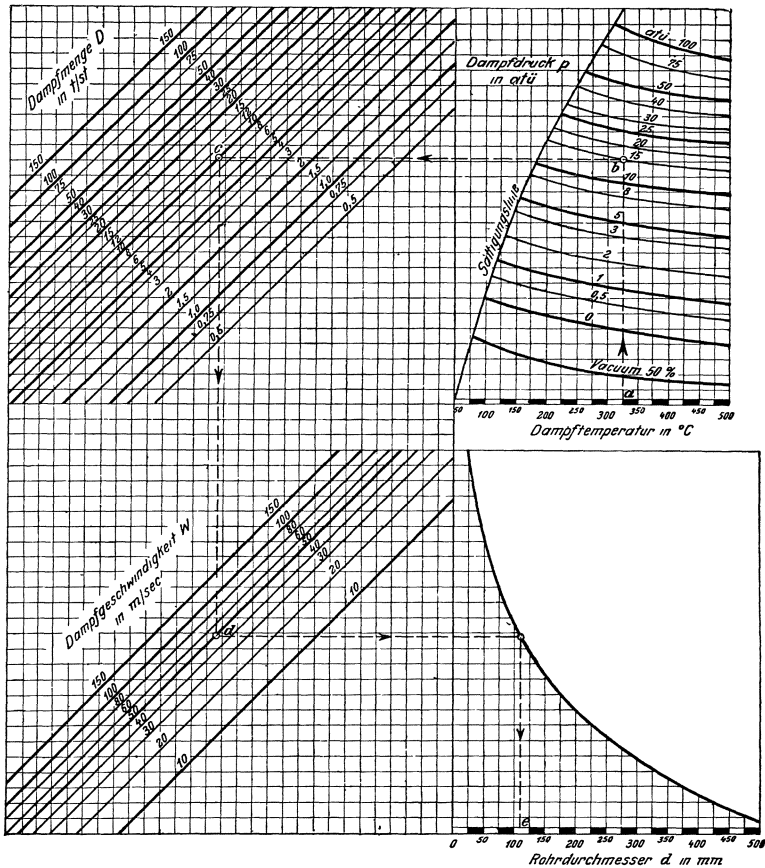


Abb. 66. Bemessung von Dampfleitungen.

**Druckverluste in Dampfleitungen und Ventilen.**

Bei der Aufzeichnung der Abb. 67 (A. E. G.: Die Elektrizität in der Papierindustrie) wurde wiederum die Kontinuitätsgleichung und die bekannte Gleichung für den Druckabfall in Dampfleitungen

$$p_1 = \frac{c \cdot w^2}{v \cdot d} \text{ in } \frac{\text{atm}}{\text{m}}$$

verwendet.

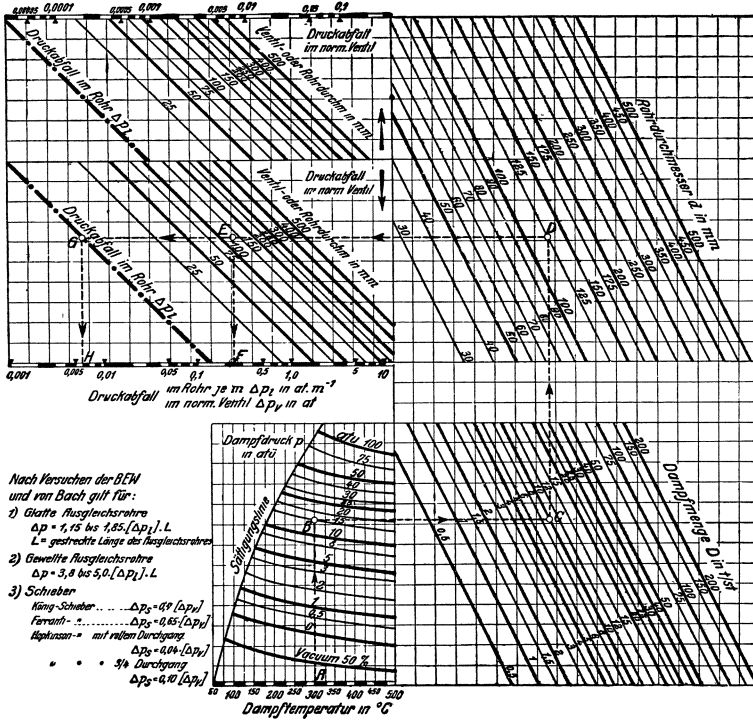


Abb. 67. Druckverlust in Dampfleitungen und Ventilen.

Beispiel:

- Gegeben: Dampftemperatur  $t = 300^\circ \text{C}$  Punkt  $A$   
 Dampfdruck  $p = 15 \text{ atü.}$  „  $B$   
 Dampfmenge  $D = 10 \text{ t/st}$  „  $C$   
 Rohrdurchmesser  $d = 125 \text{ mm}$  „  $D$ .

Gesucht: Druckabfall  $p_1$  je 1 m Rohrleitung und  
 Druckabfall  $p_v$  in einem passenden normalen Ventil.

