Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

Grashof, Franz

Leipzig, 1890

a. Dampfkessel

urn:nbn:de:bsz:31-282943

Visual Library

Abstellens der Maschine mancherlei Erwägungen in Betracht kommen können, welche, weil lediglich praktischer Natur, hier von der Erörterung ausgeschlossen sind.

I. Dampfmaschinen.

a. Dampfkessel.

§. 63. Uebersicht üblicher Arten und zu Grunde liegender Gesichtspunkte.

Der Kreislauf des Wassers in einer Dampfmaschine mit Condensation umfasst insbesondere die Vorgänge in dreierlei Räumen, bezw. Bestandtheilen der vollständigen Maschine: im Kessel, im Cylinder (bezw. in den zwei oder mehr Cylindern) und im Condensator; bei einer Dampfmaschine ohne Condensation kann nach §. 60 die Atmosphäre als Condensator von besonderer Art angesehen werden. In dem gewöhnlich aus Eisenblech hergestellten Kessel findet die Mittheilung von Wärme und Verdampfung des Wassers, im Cylinder die im Allgemeinen mit weiterer Expansion des Dampfes verbundene Arbeitsleistung, im Condensator die Entziehung von Wärme und Condensation des Dampfes zu Wasser statt, abgesehen von mehr oder weniger nebensächlichen Vorgängen, von welchen im Fortgange der folgenden Erörterungen die Rede sein wird. Obschon sonach der Kessel im Princip als Bestandtheil der vollständigen Dampfmaschine zu betrachten ist, ist seine gesonderte Besprechung doch schon zur Vermeidung von Wiederholungen angezeigt, sofern die gleiche Kesselanlage mit übrigens verschiedenartigen Maschinen, und umgekehrt dasselbe Maschinensystem mit verschiedenartigen Kesselanlagen verbunden sein kann.

Entsprechend der Aufgabe eines Dampfkessels, in einer gewissen Zeit die Verwandlung einer gewissen Menge Speisewasser von gegebener Temperatur möglichst ökonomisch in gesättigten Dampf von höherer Temperatur und entsprechender Pressung zu vermitteln, sind verschiedene Kessel-Formen und Anordnungen gebräuchlich, deren Beurtheilung von den Umständen und Anforderungen des betreffenden Falles abhängig und dabei besonders durch die Rücksichten bezüglich der Oberfläche auf die Heizfläche, bezüglich des Volumens auf den Wasserraum und Dampfraum, sowie auch auf die Trennungsfläche dieser beiden Räume bedingt ist.

Heizfläche ist die Fläche des Theiles der Kesselwand, welcher einerseits von den Heizgasen (den gasförmigen Producten der Feuerung), andrerseits von Wasser berührt wird; der Theil derselben, welcher ev.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

der Bestrahlung durch den glühenden Brennstoff und die Flamme ausgesetzt ist, heisst directe Heizfläche. Zwar werden auch wohl die Heizgase, bevor sie in die Esse abziehen, an einem andererseits von Dampf berührten Theile der Kesselwand entlang geführt; doch wird dieser nicht als Heizfläche gerechnet, sofern die hier wesentlich schwächere Wärmeübertragung nur zur Trocknung des mehr oder weniger feuchten Dampfes dienen kann. Ist D die in der Zeiteinheit, etwa in der Stunde zu entwickelnde Dampfmenge, so wird die dazu erforderliche Heizfläche F (mit welcher im Allgemeinen natürlich die Grösse und die Kosten des Kessels wachsen) verkleinert durch Vergrösserung ihrer durchschnittlichen specifischen Verdampfung $\frac{D}{F}$, was insbesondere durch Vergrösserung der durchschnittlichen Temperatur der Heizgase längs der Heizfläche infolge grösserer Anstrengung des Kessels, d. h. durch Vergrösserung von $\frac{B}{F}$, nämlich der pro 1 Quadratmeter Heizfläche stündlich verbrannten Brennstoffmenge B geschehen kann; freilich muss dann jene Vergrösserung von $\frac{D}{F}$ durch eine erheblichere Vergrösserung von $\frac{B}{F}$, somit durch Verkleinerung von $\frac{D}{B}$, d. h. der mit 1 Kgr. Brennmaterial zu verdampfenden Wassermenge erkauft werden. Von den Umständen hängt es ab, ob das eine oder das andere ausschlaggebend ist. Unter allen Umständen ist die specifische Verdampfung durch Verminderung des Widerstandes gegen die Wärmeübertragung thunlichst zu befördern, indem die betreffende Kesselwand aussen von Flugasche, innen von Schlamm und Kesselstein möglichst frei gehalten, sowie durch angemessene Form und Lagerung des Kessels grössere Dampfansammlungen längs der Heizfläche verhindert werden, dagegen eine lebhafte Bewegung des Wassers längs derselben befördert wird.

Je grösser der Wasserraum (der von Wasser erfüllte Raum) eines Dampfkessels ist, desto kleiner ist die Veränderlichkeit der Temperatur und Spannung in demselben infolge der immer mehr oder weniger ungleichförmigen Speisung, Dampfentnahme durch die Maschine und Wärmemittheilung durch die Feuerung, desto längere Zeit erfordert dann aber das Anheizen, und desto mehr wächst der Wärmeverlust, welcher bei längeren Betriebspausen mit der Erkaltung des Kessels verbunden ist. Hinsichtlich angemessener Grösse des Wasserraumes sind deshalb in hohem Grade die jeweiligen Umstände massgebend.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Ein grosser Dampfraum befördert die Trennung des Dampfes von mitgerissenem Wasser; doch kann auch bei mässiger verhältnissmässiger Grösse des Dampfraumes dasselbe durch entsprechende Anordnungen, insbesondere durch thunlichste Entfernung des Dampfauslassventils von der Wasseroberfläche im Kessel erzielt werden, z. B. mit Hülfe eines Dampfdomes oder Dampfsammlers, der mit dem Kesselraume zunächst über der Wasseroberfläche durch eine nicht zu grosse Oeffnung communicirt, um den unmittelbaren Einfluss der Wallungen des Wassers von ihm abzuhalten. Ein Wassergehalt des Betriebsdampfes ist nicht nur insofern nachtheilig, als die Wärme dieses Wassers bei der Einströmung des Dampfes in den Cylinder und bei seiner Expansion keine Gelegenheit zur Umsetzung in nützliche Arbeit findet, sondern auch deshalb, weil das betreffende Wasser bei der Ausströmung des Dampfes in den Condensator bezw. in die Atmosphäre noch nachträglich verdampft werden kann durch Wärme, welche von der Cylinderwand abgegeben wird und demnächst durch solche Wärme ersetzt werden muss, welche unter anderen Umständen nützliche Arbeit hätte leisten können.

Auch durch eine grosse Trennungsfläche des Wasser- und Dampfraumes wird die Trockenheit des entwickelten Dampfes befördert, indem seine Entwicklung ohne zu heftige Wallungen des Wassers erleichtert wird. Mit Rücksicht auf die Gefährlichkeit von Wassermangel im Kessel werden zudem die Speisevorrichtungen stets viel leistungsfähiger eingerichtet, als unter normalen Umständen nöthig wäre, so dass die Speisung gewöhnlich mit Unterbrechungen stattfindet; die dadurch bedingten Veränderungen der Höhenlage der Wasseroberfläche sind um so kleiner, je grösser diese Oberfläche ist. —

Die üblichen Kesselformen sind ausser durch die besprochenen Erwägungen besonders noch bedingt durch die Rücksicht auf grösstmögliche Widerstandsfähigkeit gegen den Dampfdruck. Dieselbe hat in Verbindung mit praktischen Rücksichten (auf die Herstellung des Kessels selbst, des Heizcanals u. s. w.) in der Hauptsache die Cylinderform herrschend gemacht; die Anwendung ebener Kesselwände wird auf besondere Umstände beschränkt, wie sie z. B. bezüglich der Feuerbüchsen von Locomotivkesseln vorliegen.

Durchmesser und Länge des einfachen Cylinderkessels sind praktisch beschränkt; insbesondere wird der Durchmesser, mit welchem nahe proportional auch die Blechdicke wachsen muss, selten $>$ 1,8 Mtr. gemacht. Eine Vergrösserung der Heizfläche kann aber durch Verbindung des cylindrischen Hauptkessels mit Siederöhren oder Heizröhren erzielt werden.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Siederöhren sind cylindrische geschlossene Röhren, welche (gewöhnlich eine, zwei oder drei) unterhalb des Hauptkessels durch Stutzen mit ihm communicirend verbunden sind und bei vollständiger Wassererfüllung von den Heizgasen äusserlich berührt werden. Heizröhren oder Flammröhren sind durch den Wasserraum des Kessels der Länge nach hindurchgeführt, so dass sie äusserlich vom Wasser berührt werden, während die Heizgase hindurchströmen. Der Wasserraum wird somit durch Siederöhren vergrössert, durch Heizröhren verkleinert.

Soll in den Siederöhren das Wasser wirklich bis zum Sieden erhitzt werden, so ist es nöthig, sie etwas geneigt anzuordnen und den Verbindungsstutzen an der höchsten Stelle anzubringen, damit der Dampf ohne Ansammlung im Sieder ungehindert in den Hauptkessel gelange; oft haben indessen die Sieder nur die Aufgabe der Erwärmung des Wassers bis nahe zur Siedetemperatur, in welchem Falle sie als Vorwärmer bezeichnet werden.

Eine besonders ausgiebige Vergrösserung der Heizfläche kann durch Heizröhren dann erzielt werden, wenn sie nicht einfach oder zweifach als verhältnissmässig weite, sondern in grösserer Zahl als entsprechend enge Röhren durch den Wasserraum geführt werden. Dergleichen im engeren Sinne sogenannte Heizröhren- oder schlechtweg Röhrenkessel sind insbesondere als Schiffs- und Locomotivkessel, überhaupt als transportable Kessel gebräuchlich, bei welchen es vorzugsweise darauf ankommt, eine grosse Heizfläche in beschränktem Raume zu beschaffen. In der That wird durch n Heizröhren vom Durchmesser d statt einer einzigen vom Durchmesser d_0 bei gleicher Länge und bei gleicher Grösse des Gesammtquerschnitts, d. h. im Falle

$$n\,d^2 = d_0^{\,2}$$

die Heizfläche vergrössert im Verhältnisse

$$\frac{n\,d}{d_0} = \sqrt{n}.$$

Unter Röhrenkesseln schlechtweg versteht man übrigens heutzutage vorzugsweise und passender solche, welche gleichfalls besonders zum Zwecke grosser Heizfläche in kleinem Raume lediglich aus engeren Röhren bestehen, welche letzteren somit den Charakter nicht von Heizröhren, sondern von Siederöhren haben. Durch den Ausschluss von weiten unter Druck stehenden Röhren oder Kesselbestandtheilen überhaupt wird zugleich die Explosionsgefahr wesentlich vermindert trotz kleinerer Wandstärken.

BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Demselben Zwecke (Vergrösserung der Heizfläche ohne Vergrösserung des ganzen Volumens) dienen auch manche andere mehr oder weniger künstliche Modificationen oder Zugaben des Kessels, insbesondere z. B. die Galloway-Röhren, nämlich kurze nach oben etwas erweiterte conische Röhren, welche in nahe verticaler Lage das Flammrohr eines Kessels quer durchsetzen und zugleich eine wirksame Versteifung dieses, wenn auch in solchem Falle länglich rund im Querschnitte gemachten, Flammrohrs, sowie eine vortheilhafte Circulation des Wassers vermitteln. Weniger Anwendung haben die Field-Röhren gefunden, nämlich unten abgerundet geschlossene Röhren, welche vom Wasserraume sich vertical hängend in den Feuerraum erstrecken und in welchen durch coaxiale engere und beiderseits offene Röhren eine lebhafte Circulation des Wassers (im inneren Rohre abwärts, im hohlcylindrischen Raume zwischen ihm und dem äusseren Rohre aufwärts) stattfindet, freilich kaum in dem Grade, dass die störende Wirkung dieser hängenden Röhren als Schlammsäcke dadurch verhindert werden könnte. —

Eine Kesselanlage umfasst bei gegebener Form des Kessels ausser der Lagerung desselben insbesondere die Anordnung der Feuerung (des Herdes), des Heizcanals, dessen einzelne am Kessel entlang geführte Strecken als Züge bezeichnet werden, und der Esse. Die Lage des Kessels ist in der Regel nahe horizontal, nur unter besonderen Umständen (bei beschränkter Grundfläche) vertical.

In Betreff der Beschaffenheit und Bedienung des Herdes sei auf Bd. I, §§. 162 und 163 verwiesen. Bezüglich seiner Lage gegen den Kessel sind Vorfeuerung, Unterfeuerung und Innenfeuerung zu unterscheiden, deren Vorzüge und Nachtheile aus den Erörterungen a. a. O. hervorgehen; im Allgemeinen lässt sich annehmen, dass die Vorfeuerung für η_1 (§. 62), die Unter- und Innenfeuerung für η_2 günstiger ist, während die verhältnissmässige Grösse des resultirenden Wirkungsgrades $\eta_1 \eta_2$ der Anlage in diesen verschiedenen Fällen nicht ohne Weiteres und allgemein beurtheilt werden kann. Der Wirkungsgrad η_1 des Herdes, ausser von seiner eigenen auch von der Beschaffenheit und Art des Brennmaterials, sowie von der Geschicklichkeit und Sorgfalt des Heizers abhängig, schwankt zwischen ziemlich weiten Grenzen, bei Steinkohlenfeuerung etwa zwischen 0,7 und 0,9. Einfache und Siederkessel erhalten meistens Unterfeuerung, und zwar Siederkessel unter dem Hauptkessel oder unter den Siedern, jenachdem letztere nur als Vorwärmer oder als eigentliche Sieder wirken sollen; Flammrohr- und Heizröhrenkessel erhalten oft auch Innenfeuerung, erstere in den Flammrohren, bezw. in dem einen solchen Rohre, letztere in einer Feuerbüchse, an welche sich die engeren Heizröhren anschliessen. Die Feuerung des Tenbrink-Kessels ist als Combination von Unter- und Innenfeuerung zu betrachten; letztere, gewöhnlich zweifach, befindet sich in stark abwärts geneigten kurzen Flammrohren, die einen kurzen und verhältnissmässig weiten, im Uebrigen mit Wasser erfüllten Cylinderkessel diametral durchsetzen, welcher quer unter dem Hauptkessel, bezüglich seines Wasserraumes mit ihm communicirend, angebracht ist.

Die Anordnung des Heizcanals, welcher mit einem, zwei oder drei Längszügen bezw. ein- bis dreimal am Kessel entlang geführt zu werden pflegt, bietet grosse Mannigfaltigkeit dar. Bei einfachen Cylinderkesseln ist kein Grund vorhanden, dem Heizcanale mehr als einen Zug zu geben längs der unteren Hälfte der Kesselwand bei überall gleicher radialer Weite dieses Canals.