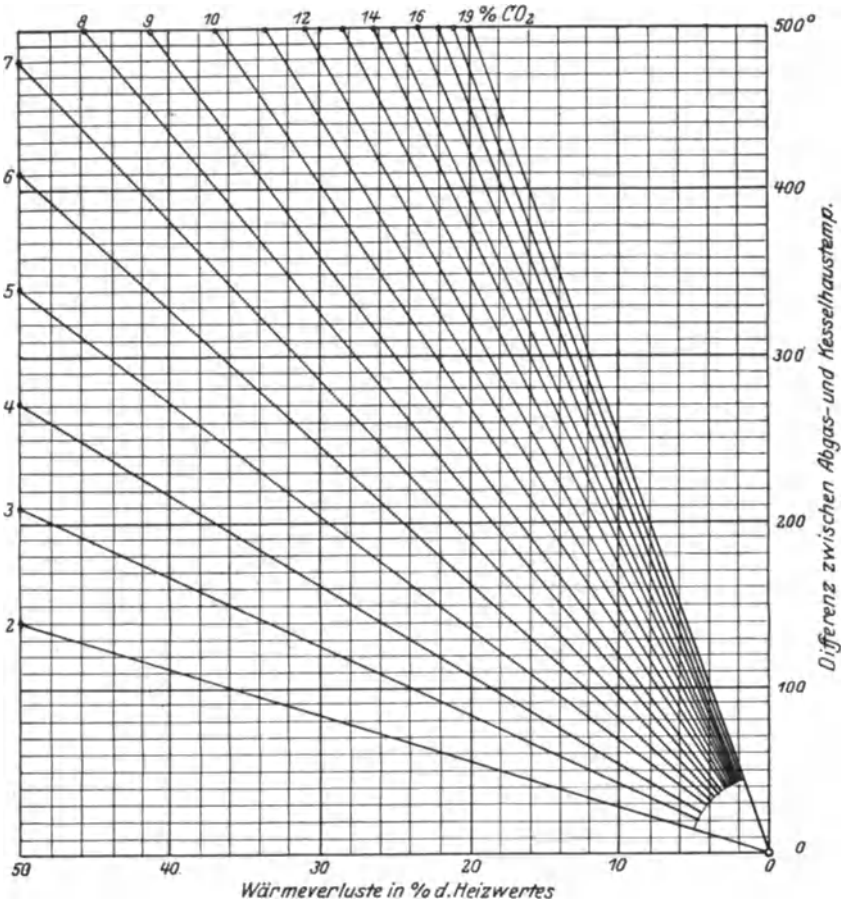


Abb. 68. Wärmeverluste im Kesselhaus, wenn Kesselhaustemperatur, Abgastemperatur und CO<sub>2</sub> Gehalt der Rauchgase bekannt.

Lösung:

Linienzug über die Punkte *A*, *B*, *C*, *D*, *E* ergibt im Punkt *H* den Druckabfall je 1 m Rohr zu  $p_l = 0,006 \frac{\text{atm}}{\text{m}}$

Linienzug von *E* nach *F* ergibt in Punkt *F* den Druckabfall im normalen Ventil zu  $p_v = 0,24 \text{ atm}$ .

## Sachverzeichnis.

- Abdampf**, dessen Wertigkeit 179  
— Temperatur bei Gegendruckbetrieb 180  
**Abfallwärme** der Kocher 48, 60  
— der SO<sub>2</sub>-Gase 30, 48  
— der Ablauge 52, 56, 58  
— des Stoffes im Kocher 51  
— des Kondensates der Mitscherlich-kocher 53  
— Kiesofenanlage 56, 61  
— Schlempe 52, 56, 58  
**Abgasen**, Wärmeverluste 27, 30, 48  
**Ablauge**, deren Abfallwärme 52, 56, 58  
— Heizwert 168, 170  
— spez. Gewicht, Zahlentafel 161  
— spez. Wärme 162  
— Trockensubstanz, Zahlentafel 161  
— Verbrennung 168, 226  
— Zylindertrocknung, Dampfverbrauch 168  
**Ablaugenausbeute** 61, 161  
**Ablaugeneindampfung** 161  
**Ablaugenradieranlage** 163  
**Abs. trocken** 5  
**Abwärme** der Spiritusfabrik 58  
**Alkohol**, wäßriger, Siedepunkt, Zahlentafel 157  
**Alkoholgehalt** des Alkohol-Wasserdampfes 157  
**Anheizverluste** des Kochers 30, 35  
— Dampfmaschine 198  
— Kessel 198  
— Speicher 198  
— Trockenpartie 199  
**Ankochen** mit Niederdruckdampf 47  
**Anpreßwalzen** für Trockenzyylinder 120  
**Anzapfdampf** z. Speisewasseranwärmung 209  
**Arbeitsgrößen**, vergleichende Zahlentafel 269  
**Atmos-Kessel** 207  
**Ausblick** und Rückblick 262  
**Ausmauerung**, Wandstärke 33  
**Bahntemperaturen** 122  
**Baukonstruktionen**, Wärmedurchgangszahl, Zahlentafel 270  
**Belastungsgrad** der Fabrik 175  
— Einfluß auf Wirtschaftlichkeit 175  
**Belastungsziffer** der Trockenpartie 63, 121  
**Belüftung** der Trockenpartie 123  
**Benson-Kessel** 207  
**Blechmantel** der Kocher; Stärke 34  
**Bleicherei**, Dampfverbrauch 154  
— Kraftverbrauch 154  
— Warmwasserverbrauch 154  
**Bleichvorgang**, Temperatur 154  
**Braunschliff**, Dampfverbrauch 173  
**Brownsche Bewegung** 246  
**Brüdenkompressionsanlage**, 164, 212  
— Dampfverbrauch 163, 167  
— Elektroschutzverfahren 166  
— Literaturzusammenstellung 163  
— Siedepunkterhöhung 164  
**Brünner Turbine** 189  
**Bruttovolumen** 4  
**Dampfdruckherabminderung** in der Trockenpartie 126, 128  
— Spiritusfabrik 159  
**Dampf**, Erzeugungswärme bei verschiedenen Drücken 207  
**Dampfrohrleitung**, Bemessung, Schaubild 275  
— Druckverluste; Schaubild 276  
**Dampfsättiger** 115, 180  
**Dampfspeicher**, Speichervermögen 128, 220  
**Dampftabelle** nach Mollier 266  
**Dampfumformer** 118, 129  
**Dampfverbrauch**, Bleicherei 154  
— Dämpfen von Braunschliff 173  
— für verschiedene Eindampfverfahren 162  
— für Brüdenkompression 163, 167  
— für Ablaugen-Zylindertrocknung 168  
— Kochung, zeitl. Verlauf 45  
— spez. der Kocher 44  
— Sulfitspritzfabrik 158  
— theor. für Kocher 13  
— theor. der Trockenpartie 76  
— Trockenpartie, Einfluß der Jahreszeit 96  
— — Einfluß des Einlauftrockengehaltes 83, 84  
— — Einfluß der Belastung 95  
— — Einfluß der freien Heizfläche 83  
— — Einfluß klimatischer Verhältnisse 84, 87  
— Trockenpartie, Einfluß der Raumgröße 95

- Dampfverbrauch, Trockenpartie, Reduktionszahlen 96  
 — verschied. Spiritusbrennereien 160  
 — Vorwärmezyylinder 110  
 — Warmwasserspritze, Naßpartie 109  
 — Zellstoffabrik; Zukunftszahlen 224  
 — zum Dämpfen für Kocher 44  
 — zur Warmlufterzeugung 123  
 Dampfverbrauchsmessung an der Trockenpartie 228  
 — an Kochern 227  
 Dampfverbrauchszahlen für Kocher 41  
 — der Trockenpartie 93  
 — Trocknung, Papier 93  
 — Trocknung Zellstoff 97  
 Decker-Prozeß 55, 57  
 Diathermansie 253  
 Drosselkurven im J-S Diagramm 265  
 Druckherabsetzung in der Heizanlage 126, 193  
 — Druckmessung, Zahlentafel 269  
 Dunstdrücke 70  
 Durchschnittsgewicht des Holzes 4  
  
 Eindampfapparate, Elektroschutzverfahren 166  
 Eindampfung der Ablauge 161  
 Eindampfverfahren, Dampfverbrauch 162  
 Elektrische Zylinderheizung 115  
 Elektrokessel 195  
 Entlüftung, ältere Anlagen 132  
 — der Trockenzylinder 116, 118, 119  
 — mit Schwadenausnützung 138  
 — neuere Anlagen 134  
 Entspannungswärme der Kocher, ihre Größe 48, 50  
 Etagentrockenapparat 124  
  
 Ferndampfleitung 221  
 Festigkeitseigenschaften des Papierees bei der Trocknung 130  
 Feuchte Luft, Zustandsänderungen, Zahlentafel 268  
 Feuchterwärmung 131  
 Filztrocknung durch Warmluft 125  
 Flüssigkeitsgetrieb Schwartzkopff-Huwiler 204  
 Frischlaugenanwärmung 54, 58  
 Frischlaugentemperatur, Einfluß des Wärmeverbrauchs der Kocher 24  
 Frittungstemperaturen 131  
 Füllungsdichte der Kocher 21  
 Füllungsdichte Kocher, Einfluß auf Wärmeverbrauch 22  
  
 Gasraum der Kocher 29  
 Gegendruckabminderung bei Kraftanlagen 193  
 Gegendruckbetrieb 178  
  
 Gegendruckbetrieb, Abdampf-temperatur 180  
 — Grundlegendes 178  
 — Kraftkosten 179  
 — Selbstkosten für Kraft- und Heißdampf 181  
 — Wertigkeit des Abdampfes 179  
 Gesamtwärmeverbrauch, Fabrikationseinheit 232  
 — für 1 kg Zellstoff 177  
 Gewicht fm Holz 4  
 — rm Holz 5  
 Gewichte, spez., Zahlentafel 269  
 Gradierwerke für Ablaugeneindickung 163  
 Grenzschichttheorie 238, 246  
  
 Heißdampfkühlung 180  
 Heizeinrichtung, Kocher 6  
 Heizfläche der Trockenpartie 64  
 — Kocher 7  
 Heizvorrichtung, Kocher, Wärmeausnützung 18  
 Heizwert, Ablauge 168  
 — Sulfitsprit 160  
 Hochdruckblaseeinrichtung, Trockenpartie 124  
 Hochdruckdampf 206  
 — Literaturzusammenfassung 206  
 Hochdruckpresse 112  
 Hochdruckvorschaltanlage 207  
 Holz, spez. Wärme, Einfluß des Wassergehaltes 5  
 Holzfeuchtigkeit, Einfluß auf Kocherausbeute 22  
  
 Idealkurven in Wärmewirtschaft 260  
 Idealprozeß, wärmetechnisch, der Kochung 16  
 — wärmetechnisch, der Trocknung 81  
 Innenzylinder bei Trockenzylindern 117  
 J-S Diagramm 264  
 J-S Diagramm, Beispiele 265  
 Isolierung der Dampfleitung 196  
 Isolierungsfragen 196, 251  
  