Bei Siederohrkesseln mit eigentlichen Siedern kann der erste Zug längs diesen, der zweite, durch ein Gewölbe vom ersten getrennt, am Ober- oder Hauptkessel entlang geführt werden. Sollen aber die sogenannten Sieder im Wesentlichen nur als Vorwärmeröhren dienen, so werden sie erst durch den zweiten, bezw. durch einen zweiten und dritten Zug geheizt. In diesem letzteren Falle kann dadurch, dass das Speisewasser an dem Ende eingeführt wird, wo die Heizgase zur Esse abziehen, der Heizfläche der Vorwärmeröhren (d. i. ihrer ganzen Oberfläche) annähernd die grössere Wirksamkeit einer Gegenstromheizfläche (Bd. I, §. 166) gegeben werden, wobei freilich die Möglichkeit nicht ausgeschlossen ist, dass die niedrige Temperatur des Kessels an jener Einführungsstelle des Speisewassers zur Condensation von Wasserdampf der auch schon erheblich abgekühlten Heizgase und dadurch zu Rostbildung Gelegenheit giebt.

Wenn bei Flammrohrkesseln die Heizgase nicht nur in einem Zuge längs dem Kessel geleitet werden, wie es insbesondere bei fehlender Einmauerung und vielen engeren Flammröhren oft der Fall ist, z. B. bei Locomotivkesseln, vielmehr in zwei oder drei Zügen, so ist es rathsam und üblich, den ersten oder wenigstens den zweiten Zug durch die Flammrohre gehen zu lassen; im Gegensatz zu äusseren Zügen wirken sie mit ihrer ganzen Oberfläche als Heizfläche, und es kommt diese grössere Leistungsfähigkeit um so mehr zur Geltung, je höher die Temperatur der Heizgase ist. Freilich ist damit der Uebelstand verbunden, dass die stärker erwärmten Flammröhren auch mehr ausgedehnt werden, als die Aussenwand des Kessels, wodurch schädliche Spannungen verur-

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

sacht werden. Vortheilhaft u. a. auch in dieser Beziehung sind wellenförmige Flammröhren, kurz Wellröhren genannt, deren ringsumlaufende abgerundete Erhöhungen und Vertiefungen die erwünschte Nachgiebigkeit gegen fragliche Einwirkung gewähren.

Während ein äusserer Zug nur mit einem Theile seiner Wand als Heizfläche wirkt, verursacht der andere Theil Wärmeverluste, welche den Wirkungsgrad η_2 des Heizcanals entsprechend verkleinern. Diese Verluste können vermindert werden durch theilweise Verwerthung der betreffenden Wärme zur Vorwärmung der Verbrennungsluft, indem dieselbe z. B. bei eingemauerten Kesseln durch einen im Mauerwerke ausgesparten Canal strömen muss, um unter den Rost zu gelangen. —

Einzelheiten in den erwähnten Beziehungen bleiben hier ausser Betracht, insbesondere auch die Ausrüstung eines Kessels (Sicherheitsventile, Wasserstandszeiger u. s. w.) und die Blechstärken, überhaupt die Festigkeitsverhältnisse. In den folgenden Paragraphen wird nur eingehender gehandelt von den Verhältnissen eines Kessels bezüglich der besonders massgebenden Grössen B (stündlicher Brennmaterialverbrauch, D (stündliche Dampfentwicklung) und F (Heizfläche); ferner von den Mitteln zur Bewirkung des nöthigen Zuges, d. i. der hinlänglich schnellen strömenden Bewegung von Verbrennungsluft und Heizgasen durch die Brennstoffschicht auf dem Roste, den Heizcanal und die Esse, sowie von der Speisung des Kessels und der Vorwärmung des Speisewassers.

§. 64. Gesetzmässigkeit des Wärmedurchganges von den Heizgasen durch die Kesselwand zum Wasser.

Untersuchungen über die Verhältnisse von Dampfkesseln bezüglich der Wirksamkeit von Heizflächen erfordern vor Allem eine hinlänglich zutreffende Annahme in Betreff der Gesetzmässigkeit des Wärmedurchganges durch die der Heizfläche entsprechende Kesselwand. In Wirklichkeit ist dieselbe sehr verwickelt und von manchen mehr oder weniger zufälligen Umständen abhängig; man muss sich mit einer Annäherung begnügen, welche bei hinlänglicher Einfachheit ihrer rechnerischen Verwerthung zu Ergebnissen führt, die mit praktischen Erfahrungen genügend übereinstimmen.

Wenn man, unter t und t' die Temperaturen bezw. der Heizgase und des Wassers verstanden, die durch 1 Quadratmeter Kesselwand stündlich übertragene Wärme

$$Q_1 = k(t - t')$$

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

setzt, so ist nach Bd. I, §. 164, Gl. (7):

$$\frac{1}{k}=\frac{1}{\alpha}+\frac{1}{\alpha'}+\frac{e}{\lambda} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1),$$

unter α und α' die sogenannten Uebergangscoefficienten bezüglich der äusseren und inneren Wandoberfläche (übergehende Wärmemengen für je 1° Temperaturdifferenz beiderseits von dieser Fläche), unter λ den Leitungscoefficienten von der einen zur anderen Fläche durch die Wand von der Dicke e hindurch verstanden (geleitete Wärme für je 1° Temperaturgefälle pro Längeneinheit); diese Grössen sind ebenso wie der resultirende Durchgangscoefficient k auf das Meter als Längeneinheit und die Stunde als Zeiteinheit bezogen.

Nun kann man zunächst bemerken, dass durch den Leitungswiderstand des Kesselblechs und durch den Uebergangswiderstand von ihm zum Wasser der Coefficient k nur ganz nebensächlich beeinflusst wird; denn wäre selbst $e = 0{,}014$ Mtr., so wäre nach (1) mit

$$\lambda = 28 \text{ und } \alpha' = 5000 \text{ (Bd. I, §. 165)}$$

und mit $\frac{1}{\alpha} = 0$:

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha'}+\frac{e}{\lambda}}=\frac{1}{0{,}0002+0{,}0005}=1428,$$

während erfahrungsmässig diese für jeden Grad der beiderseitigen Temperaturdifferenz durch 1 Quadratmeter Heizfläche in einer Stunde durchschnittlich übertragene Wärme nur 20 bis 40 Calorien beträgt.

Was den somit vorzugsweise massgebenden Widerstand gegen den Uebergang der Wärme aus den Heizgasen in die Kesselwand betrifft, so wäre, unter

t die Temperatur der Heizgase,

t' die Temperatur der von ihnen berührten Oberflächenschicht der Wand,

t'' die Oberflächentemperatur äusserer Körper verstanden, mit welchen jene Wandschicht in Wärmeaustausch durch Strahlung sich befindet, gemäss den Untersuchungen von Dulong und Petit, über welche in Bd. I, §. 165 unter 3) berichtet wurde, die stündlich pro 1 Quadratmeter Wandfläche übergehende Wärme:

$$\left.\begin{array}{l} Q_1 = B + S \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \\ B = 0{,}55\, b\, (t-t')^{1{,}233} \quad \ldots\ldots \\ S = 125\, s\, (1{,}0077^{t''} - 1{,}0077^{t'}) \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2).$$

B ist der Theil dieser Wärme, welcher durch Berührung, S derjenige, welcher durch Strahlung der Kesselwand mitgetheilt wird. Setzt man dabei gemäss den Angaben am angeführten Orte

$b = 4$, $s = 2{,}77$, so ist mit $t' = 150$, $1{,}0077^{t'} = 3{,}16$:

$$\left.\begin{array}{l} B = 2{,}2\,(t - t')^{1{,}233} \\ S = 1094\,(1{,}0077^{t''-t'} - 1) \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \quad (3).$$

Mit B und S ergiebt sich

$$\alpha = \frac{Q_1}{t-t'} = \frac{B+S}{t-t'} \quad \ldots \ldots \quad (4),$$

dann aus Gl. (1) mit obigen Werthen von α', λ und e:

$$k = \frac{1}{0{,}0007 + \frac{1}{\alpha}} \quad \ldots \ldots \quad (5).$$

Ist die betrachtete Heizfläche ein Theil der Wandfläche des äusseren Zuges eines eingemauerten Kessels, so kann die Temperatur der übrigen Wandfläche dieses Zuges, mit welcher die Heizfläche in Wärmeaustausch durch Strahlung sich befindet, nahe $= t$, d. h. $t'' = t$ gesetzt werden, und man findet aus (3), (4), (5) z. B. für

$t - t' = t'' - t' =$	100	200	300
$B =$	643	1512	2493
$S =$	1262	3978	9828
$S:B =$	1,96	2,63	3,94
$\alpha =$	19,0	27,4	41,1
$k =$	18,8	26,9	40,0.