 Kapseldampfmaschine 202  
 Kessel, Anheizverlust 198  
 — Bemessung und Wahl 194  
 — Teilbelastung 196  
 Kesseldruck, Entwicklung 207  
 Kesselfeuerung, Wärmestrahlung 253  
 Kessel, Wärmeverlust, Schaubild 277  
 Kiesofenanlage, Abfallwärme 56, 61  
 Kocher, Abfallwärmern 48, 60  
 — Ausmauerung 33  
 — Blechstärken 34  
 — Entspannungswärmern 48  
 — Füllungsdichte 21  
 — Isolierung 36

- Kocher, Wandtemperaturen 34, 40  
 — Wärmeabgabe nach außen 35  
 Kocherausbeute 4  
 — Einfluß auf Dampfverbrauch 27  
 — spez. 25  
 Kocheroberfläche, Formel 33  
 — spez. 31  
 Kochergröße, Einfluß auf Ausbeute 21  
 Kocherschlangen 7  
 — Heizfläche 7  
 Kochung 3  
 Kochverfahren Peetz 13, 23  
 Kombinierte Kochung 8  
 Kondensat-Endtemperatur der Kocher 19  
 Kondensatrückgewinnung auf Trockenpartie 153  
 Kondensatausnützung, Kocher 19, 53  
 — Trockenpartie 109, 124  
 Konvektion 246  
 Kraft und Heizwärme, Zusammenhang 185  
 Kraftanlage, komb. Betrieb 205  
 — Maschinenart 187  
 — Papierfabrik 200  
 — Zellstofffabrik 200  
 — zentral oder dezentral 200  
 Kraftbedarf bei Teilbelastung der Fabrik 176  
 — Braunschiff 172  
 — Papierfabrik 172  
 — verschiedener Papiersorten 173  
 — Weißschliff 173  
 — Zellstofffabrik 173  
 Kraftmaschine, Bemessung und Wahl 183  
 — Wahl des Eintrittdruckes 184  
 Kraftkosten im Gegendruckbetrieb 179  
 Kraftverbrauch, Bleicherei 154  
 — elektrolytische Bleichanlage 155  
 — Kompressionsverdampfung 165, 167, 175  
 — Schleiferei 172  
 — Sulfitspiritalfabrik 158  
 Kraftwerk, Zellstofffabrik, Ausblick in Zukunft 224  
 Krause, Eindampfverfahren 162  
 Kupplung industrieller Werke 221  
  
 Laugenwärmespeicher 57  
 Leerlaufarbeit der Fabrik 175  
 Leerlaufverluste 175  
 Leimungsverhältnisse bei der Trocknung 131  
 Literaturzusammenstellung, Ablaugenverbrennung 168  
 — Brüdenkompression 163  
 — Hochdruckdampf 206  
 — Organisation der Wärmewirtschaft 258  
  
 Literaturzusammenstellung, Sulfitspirital 156  
 — Wärmeschutz 196  
 — Wärmespeicher 216  
 — Wärmeübertragung 235  
 Luft, feuchte; Sättigungskurve 140  
 — — Zustandsänderungen 145  
 — trockene, Wasseraufnahmefähigkeit 144  
 Luftabfuhr aus Trockenzyylinder 116, 118, 119  
 Luftbeimengung bei Kondensationsvorgängen 241  
 — bei Verdampfungsvorgängen 242  
 Luftfeuchtigkeit, Einfluß auf Trockenproben 230  
 Luftmengen für Trockenpartie 141  
 — abhängig von der Außentemperatur 142  
 — Messung 232  
 Lufttrocken 5  
 Luftvorwärmung durch Rauchgase 213  
  
 Maische-Vorwärmung 157  
 Maschinentrocken 64  
 Meßtechnik 266  
 Metzger-Lütschen-Verfahren 117  
 Mollier-Dampf tafel 266  
 Morterud-Patente 9  
 Mürbe, Eindampfverfahren 162  
  
 Nachverdampfung 49, 153, 232  
 — Korrekturzahlen 235  
 Naßfilze, Einfluß auf Trockengehalt 113  
 Naßpartie, Stoffbreianwärmung 104  
 — Vorwärmezyylinder 106, 110  
 — Warmwasseraufspritzen 106, 109  
 Nettovolumen 4  
 Nutzheizfläche, Trockenpartie 66  
  
 Ölhaltiger Abdampf 118, 155  
 Organisation der Wärmewirtschaft 258  
  
 Papierfabrik, Kraftbedarf 172  
 Peetz Kochverfahren 13, 23  
 Psychrometer 143  
  
 Rauchgase, Ausnützung zur Ablaugeeindickung 215  
 — Ausnützung zur Lufterwärmung 213  
 — Ausnützung zur Materialtrocknung 215  
 — jetziger Ausnutzungsgrad 211  
 Raumausbeute 4  
 Reguliervorgang der Dampfanlage 223  
 Rohrstein auf Kocherschlangen 11  
 Röstgase zur Frischlaugenanwärmung 61  
 Rückblick und Ausblick 262  
 Ruths-Speicher 218, 128  
  
 Sättigungsdrücke SO<sub>2</sub> 28  
 Sättigungskurve für feuchte Luft 140  
 Schlempe, deren Abfallwärme 52, 56, 58

## Sachverzeichnis.

- Schwadenausnutzungsanlage, Versuchsanordnung 231
- Schwadenkondensation, Bemessung der Rohrleitung 152
- Schwadenkondensationsanlagen 132, 145, 148
- Zahlenbeispiel 149
- Schwadenkondensatmengen 147
- Schwadenkondensator, Wärmedurchgangszahl 152
- Schwadentaupunkt 143
- Schwadentemperaturen 138
- Schwartzkopff-Huwiler Flüssigkeitsgetriebe 204
- Serienschaltung für Trockenzyylinder 116
- Siedeverzug 242, 164
- Sonntagsbetrieb, Auswirkung auf Dampfverbrauch 176
- Speicherfähigkeit d. Ruths-Speicher 220
- Speicherproblem 216
- Speiseraumspeicher 217
- Speisewasseranwärmung mit Anzapfdampf 209
- Speisewasseraufbereitung 211
- Speisewasserzusatzmenge 212
- Spez. Dampfverbrauch der Kocher 44
- Spez. Gewicht, Holz 4
- Spez. Gewichte, Zahlentafel 269
- Spez. Kocherausbeute 25
- Spez. Wärme, Holzschliff 5
- Spez. Wärme, Zahlentafel 270
- Zellstoff 5
- Spez. Wassergewichte auf Trockenpartie, Zahlentafel 272
- Spez. Oberfläche der Kocher 31
- Spez. Wärme, Kocher-Mauerwerk 34
- — Kocherbleche 34
- — Ablauge 162
- Spez. Wasserverdampfung auf Trockenpartie 64
- Sterausbeute 4
- Stoffbahn, Aufpressung auf Zylinder 120
- Temperaturverluste 122
- Stoffbrei, Anwärmung 104
- Wärmeverluste 107
- Wasserablaufgeschwindigkeit 104
- Stoffbahn-Temperaturen 70, 114
- Strahlkompressor 118, 165
- Strahlungskonstanten 254
- Sulfitkohleverfahren 168
- Sulfitspiritusfabrik, physik. Vorgang 155
- Dampfverbrauch 158
- Sulfitsprit, Heizwert 160
- Sulfitspritfabrik, Kraftverbrauch 158
- Tariffbildung, interne, für Dampf und Kraft 181
- Teilbelastung, Kessel 197
- des Werkes 175
- Temperatur bei Gärung 157
- Temperatur bei Neutralisation 157
- Temperaturmessung, Zahlentafel 269
- Trockengehaltsverschiedenheiten 229
- Trockenpartie, Belastungsmöglichkeit, abhängig vom Zylinderdruck 99
- Belastungsmöglichkeit auf ihren verschiedenen Teilen 99
- Belastungsziffer 63
- Belastungsziffer abhängig vom Quadratmetergewicht 100
- Bemessung der Trockenfläche 101
- Belüftung 123, 124
- Dampfdruck-Abminderung 126, 128
- Entnahme der Trockenproben 230
- Heizfläche 64
- Hochdruckblaseeinrichtung 124
- Kondensatausnützung 109, 124
- Luftmenge 141
- spez. Wassergewicht, Zahlentafel 272
- Stoffleistungsziffer 64
- theoret. Dampfverbrauch 76
- Trocknungsverlauf 73
- Verbesserungen 103
- Verdampfungsvorgang 68
- Vollkommenheitsgrad 81
- Warmluftverbrauch 123, 150
- Wärmedurchgangszahlen 102, 247
- wärmetechn. Idealprozeß 81
- Wärme zur Lufterwärmung 142
- Wirkungsgrade 79
- Trockenpartien, verschiedene 75
- Trockenprobentnahme 230
- Trockenproben, Einfluß der Luftfeuchtigkeit 230
- Trockensubstanz der Ablauge, Zahlentafel 161
- Trockenzyylinder, Dampfumlauf 117
- Kondensatabfuhr 116, 119
- Luftabfuhr 116, 118
- m. inneren Dampfingräumen 117
- Serienschaltung 116
- Wandtemperatur 122
- Zapfenbohrung 127
- Trocknung des Stoffes 62
- Trocknung, Theorie 68
- ungleiche, in der Zellstoffbahn 229
- mechanische und Dampftrocknung Vergleich 113
- Trocknungstemperaturen, Einfluß auf Leimfestigkeit 131
- Einfluß auf Zellstofffaser 130
- zulässige Höhe 130
- Trocknung durch Rauchgase 215
- Überhitzter Dampf für Heizzwecke 114, 180
- Überhitzter Dampf zum Kochen 6
- Überlandstrom, Bezug 203
- Überlaugeverfahren 55, 57
- Umlauf im Kocher 12