Gehört die Heizfläche einem Flammrohre an, so ist irgend ein Element derselben, dessen angrenzende Wandschicht die Temperatur t' besitzt, in Wärmeaustausch durch Strahlung mit Wandschichten, deren mittlere Temperatur auch $= t'$ ist, so dass, wenn solche Strahlung im Wesentlichen nur zwischen festen Körpern stattfände, nach (3) mit $t'' = t'$ sich $S = 0$, somit α und k erheblich kleiner ergeben würden, um so mehr, als die Temperaturdifferenz $t - t'$, mit welcher im Falle $t'' = t$ das Verhältniss $S:B$ wachsend gefunden wurde, bei Dampfkesseln im Durchschnitt wesentlich $> 300^0$ ist. Eine Ueberlegenheit der äusseren über die innere Heizfläche in solchem Grade giebt die Erfahrung nicht zu erkennen, und ist deshalb zu schliessen, dass die Wärmestrahlung im Wesentlichen aus dem Inneren der Heizgase heraus stattfindet, so dass zur Berechnung von α und k nach (3) bis (5) in allen Fällen $t'' = t$ zu setzen wäre, wenn nicht die grosse Verschiedenheit der Umstände bei den Versuchen von Dulong und Petit, welche den Gleichungen (2) zugrundeliegen, im Vergleich mit den Umständen des Dampfkesselbetriebes überhaupt die Anwendung jener Versuchsergebnisse auf Dampfkessel bedenklich erscheinen liesse. Auch umfassten die Versuche nur Temperaturdifferenzen $t - t'$ bis 260°, während sie bei Dampfkesseln bis 1000° und darüber betragen können. Mit Sicherheit ist vorstehender Erörterung nur zu entnehmen, dass k mit $t - t'$ wächst, dass also mit wachsender Temperaturdifferenz der Wärmedurchgang verhältnissmässig mehr zunimmt, als diese; in welchem Grade und nach welchem Gesetze, ist aber am besten den Ergebnissen des Dampfkesselbetriebes zu entnehmen.

Besonders geeignet dazu sind Versuche von Noeggerath („Civilingenieur", Bd. X) mit einer offenen Abdampfpfanne, welche von der Feuerbrücke aus längs dem Heizcanal durch Scheidewände in 10 gleiche Abtheilungen getheilt war, so dass sich die Wassermengen leicht bestimmen liessen, welche unter atmosphärischem Drucke durch gleiche Heizflächen und unter sonst gleichen Umständen, nur bei allmählich abnehmender Temperatur der Heizgase, in längeren gleichen Zeiträumen verdampft wurden. Ist allgemein t' die constante Temperatur des Wassers (hier $= 100^0$), sind ferner t und $t + dt$ (dt negativ) die Temperaturen in zwei unendlich nahe benachbarten Querschnitten des Heizcanals, zwischen welchen das Element dF der Heizfläche enthalten ist, und wird der Wärmedurchgang versuchsweise der $(1 + x)$ten Potenz der bezüglichen Temperaturdifferenz proportional gesetzt, so ist, unter μ eine Constante verstanden, die durch das Flächenelement dF stündlich übertragene Wärme:

$$dQ = \mu (t - t')^{1+x} . dF.$$

Ist ferner B Kgr. die stündlich verbrannte Brennstoffmenge, G die pro 1 Kgr. desselben resultirende Gasmenge mit der specifischen Wärme c, und w die Wärme, welche für jede durch die Heizfläche übertragene Wärmeeinheit durch die übrige Heizfläche des Heizcanals nach aussen abgegeben wird (dieses Verhältniss w als constant vorausgesetzt), so ist auch:

$$dQ = -\frac{BGc}{1+w} dt.$$

Die Gleichsetzung beider Ausdrücke von dQ ergiebt

$$dF = \frac{BGc}{(1+w)\mu} \frac{-dt}{(t-t')^{1+x}}$$

und die Grösse der Heizfläche, längs welcher t von t_0 bis t_1 abnimmt,

$$F = \frac{B\,G\,c}{(1+w)\,\mu\,x}\left[\frac{1}{(t_1-t')^x} - \frac{1}{(t_0-t')^x}\right] \quad \ldots\ldots (6).$$

Sind nun t_0, t_1, t_2, t_3 die Gastemperaturen in solchen Querschnitten des Heizcanals, welche dem Anfang und Ende von irgend drei aufeinander folgenden Abtheilungen der Siedepfanne entsprechen, also $t_1 - t_0$, $t_2 - t_1$, $t_3 - t_2$ die den gleichen Heizflächen F dieser Abtheilungen entsprechenden Temperaturabnahmen des Gasstroms, welchen die in diesen Abtheilungen gleichzeitig verdampften Wassermengen D_1, D_2, D_3 proportional sind, so gilt Gl. (6) unmittelbar für die erste Abtheilung, bei Vertauschung von t_0 mit t_1 und t_1 mit t_2 für die zweite, von t_0 mit t_2 und t_1 mit t_3 für die dritte. Daraus folgt mit den Bezeichnungen

$$\varDelta_0 = t_0 - t',\ \varDelta_1 = t_1 - t',\ \varDelta_2 = t_2 - t',\ \varDelta_3 = t_3 - t'$$

$$\frac{1}{\varDelta_1^{\,x}} - \frac{1}{\varDelta_0^{\,x}} = \frac{1}{\varDelta_2^{\,x}} - \frac{1}{\varDelta_1^{\,x}} = \frac{1}{\varDelta_3^{\,x}} - \frac{1}{\varDelta_2^{\,x}}$$

$$\left(\frac{\varDelta_1}{\varDelta_0}\right)^x + \left(\frac{\varDelta_1}{\varDelta_2}\right)^x = 2 = \left(\frac{\varDelta_2}{\varDelta_1}\right)^x + \left(\frac{\varDelta_2}{\varDelta_3}\right)^x \quad \ldots\ldots (7),$$

und weil ferner sich verhält:

$$D_1 : D_2 : D_3 = t_0 - t_1 : t_1 - t_2 : t_2 - t_3$$
$$= \varDelta_0 - \varDelta_1 : \varDelta_1 - \varDelta_2 : \varDelta_2 - \varDelta_3,$$

so ist mit der Bezeichnung $a = \dfrac{\varDelta_1}{\varDelta_2}$ und mit Rücksicht auf die erste der Gleichungen (7):

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{\dfrac{\varDelta_0}{\varDelta_1} - 1}{1 - \dfrac{\varDelta_2}{\varDelta_1}} = \frac{\dfrac{1}{(2-a^x)^{\frac{1}{x}}} - 1}{1 - \dfrac{1}{a}}$$

sowie mit Rücksicht auf die zweite Gleichung (7):