- Umrechnung Festmeter in Raummeter 5
- Vakuumpapiermaschine 252
- Verbesserungsmöglichkeiten der Trockenpartie 103
- Verbrennung der Ablauge 168, 226
- Verdampfungsgeschwindigkeit auf Trockenpartie 69
- Vertikaltrockenapparate 124
- Vollkommenheitsgrad, Kochung 16  
— Trocknung 80
- Vorschaltanlage 207
- Vorschalt-Hochdruckkessellemente 208
- Vorwärmezyylinder 106, 110
- Wandtemperaturen, Kocher 34, 40
- Wärme, spez. Zahlentafel 270
- Wärmeabgabe der Gebäude 87  
— der Kocher nach außen 35  
— durch die Trockenzylinder 88  
— durch die Stoffbahn 89  
— Filzbahn 90
- Wärmeausnützung der Kocherheizvorrichtung 18
- Wärmedurchgang 236  
— gesamter, durch Heizflächen 252
- Wärmedurchgangszahl, Verbesserung 249  
— Abhängigkeit von  $\alpha$  250
- Wärmedurchgangszahlen, bei Baukonstruktion 87  
— durch Baukonstruktionen, Zahlentafel 270  
— Trockenpartie 102
- Wärme-Ingenieur 261
- Wärmeleitung auf weite Entfernung 221
- Wärmeleitzahlen, Zahlentafel 270
- Wärmeschema 258
- Wärmespeicher 216  
— Speicherfähigkeit 128, 219  
— Literaturzusammenstellung 216  
— Wärmeverluste 220
- Wärmestatistik 260
- Wärmestrahlung 253
- Wärmeverbrauch der Kochung und seine Abhängigkeit 18
- Wärmeübergang, Einfluß der Rohrlänge 248  
— Einfluß der geometr. Heizflächengestalt 248  
— Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit 246  
— Einfluß der Strömungsart 247  
— Einfluß der Luftbeimengungen 139, 240
- Wärmeübergang, Einfluß von Ablagerungen 244
- Wärmeübergang, Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit der Heizfläche 249
- Wärmeübergang an Gase 242  
— an Luft 240  
— an nichtsiedendes Wasser 243  
— an siedendes Wasser 243  
— an Rohrbündel 242  
— an Stoffbahnen 247  
— an ruhendes Wasser 247  
— von Alkoholdampf 246  
— von kondensierendem Wasserdampf 245  
— Einfluß der abs. Temperaturhöhe 249
- Wärmeübergangszahl 239
- Wärmeübertragung 235
- Wärmeübergangswiderstand 250
- Wärmeübergang der Heizeinrichtung d. Kocher 10
- Wärmeverbrauch theor. Kocher 13  
— — der Trockenpartie 76
- Wärmeverluste der Kocher nach außen 35  
— beim Abgasen 30
- Wärmeverluste der Kocher 27
- Warmluftzerzeugung 123, 125
- Warmluftverwendung, Trockenpartie 123, 125
- Wärmewirtschaft, Organisation 258
- Wasser, seine Viskosität 104
- Wassergehalt der Stoffbahn 63  
— Holz, Einfluß auf Kocherausbeute 21  
— Holz 5
- Wasserverbrauch, Zellstofffabrik 173
- Wert der Heizfläche 251, 255
- Wertigkeit des Abdampfes 179
- Widerstandsheizung, elektr. der Trockenzylinder 115
- Wirkungsgrade, Dampfturbinen 188  
— der Kochung 14, 17  
— Gegendruckmaschine 190  
— Kolbendampfmaschine 188  
— der Trockenpartie 79
- Zellpech 163
- Zellstofffabrik, Gesamtwärmeverbrauch je 1 kg 177, 232  
— Kraftbedarf 173  
— Wärmeschaltbild 225  
— Wasserverbrauch 173
- Zentralheizeinrichtungen für Kocher 9
- Zentralisation der Kraftanlage 200
- Zirkulation im Kocher 12  
— im Trockenzylinder 117
- Zukunftsentwicklung für Kraft- und Wärmeverbrauch 173, 224
- Zusatzspeisewasser 212
- Zustandsänderung von feuchter Luft 145  
— Zahlentafel 268



# Die chemische Betriebskontrolle in der Zellstoff- und Papier-Industrie

und anderen Zellstoff verarbeitenden Industrien

Von

Dr. phil. **Carl G. Schwalbe** und Dr.-Ing. **Rudolf Sieber**

Professor an der Forstl. Hochschule und  
Vorstand der Versuchsstation für Holz- und  
Zellstoff-Chemie in Eberswalde

Chefchemiker des Kramfors-Konzernes,  
Sulfit- und Sulfatzellstoff-Werke  
Kramfors (Schweden)

Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage

Mit 34 Textabbildungen. (388 S.) 1922. Gebunden RM 20.—

Aus dem Inhaltsverzeichnis:

I. Der Kesselhausbetrieb. — II. Die Untersuchung der pflanzlichen Rohmaterialien. — III. Die chemische Analyse in der Natron-(Sulfat-)Zellstoff-Fabrikation. — IV. Die chemische Analyse in der Sulfitzellstoff-Fabrikation. — V. Betriebskontrolle in der Bleicherei. — VI. Untersuchung der Zellstoffe. — VII. Die chemische Analyse in der Papierfabrikation. — VIII. Anhang. — Namenverzeichnis. Sachverzeichnis.

---

## Papierprüfung

Eine Anleitung zum Untersuchen von Papier

Von

Professor **Wilhelm Herzberg**

Stellvertretender Direktor des Staatlichen Materialprüfungsamtes in Berlin-Dahlem

Fünfte, verbesserte Auflage. Mit 95 Textfiguren und 23 Tafeln

(254 S.) 1921. Gebunden RM 15.—

---

## Die Zellulose

Die Zelluloseverbindungen und ihre technische Anwendung  
— Plastische Massen —

Von

**L. Clément** und **C. Rivière**

Ingenieur-Chemiker, Preisträger der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale

Deutsche Bearbeitung von Dr. **Kurt Bratring**

Mit 65 Textabbildungen. (291 S.) 1923. Gebunden RM 13.50

... Die Autoren wollen zeigen, bis zu welcher Entwicklungsstufe die Industrie, welche die Nitrate, Xanthogenate, Azetate usw. der Zelluloseverarbeitung gelangt sind... Der Bearbeiter der deutschen Ausgabe, Dr. Kurt Bratring, hat auch die neueren Ergebnisse der deutschen Technik berücksichtigt... Das Buch enthält sehr reiches Material, das man anderswo nicht findet, und ist bestens zu empfehlen. *(Kunststoffe.)*

Die Verfasser haben die schwierige Aufgabe übernommen, zunächst festzustellen, bis zu welcher Entwicklungsstufe die Industrien, welche Nitrozellulose usw. als Grundstoff anwenden, gelangt sind. Sie widmen dann den verschiedenen Zelluloseazetaten einen besonderen Abschnitt. Außerdem werden noch andere plastische Stoffe behandelt, wie Galalith und Bakelith, die nicht die Zellulose als Ausgangsprodukt haben. Die ersten Kapitel führen den Techniker in die Zellulosechemie ein, die weiteren betreffen die Anwendung der verschiedenen gelösten Zellulosen, die Lösungsmittel usw.