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{\dfrac{\varDelta_1}{\varDelta_2} - 1}{1 - \dfrac{\varDelta_3}{\varDelta_2}} = \frac{a-1}{1 - \dfrac{1}{\left(2 - \dfrac{1}{a^x}\right)^{\frac{1}{x}}}}$$

oder mit den Bezeichnungen $q_1 = \dfrac{D_1}{D_2}$ und $q_2 = \dfrac{D_2}{D_3}$:

$$\frac{1}{2-a^x} = \left(q_1 + 1 - \frac{q_1}{a}\right)^x$$

und

$$\frac{1}{2-\frac{1}{a^x}} = \left(1 - \frac{a-1}{q_2}\right)^x$$

oder

$$\left.\begin{aligned} \frac{a^x}{2-a^x} &= [(q_1+1)\,a - q_1]^x \\ \frac{a^x}{2\,a^x - 1} &= \left(\frac{q_2+1-a}{q_2}\right)^x \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8).$$

Diese Gleichungen bestimmen a und x, doch ist bei ihrer transcendenten Form die Eliminirung von a zur Entwickelung von x nicht möglich. Setzt man aber versuchsweise $x = 1$, so lassen sich die Gleichungen (8) umformen in

$$a = 2\,(q_1+1)\,a - 2\,q_1 - (q_1+1)\,a^2 + q_1\,a$$

$$a = 2\,\frac{q_2+1}{q_2}\,a - \frac{2}{q_2}\,a^2 - \frac{q_2+1}{q_2} + \frac{1}{q_2}\,a$$

oder in

$$a^2 - \frac{3\,q_1+1}{q_1+1}\,a + \frac{2\,q_1}{q_1+1} = 0$$

$$a^2 - \frac{q_2+3}{2}\,a + \frac{q_2+1}{2} = 0.$$

Diese Gleichungen haben beide die Wurzel $a = 1$, welche hier ohne Bedeutung ist, ausserdem

die erste: $a = \dfrac{2\,q_1}{q_1+1}$, die zweite: $a = \dfrac{q_2+1}{2}$,

so dass die Annahme $x = 1$ die Beziehung

$$f(q_1,\, q_2) = (q_1+1)(q_2+1) - 4\,q_1 = 0 \quad \ldots\ldots (9)$$

zur Folge hat, welche zur Prüfung der Annahme dienen kann.

Die folgende Zusammenstellung enthält unter der Bezeichnung D die Wassermengen, welche bei einem der Noeggerath'schen Versuche* mit 1 Kgr. Koks in den einzelnen 10 Abtheilungen der Siedepfanne verdampft wurden, in den anderen Columnen die Verhältnisse q der aufeinander folgenden Werthe von D und die Werthe von $f(q_1,\, q_2)$, welche den aufeinander folgenden Werthen von q entsprechen.

Nr.	D	q	$f(q_1,\, q_2)$	Nr.	D	q	$f(q_1,\, q_2)$
1	1,5118	1,9913	— 0,646	6	0,1918	1,3264	0,022
2	0,7592	1,4469	0,211	7	0,1446	1,2899	0,051
3	0,5247	1,4518	0,106	8	0,1121	1,2753	— 0,439
4	0,3614	1,4117	— 0,016	9	0,0879	1,0489	
5	0,2560	1,3347	0,093	10	0,0838		

* Siehe den Aufsatz „Eine neue Dampfkesseltheorie" von Prof. R. R. Werner in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1877, S. 145.

Wäre der Wärmedurchgang der bezüglichen Temperaturdifferenz einfach proportional, also $x = 0$, so wäre Gl. (6) zu ersetzen durch

$$F = \frac{B G c}{(1 + w)\mu} \ln \frac{t_0 - t'}{t_1 - t'},$$

hier wäre also

$$\frac{t_0 - t'}{t_1 - t'} = \frac{\Delta_0}{\Delta_1} = \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \ldots = \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\Delta_1 - \Delta_2} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\Delta_2 - \Delta_3} = \ldots$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{D_2}{D_3} = \ldots, \text{ d. h. } q_1 = q_2 = \ldots$$

und nach (9):

$$f(q_1, q_2) = (q_1 + 1)^2 - 4 q_1 = (q_1 - 1)^2$$

= einer positiven Grösse. Der Umstand, dass $f(q_1, q_2)$ gemäss obiger Tabelle im Mittel einen kleinen negativen Werth $= -0{,}077$ hat, könnte sogar auf einen Werth von x schliessen lassen, der noch etwas > 1 ist. Indessen hat Werner aus der Gesammtheit der Noeggerath'schen und anderer Versuche

$$x = 1, \text{ ausserdem } \mu = 0{,}06$$

gefolgert, somit die bei den Temperaturen t und t' bezw. der Heizgase und des Wassers durch 1 Quadratmeter Heizfläche stündlich übertragene Wärme

$$= \mu \Delta^2 = 0{,}06\,(t - t')^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10).$$

Wenn längs einer Heizfläche F die Temperatur der Heizgase von t_0 bis t_1, ihr Ueberschuss über die constante Wassertemperatur t' von Δ_0 bis Δ_1 abnimmt, so ist die stündlich durch F übertragene Wärme Q mit Rücksicht auf den Verlust $w Q$:

$$Q = \frac{B G c}{1 + w}(t_0 - t_1) = \frac{B G c}{1 + w}(\Delta_0 - \Delta_1).$$

Setzt man auch

$$Q = \mu F \Delta_m^2,$$

unter Δ_m eine hierdurch definirte mittlere betreffende Temperaturdifferenz verstanden, so folgt:

$$F = \frac{B G c}{(1 + w)\mu} \, \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\Delta_m^2}.$$

Indem aber nach Gl. (6) mit $x = 1$ auch

$$F = \frac{B G c}{(1 + w)\mu}\left(\frac{1}{\Delta_1} - \frac{1}{\Delta_0}\right) = \frac{B G c}{(1 + w)\mu} \, \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\Delta_0 \Delta_1}$$

ist, so folgt schliesslich

$$\Delta_m^2 = \Delta_0 \Delta_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11),$$

und die Wärme, welche durch die Heizfläche F bei von Δ_0 bis Δ_1 abnehmendem Temperaturüberschusse der Heizgase stündlich übertragen wird,

$$Q = \mu F \Delta_0 \Delta_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (12).$$

Diese Gleichung wird mit $\mu = 0{,}06$ nach Werner im Folgenden zugrunde gelegt.

§. 65. Directe und indirecte Heizfläche.

Im Folgenden sei für Meter, Kilogramm, Stunde und Grade Celsius als Einheiten:

D das stündlich verdampfte Wassergewicht,

B das dazu auf dem Roste verbrannte Brennstoffgewicht,

F die Grösse der gesammten Heizfläche,

F_0 die Grösse einer directen, also dann

$F - F_0$ diejenige der indirecten Heizfläche,

R die Grösse der Rostfläche,

K der Heizeffect des Brennstoffes (bei vollkommener Verbrennung von 1 Kgr. desselben entwickelte Wärme),

G das pro 1 Kgr. desselben resultirende Heizgasgewicht,

c die specifische Wärme der Heizgase (bei constantem Druck),

Q die durch die ganze Heizfläche,

Q_0 die durch eine directe Heizfläche allein stündlich übertragene Wärme,

wQ die Wärme, welche durch die nicht als Heizfläche dienende Wand des Heizcanals stündlich verloren geht,

t_0 die grösste Temperatur über dem Roste,

t die Temperatur der Heizgase über der Feuerbrücke, d. h. zwischen Herd und Heizcanal,

t_1 die Temperatur, mit welcher die Heizgase durch den Fuchs in die Esse abziehen,

t' die als überall gleich gross vorausgesetzte Temperatur im Kessel,

t_0' die Temperatur des Speisewassers,

$$\Delta_0 = t_0 - t', \quad \Delta = t - t', \quad \Delta_1 = t_1 - t'.$$

Im Falle einer Vorfeuerung ist $F_0 = 0$; eine Wärmeabgabe findet im Herde nur insoweit statt, als durch seinen Wirkungsgrad η_1 mitberücksichtigt ist. Somit kann

$$t = t_0 = \frac{\eta_1 K}{G c} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

gesetzt werden abgesehen von der meistens verhältnissmässig kleinen Temperatur der dem Roste zuströmenden Luft; bei vorgewärmter Verbrennungsluft wären um einen ihrer Temperatur nahe gleich kommenden Betrag t_0 und t zu vergrössern. Nach Gl. (12) im vorigen Paragraph ist ferner

$$Q = \mu F \Delta_0 \Delta_1 \ldots\ldots (2)$$

mit $\mu = 0{,}06$. Wenn mit t_0', t' und D auch

$$Q = D(606{,}5 + 0{,}305\,t' - t_0')$$

gegeben ist, desgleichen K mit Rücksicht auf die Art des Brennstoffes, und wenn η_1, G, c und t_1 (bezw. Δ_1) angenommen werden, so ist Δ_0 mit t_0 durch (1), dann F durch (2) bestimmt.