Der deutsche Übersetzer hat sich veranlaßt gesehen, die meisten Abschnitte nach dem gegenwärtigen Stande der deutschen Technik zu bearbeiten. Er will mit dem Buche dem in der Technik stehenden Chemiker eine Orientierung über Fragen auf dem Gebiete der Zelluloseverbindungen und der plastischen Massen geben. *(Wochenblatt für Papierfabrikation.)*

# Technologie der Holzverkohlung

unter besonderer Berücksichtigung der Herstellung  
von sämtlichen Halb- und Ganzfabrikaten aus den Erstlingsdestillaten

Von

**M. Klar**

Vorstand der Chemischen Werke Henke & Baertling, Aktiengesellschaft,  
Holzminden (Holzdestillationsprodukte)

Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage

Mit 49 Textfiguren. (452 S.) 1910. Unveränderter Neudruck. 1923

Gebunden RM 20.—

Aus dem Inhaltsverzeichnis:

Kurzer Abriss der Geschichte der Holzdestillation — Das Rohmaterial der Holzdestillation — Die chemischen Veränderungen des Holzes, die bei der trockenen Destillation eintreten — Die Produkte der trockenen Destillation des Holzes — Die kondensierbaren Gase, ihre Zusammensetzung, Eigenschaften und Verwertung — Der Holzessig und seine Zusammensetzung — Der Teer und seine Bestandteile — Holzkohle und ihre Zusammensetzung — Vorbereitung des Holzes für die Verkohlung — Die Verkohlungsapparate und ihre Bauelemente — Verkohlungsapparate für Scheite, Knüppel, Zweige, Schwarten oder ähnlich geformtes Holz — Verkohlungsapparate zur Verarbeitung von pulverförmigen, körnigen oder kleinstückigen Abfällen des Holzes oder anderen cellulosehaltigen Materialien — Einrichtungen zum Abkühlen der gas- und dampfförmigen Holzdestillationsprodukte — Nachbehandlung der unkondensierbaren Gase und ihre Bewegung — Die Aufarbeitung des rohen Holzessigs auf Rohholzgeistlösung und Calciumacetat — Aufarbeitung des essigsäuren Kalkes auf Essigsäure und Aceton — Aufarbeitung des bei der Verkohlung von harzfreiem Laubholz und harzhaltigem Nadelholz erhaltenen Rohteers und der Teeröle — Formaldehyd — Weiterverarbeitung der Holzkohle auf Briquets — Analytischer Teil — Verzeichnis der Patente über Essigsäure, Aceton, Holzgeist, Methylalkohol, Holzverkohlung — Sachregister.

## Die trockene Destillation des Holzes

Von

**H. M. Bunbury**

M. Sc. (Bris.), B. Sc. (Lond.)

Associate of the Institute of Chemistry, Member of the American Chemical Society,  
Research Chemist to the British „Dyestuffs Corporation

Übersetzt von

**W. Elsner**

Ingenieur-Chemiker

Direktor der Chemisch-Technologischen Abteilung der Sudenburger Maschinenfabrik  
und Eisengießerei, Aktiengesellschaft zu Magdeburg

Mit 108 Textabbildungen und 115 Tabellen. (351 S.) 1925

Gebunden RM 24.—

Inhaltsübersicht:

I. Ursprung und Entwicklung der Holzverkohlungsindustrie — II. Zur Verwendung kommende Holzarten — III. Die physikalischen Eigenschaften des Holzes — IV. Die Chemie des Holzes — V. Die bei der trockenen Destillation des Holzes erhaltenen Handelsprodukte — VI. Faktoren, welche die trockene Destillation des Holzes beeinflussen — VII. Die Rohprodukte der Verkohlung — VIII. Die thermischen Zersetzungserscheinungen — IX. Holzdestillation als Großbetrieb — X. Fabrikanlage, Situationsplan, Ausrüstung — XI. Die Holzverkohlungsanlage und ihr Betrieb. 1. Die Herstellung von Holzkohle und Rohholzessig — XII. Die Holzverkohlungsanlage und ihr Betrieb. 2. Die Herstellung von Calciumacetatlösung und Holzgeist — XIII. Die Holzverkohlungsanlage und ihr Betrieb. 3. Die Herstellung von Calciumacetat, gereinigtem Holzgeist, Reinmethylalkohol, gereinigtem Holzterpentinöl und Kienölen — XIV. Die Holzverkohlungsanlage und ihr Betrieb. 4. Die Herstellung des Holztees, der Holzöle und des Holzpechs — XV. Die Holzverkohlungsanlage und ihr Betrieb. 5. Die Verkohlung von kleinstückigem Holz und Holzabfall — XVI. Die Erzeugung von Leucht- und Kraftgas aus Holz — XVII. Analytische Methoden — XVIII. Die Statistik.

## Holz-Destillation

Von

**Dr. L. F. Hawley**

In Charge, Section of Derived Products Forest Products  
Laboratory, University of Wisconsin

Deutsch von

**Dr. Albert A. Schreiber**

Berlin

Mit 23 Textabbildungen und 20 Tabellen. Etwa 10 Bogen 8°

Erscheint Ende März 1926

---

**Handbuch der Holzkonservierung.** Unter Mitwirkung zahlreicher Fachleute herausgegeben von Marine-Oberbaurat **E. Troschel** †. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit etwa 220 Textabbildungen In Vorbereitung

---

**Lunge-Berl, Chemisch-technische Untersuchungsmethoden,** unter Mitwirkung zahlreicher Fachmänner herausgegeben von Ing. Chem. Dr. **Ernst Berl**, Professor der Technischen Chemie und Elektrochemie an der Technischen Hochschule zu Darmstadt. Siebente, vollständig umgearbeitete und vermehrte Auflage. In 4 Bänden.

Erster Band: Mit 291 in den Text gedruckten Figuren, 85 Tafeln und einem Bildnis. (1132 S.) 1921. Gebunden RM 36.—

Zweiter Band: Mit 313 in den Text gedruckten Figuren und 19 Tafeln. (1456 S.) 1922. Gebunden RM 48.—

Dritter Band: Mit 235 in den Text gedruckten Figuren und 23 Tafeln als Anhang. (1393 S.) 1923. Gebunden GM 44.—

Vierter Band: Mit 125 in den Text gedruckten Figuren. (1164 S.) 1924. Gebunden RM 40.—

Rohstoffe, Erzeugnisse und Hilfsprodukte der Zuckerfabrikation — Stärke, Dextrin, Mehl — Spiritus — Branntweine und Liköre — Essig und Essigessenz — Die Untersuchung des Weines — Bier — Untersuchung pflanzlicher Gerbmittel und Gerbstoffauszüge — Leder — Leim und Gelatine — Tinte — Prüfung der Gespinnstfasern — **Zellstoff und Zellstoffindustrie** — **Papier** — Kunstseide — **Celluloid, organische Celluloseester, plastische Massen, photographische Films, photographische Platten und Papiere** — Die anorganischen Farbstoffe — Organische Farbstoffe — Appreturmittel.

---

**Das Mikroskop und seine Anwendung.** Handbuch der praktischen Mikroskopie und Anleitung zu mikroskopischen Untersuchungen. Von Dr. **Hermann Hager**. In Gemeinschaft mit Dr. O. Appel, Professor und Geh. Regierungsrat, Direktor der Biolog. Reichsanstalt für Land- und Forstwirtschaft zu Berlin-Dahlem, Dr. G. Brandes, ehemals Professor der Zoologie an der Tierärztlichen Hochschule, Direktor des Zoologischen Gartens zu Dresden, Dr. E. K. Wolff, Privatdozent für Allgemeine Pathologie und Spezielle Pathologische Anatomie an der Universität Berlin, neu herausgegeben von Dr. **Friedrich Tobler**, Professor der Botanik an der Technischen Hochschule, Direktor des Botanischen Instituts und Gartens zu Dresden. Dreizehnte, umgearbeitete Auflage. Mit 482 Abbildungen im Text. (384 S.) 1925. Gebunden RM 16.50

---

**Einführung in die Mikroskopie.** Von Prof. Dr. **P. Mayer**, Jena. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 30 Textabbildungen. (214 S.) 1922. RM 4.—

**Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung.**

Von Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 60 Textabbildungen und 40 Zahlentafeln. (218 S.)  
Erscheint Ende März 1926.

---

**Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges.**

Ein Lehrbuch für Praxis und technische Forschung. Von Oberingenieur Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 78 Textfiguren. (279 S.) 1921. RM 9.—

---

**Die Wärme-Übertragung.** Auf Grund der neuesten Versuche für den praktischen Gebrauch zusammengestellt von Dipl.-Ing. **M. ten Bosch**, Zürich. Mit 46 Textabbildungen. (127 S.) 1922. RM 5.—

---

**Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes** mit einem Anhang über allgemeine Wärmetechnik. Von Dr.-Ing.

**Georg Herberg**, Stuttgart. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 62 Textabbildungen, 91 Zahlentafeln sowie 48 Rechnungsbeispielen. (350 S.) 1922. Gebunden RM 11.—

---

**Die Trocknung und Schwelung der Braunkohle durch Spülgase.**

Von Oberingenieur Dr.-Ing. Dr. jur. **B. Hilliger**. Mit 45 Abbildungen im Text und 2 Rechentafeln. (132 S.) 1926. RM 10.50

---

**Die Separation von Feuerungsrückständen und ihre**

**Wirtschaftlichkeit** einschließlich der Brikettierung und Schlackensteinerstellung. Von Dipl.-Ing. **W. Engel**. Mit 30 Textabbildungen. (135 S.) 1925. RM 8.10; gebunden RM 9.60

---

**Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb**

mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine wärmetechnische und wärmewirtschaftliche Studie. Von Dr.-Ing. **Ludwig Schneider**. Vierte, durchgesehene und erweiterte Auflage. Mit 180 Textabbildungen. (280 S.) 1923. Gebunden RM 10.—

---

**Abwärmeverwertung** zu Heiz-, Trocken-, Warmwasserbereitungs- und ähnlichen Zwecken. Von Ing. **M. Hottinger**, Privatdozent,

Zürich. Mit 180 Abbildungen im Text. (250 S.) 1925. RM 8.—; gebunden RM 10.—