Für eine Unterfeuerung kann in der Regel $F_0 = R$, für eine Innenfeuerung $F_0 = 1{,}5\,R$ bis $2\,R$ gesetzt werden. Wenn dann gemäss Bd. I, §. 161 angenommen wird, dass von der durch die Verbrennung von 1 Kilogr. Brennstoff im Herde nutzbar entwickelten Wärme $\eta_1 K$ der Theil $s\,\eta_1 K$ der directen Heizfläche F_0 zugestrahlt wird, ohne zur Temperaturerhöhung der Heizgase beizutragen, so ist

$$t_0 = \frac{(1-s)\,\eta_1 K}{G c} \ldots\ldots (3)$$

und $t < t_0$, weil eine weitere Wärmeübertragung durch F_0 von den Heizgasen aus stattfindet, bevor dieselben über die Feuerbrücke in den Heizcanal strömen. Unter der Voraussetzung, dass diese Temperatur t längs der ganzen directen Heizfläche F_0 in deren Nähe stattfindet, ist

$$Q_0 = \mu F_0 \Delta^2 + s\,\eta_1 K B \ldots\ldots (4)$$

$$Q - Q_0 = \mu (F - F_0)\,\Delta\,\Delta_1 \ldots\ldots (5)$$

und dabei t bestimmt durch die Gleichung:

$$\mu F_0 \Delta^2 = B G c (t_0 - t) = B G c (\Delta_0 - \Delta) \ldots\ldots (6).$$

Sind in diesem Falle gegeben

ausser t', Q, K auch F_0 (bezw. $F_0 : F$)

und angenommen

ausser η_1, G, c, t_1 auch B (bezw. $B : F$) und s,

so bestimmen die Gleichungen (3) bis (6): t_0, t, Q_0 und F.

Besonders willkürlich ist die Annahme des Coefficienten s, dessen Werth übrigens nur klein anzunehmen ist, nachdem im vorigen Paragraph auf eine im Wesentlichen aus dem Inneren der Heizgase heraus stattfindende Wärmestrahlung zu schliessen war. Insoweit dieselbe dem Temperaturüberschusse Δ entspricht, ist ihr Einfluss schon im ersten

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Gliede des Ausdruckes (4) von Q_0 enthalten, so dass der Coefficient s nur noch dem Mehrbetrage der dem grösseren Temperaturüberschusse $\varDelta_0$ entsprechenden Wärmestrahlung Rechnung zu tragen hat. Unter diesen Umständen werde einfacher mit Werner

$$Q_0 = \mu F_0 \varDelta_0 \varDelta \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (7)$$

gesetzt, im Ausdrucke (4) also der unsichere zweite Summand weggelassen und dafür im ersten der Factor $\varDelta^2$ durch das etwas grössere Product $\varDelta_0 \varDelta$ ersetzt, vorbehaltlich genügender Uebereinstimmung der daraus sich ergebenden Folgerungen mit der Erfahrung. Die Wirksamkeit der directen Heizfläche wird dadurch gerade so beurtheilt, als ob sie nur ein Theil einer vollständig indirecten Heizfläche F wäre, und die Temperatur der Heizgase über der Feuerbrücke = ihrer Temperatur am Ende dieser Abtheilung F_0 von F folgt aus der Gleichung:

$$\mu F \varDelta_0 \varDelta_1 = \mu F_0 \varDelta_0 \varDelta + \mu (F - F_0) \varDelta \varDelta_1$$

$$\varDelta = \frac{F \varDelta_0 \varDelta_1}{F_0 \varDelta_0 + (F - F_0) \varDelta_1} \ldots \ldots \ldots \ldots (8).$$

Bei Annahme der Gleichung (7) ist eine Unterscheidung verschiedener Anordnungen der Feuerung im Folgenden nicht nöthig, ausser dass in Gl. (3) mit $s = 0$ der Wirkungsgrad η_1 für eine Unter- oder Innenfeuerung unter sonst gleichen Umständen etwas kleiner zu schätzen ist, als für eine Vorfeuerung.

§. 66. Erfahrungsmässige Kesselverhältnisse.

Die Verhältnisse der Grössen D, B, F, R (§. 65) sind sehr verschieden für verschiedene Brennstoffe und für verschiedene Betriebsarten eines Dampfkessels, welche letzteren ausser von besonderen Umständen, wie sie z. B. bei Locomobilen und Locomotiven vorhanden sind, bei stationären Kesseln vorzugsweise davon abhängen können, ob es mehr darauf ankommt, mit Schonung des Kessels selbst bezüglich seiner Leistungsfähigkeit den Heizeffect des Brennstoffs so viel wie möglich auszunutzen, oder durch Anstrengung des Kessels so viel wie möglich Dampf zu erzeugen. Als Anhalt in dieser Beziehung mögen die folgenden Angaben von v. Reiche (siehe auch G. Herrmann's Bearbeitung von Weisbach's Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, II. Theil, 2. Abth., S. 897) dienen. Für die von v. Reiche angegebenen Grenzen der Verhältnisse $B : R$ und $F : R$ sind dabei Mittelwerthe gesetzt; hinzugefügt sind die Angaben für einen durchschnittlichen Betrieb. In allen Fällen haben die Verhältnisse $\frac{D}{F}$ und $\frac{D}{B}$ das Verhältniss $\frac{B}{F}$ zur Folge, dieses und $\frac{B}{R}$ das Verhältniss $\frac{F}{R}$.

Art des Brennstoffs und des Betriebes.		$\frac{D}{F}$	$\frac{D}{B}$	$\frac{B}{F}$	$\frac{B}{R}$	$\frac{F}{R}$
Westfälische Steinkohle.	Stark geschont	10	9	$1^1/_9$	50	45
	Mässig geschont	$16^2/_3$	8	$2^1/_{12}$	70	$33^3/_5$
	Mässig angestrengt	$23^1/_3$	7	$3^1/_3$	90	27
	Stark angestrengt	30	6	5	100	20
	Durchschnittlich	20	$7^1/_2$	$2^2/_3$	80	30
Beste Braunkohle	Stark geschont	10	$3^1/_3$	3	100	$33^1/_3$
	Mässig geschont	$16^2/_3$	3	$5^5/_9$	160	$28^4/_5$
	Mässig angestrengt	$23^1/_3$	$2^2/_3$	$8^3/_4$	250	$28^4/_7$
	Stark angestrengt	30	$2^1/_3$	$12^6/_7$	360	28
	Durchschnittlich	20	3	$6^2/_3$	200	30
Locomobile		40	8	5	230	46
Locomotive		30	5 *	6	192	32

Um daraus insbesondere für stationäre Kessel mit Steinkohlenfeuerung, d. h. aus den 5 ersten Gruppen zusammengehöriger Verhältnisswerthe, einige Folgerungen zu ziehen bezüglich der Grössen

$$\eta_1,\ \eta_2,\ t_0,\ t_1 \text{ und } G,$$

werde beispielsweise in allen Fällen $t' = 150^0$ angenommen (einer Dampfspannung $= 4^3/_4$ Atm. entsprechend), also die zur Verdampfung von 1 Kgr. Wasser nöthige Wärme

$$q = 606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 150 - t_0' = 652 - t_0' \quad \ldots\ldots (1),$$

dabei aber t_0' in der Weise verschieden, wie die erste Columne der folgenden Tabelle angiebt, indem die Angaben für den stark geschonten Kessel im Allgemeinen ohne Zweifel erheblich vorgewärmtes Speisewasser voraussetzen. Für den Wirkungsgrad der Kesselanlage

$$\eta_1 \eta_2 = \frac{Q}{BK} = \frac{q}{K}\frac{D}{B} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

ergeben sich dann mit den oben angeführten Verhältnissen $\frac{D}{B}$ und mit

$$K = 7500,\ \eta_1 = 0{,}84$$

die in der zweiten und dritten Columne der folgenden Tabelle eingetragenen Werthe von $\eta_1 \eta_2$ und von η_2. Nach (1) und (2) im vorigen Paragraph ist nun:

* Als Durchschnitt dürfte diese Angabe (Steinkohle oder Coks vorausgesetzt) zu klein sein.

$$t_0 = \frac{\eta_1 K}{G c} \text{ und } q D = \mu F \varDelta_0 \varDelta_1 \ldots \ldots \ldots \ldots (3)$$

sowie ohne Weiteres gemäss den Bedeutungen der bezüglichen Buchstaben:

$$(1 + w) q D = B G c (t_0 - t_1) \ldots \ldots \ldots \ldots (4)$$

oder auch mit den angenommenen Werthen von t', K, η_1 und mit $\mu = 0{,}06$:

$$G c = \frac{6300}{t_0} = \frac{6300}{\varDelta_0 + 150} \ldots \ldots \ldots \ldots (5)$$

$$q \frac{D}{F} = 0{,}06 \varDelta_0 \varDelta_1 \ldots \ldots \ldots \ldots (6)$$

$$(1 + w) q \frac{D}{B} = G c (\varDelta_0 - \varDelta_1) \ldots \ldots \ldots \ldots (7).$$

Die Substitution des Ausdruckes von $G c$ gemäss (5) in (7) giebt:

$$\frac{\varDelta_0 - \varDelta_1}{\varDelta_0 + 150} = \frac{(1 + w) q}{6300} \frac{D}{B}$$

und die Einsetzung des hieraus folgenden Ausdruckes von $\varDelta_0$ in Gl. (6):

$$\varDelta_1 \left(\varDelta_1 + \frac{(1 + w) q}{42} \frac{D}{B} \right) = \frac{q}{0{,}06} \frac{D}{F} \left(1 - \frac{(1 + w) q}{6300} \frac{D}{B} \right).$$

Mit

$$a = \frac{(1 + w) q}{84} \frac{D}{B}; \; b = \frac{q}{0{,}06} \frac{D}{F} \left(1 - \frac{(1 + w) q}{6300} \frac{D}{B} \right) \ldots \ldots (8)$$

folgt daraus:

$$\varDelta_1 = -a + \sqrt{a^2 + b} \text{ und } t_1 = \varDelta_1 + 150 \ldots \ldots \ldots (9),$$

dann aus (6):

$$\varDelta_0 = \frac{q}{0{,}06} \frac{D}{F} \frac{1}{\varDelta_1} \text{ und } t_0 = \varDelta_0 + 150 \ldots \ldots \ldots (10),$$

endlich $G c$ aus (5). Die Werthe von t_0, t_1 und $G c$, welche sich so beispielsweise mit $w = 0{,}05$ ergeben, enthält die folgende Tabelle in ihren letzten Columnen.

Art des Betriebes	t_0'	$\eta_1 \eta_2$	η_2	t_0	t_1	$G c$
Stark geschont	92	0,672	0,8	1411	224	4,47
Mässig geschont	52	0,64	0,762	1413	282	4,46
Mässig angestrengt	52	0,56	0,667	1225	367	5,14
Stark angestrengt	12	0,512	0,61	1235	445	5,10
Durchschnittlich	52	0,6	0,714	1300	324	4,85

Innerhalb gewisser Grenzen sind diese Zahlen natürlich von den zu Grunde liegenden mehr oder weniger willkürlichen Annahmen abhängig.

Im Allgemeinen darf aber geschlossen werden, dass bei Voraussetzung guter Steinkohle und von η_1 ungefähr $= 0{,}84$ angenommen werden kann.

$$t_1 = 225^0 \text{ bis } 450^0,$$

jenachdem der Kessel weniger oder mehr angestrengt ist, sowie $G c = 4{,}5$ bis 5. Mit durchschnittlich

$$G c = 4{,}8 \text{ und } c = 0{,}24$$

wäre $G = 20$ Kgr., und wenn die zur vollkommenen Verbrennung von 1 Kgr. guter Steinkohle erforderliche Luftmenge $= 10{,}5$ Kgr. angenommen wird (siehe Bd. I, §. 160), während die im Durchschnitt thatsächlich durch den Rost strömende Luftmenge m mal so gross ist, so würde aus

$$20 = 10{,}5\, m + 1 \text{ folgen: } m = 1{,}8. \text{ —}$$

Im Falle einer directen Heizfläche F_0 ist das Verhältniss der durch sie und der durch die ganze Heizfläche F übertragenen Wärme nach §. 65, Gl. (2) und (7):

$$\frac{Q_0}{Q} = \frac{F_0 \Delta_0 \Delta}{F \Delta_0 \Delta_1} = \frac{F_0}{F} \frac{\Delta}{\Delta_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

und mit Rücksicht auf Gl. (8) daselbst:

$$\frac{Q_0}{Q} = \frac{F_0 \Delta_0}{F_0 \Delta_0 + (F - F_0) \Delta_1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{F}{F_0} - 1\right) \frac{\Delta_1}{\Delta_0}} \quad \ldots (12).$$

Wäre $F_0 = 1{,}5\, R$ und gemäss obigen Angaben durchschnittlich $F = 30\, R$, also

$$\frac{F}{F_0} = \frac{F}{1{,}5\, R} = 20,$$

so würde mit den Durchschnittswerthen der letzten Tabelle:

$$\Delta_0 = 1300 - 150 = 1150,\ \Delta_1 = 324 - 150 = 174$$

aus (12) folgen:

$$\frac{Q_0}{Q} = \frac{1}{3{,}875}. \text{ —}$$

Was schliesslich den diesen mittleren Verhältnissen entsprechenden Strahlungscoefficienten s in Gl. (4), §. 65, betrifft, so folgt aus

$$Q_0 = \mu F_0 \Delta_0 \Delta = \mu F_0 \Delta^2 + s \eta_1 K B$$

$$s = \frac{\mu F_0 \Delta (\Delta_0 - \Delta)}{\eta_1 K B} = \frac{\Delta (\Delta_0 - \Delta)}{70000} \frac{R}{B} \quad \ldots\ldots (13)$$

mit $F_0 = 1{,}5\, R$, $\mu = 0{,}06$, $\eta_1 = 0{,}84$ und $K = 7500$. Indem aber nach (11) mit den obigen Mittelwerthen von $F : F_0$ und $Q_0 : Q$:

$$\frac{\Delta}{\Delta_1} = \frac{F}{F_0} \frac{Q_0}{Q} = \frac{20}{3{,}875} = 5{,}161$$

ist, mit $\Delta_1 = 174$ folglich

$$\Delta = 174 . 5{,}161 = 898,$$

ergiebt sich aus (13) mit $\Delta_0 = 1150$ und $B = 80\,R$:

$$s = 0{,}04$$

erheblich kleiner, als in Bd. I, §. 161 im Anschlusse an ein anderes Gesetz der Wärmeübertragung angegeben wurde.

§. 67. Vortheilhafteste Verhältnisse.

Die Angaben im vorigen Paragraph gewähren einen Anhalt für die Wahl der wesentlichsten Verhältnisse eines Dampfkessels nur dann, wenn der Grad entschieden ist, in welchem der Kessel im Betriebe angestrengt werden soll. Es fragt sich aber, in welchem Grade solche Anstrengung unter gegebenen Umständen vortheilhaft ist?

Die stündlich im Kessel zu verdampfende Wassermenge D sei gegeben, mit den Temperaturen t_0' und t' auch die zur Verdampfung von 1 Kgr. Wasser nöthige Wärme

$$q = 606{,}5 + 0{,}305\,t' - t_0';$$

zu bestimmen sind hauptsächlich die erforderliche Heizfläche $= F$ Quadratmeter und die stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge $= B$ Kgr. Zur Verfügung dazu sind die Gleichungen (3) und (4) im vorigen Paragraph:

$$q\,D = \mu\,F\,\Delta_0\,\Delta_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$(1 + w)\,q\,D = B\,G\,c\,(t_0 - t_1) = B\,G\,c\,(\Delta_0 - \Delta_1),$$

von welchen letztere mit der Bezeichnung

$$H = \frac{G\,c}{1 + w} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

kürzer geschrieben werde:

$$q\,D = B\,H(\Delta_0 - \Delta_1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3).$$

Bei der Annahme von H und von

$$\Delta_0 = \frac{\eta_1 K}{G\,c} - t'$$

mit Rücksicht auf die Art des Brennstoffes, sowie mit $\mu = 0{,}06$ enthalten aber die Gleichungen (1) und (3) ausser F und B noch die Unbekannte $\Delta_1 = t_1 - t'$, welche eben vom Grade der Anstrengung des Kessels abhängt, so dass zur Berechnung von F und B noch eine dritte Gleichung nöthig ist. Diese wird mit Werner*) angemessener Weise

* „Eine neue Dampfkesseltheorie.“ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1877, S. 145.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

der Forderung gemäss gebildet, dass die Verdampfungskosten k von 1 Kgr. Wasser, insoweit sie von F und B im Verhältnisse zu D, also von der Art des Betriebes abhängen (die von Werner so genannten beweglichen Verdampfungskosten von 1 Kgr. Wasser) möglichst klein ausfallen.

Bezeichnet b den örtlichen Preis von 1 Kgr. Brennstoff,

f die stündlichen Kosten der Kesselanlage pro 1 Quadratmeter Heizfläche, insoweit diese Kosten als bewegliche der Heizfläche proportional gesetzt werden können,

so sind die beweglichen Verdampfungskosten pro Stunde:

$$D k = B b + F f \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4).$$

Was f betrifft, so können die Kosten A der Kesselanlage als aus einem beweglichen und F proportionalen Kostenbetrage $= F a$ und aus einem Betrage $= A_0$ zusammengesetzt betrachtet werden, welcher durch die Generalunkosten, den Heizerlohn, die Kesselausrüstung und durch den von F unabhängigen grössten Theil der sonstigen Anlagekosten (Einmauerungs- und Gebäudekosten) verursacht wird:

$$A = A_0 + F a.$$

Werden dann p Procent für Verzinsung und Amortisation des betreffenden Anlagekapitals gerechnet, so sind die beweglichen Kosten der Kesselanlage pro Stunde und Quadratmtr. Heizfläche bei jährlich z Betriebsstunden:

$$f = \frac{p}{100}\frac{a}{z} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5).$$

Aus Gl. (4) ergeben sich die beweglichen Verdampfungskosten von 1 Kgr. Wasser

$$k = \frac{B}{D} b + \frac{F}{D} f$$

durch Einsetzung der Werthe von $\frac{B}{D}$ und $\frac{F}{D}$ aus (3) und (1):

$$k = \frac{q b}{H(\varDelta_0 - \varDelta_1)} + \frac{q f}{\mu \varDelta_0 \varDelta_1} = \frac{q b}{H}\left(\frac{1}{\varDelta_0 - \varDelta_1} + \frac{\alpha^2}{\varDelta_1}\right) \quad \ldots \quad (6)$$

mit

$$\alpha^2 = \frac{H}{b}\frac{f}{\mu \varDelta_0} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (7).$$

Das Minimum von k entspricht dem Minimum von

$$\frac{1}{\varDelta_0 - \varDelta_1} + \frac{\alpha^2}{\varDelta_1},$$

welches für einen zwischen 0 und $\varDelta_0$ liegenden Werth von $\varDelta_1$ vorhanden ist, indem für $\Delta_1 = 0$ und $\Delta_1 = \Delta_0$ der Ausdruck unendlich gross ist. Der Differentialquotient in Beziehung auf Δ_1 giebt $= 0$ gesetzt die Gleichung:

$$\frac{1}{(\Delta_0 - \Delta_1)^2} - \frac{\alpha^2}{\Delta_1{}^2} = 0,\ \ \frac{\Delta_0}{\Delta_1} - 1 = \frac{1}{\alpha}$$

$$\frac{\Delta_1}{\Delta_0} = \frac{1}{1 + \dfrac{1}{\alpha}} = \frac{\alpha}{1+\alpha} \ldots\ldots\ldots\ldots (8).$$

Hieraus folgt auch

$$\Delta_0 - \Delta_1 = \Delta_0\left(1 - \frac{\alpha}{1+\alpha}\right) = \frac{\Delta_0}{1+\alpha} \ldots\ldots (9)$$

$$\frac{1}{\Delta_0 - \Delta_1} + \frac{\alpha^2}{\Delta_1} = \frac{1}{\Delta_0}\left(1 + \alpha + \alpha^2 \frac{1+\alpha}{\alpha}\right) = \frac{(1+\alpha)^2}{\Delta_0}$$

und somit nach (6) der kleinste Werth von k, welcher mit k_1 bezeichnet sei,

$$k_1 = \frac{q\,b}{H}\frac{(1+\alpha)^2}{\Delta_0} \ldots\ldots\ldots\ldots (10).$$

Aus (1) und (3) ergiebt sich jetzt mit Rücksicht auf (8) und (9):

$$\frac{D}{F} = \frac{\mu\,\Delta_0\,\Delta_1}{q} = \frac{\mu}{q}\frac{\alpha\,\Delta_0{}^2}{1+\alpha} \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

$$\frac{D}{B} = \frac{H}{q}(\Delta_0 - \Delta_1) = \frac{H}{q}\frac{\Delta_0}{1+\alpha} \ldots\ldots\ldots (12)$$

sowie aus (11) und (12) mit Rücksicht auf (7):

$$\frac{B}{F} = \frac{\mu}{H}\alpha\,\Delta_0 = \frac{f}{b}\frac{1}{\alpha} \ldots\ldots\ldots\ldots (13),$$

so dass auch der Coefficient

$$\alpha = \frac{F f}{B b} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (14)$$

das Verhältniss der gleichzeitigen beweglichen Kesselkosten und der Kosten des Brennstoffes bedeutet. Das Maximum der Verdampfung mit 1 Kgr. Brennstoff entspricht einer unendlich grossen Heizfläche oder $\Delta_1 = 0$, ist also nach (12):

$$max.\frac{D}{B} = \frac{H}{q}\Delta_0 \ldots\ldots\ldots\ldots (15);$$

das Verhältniss der wirklichen zu dieser grösstmöglichen Verdampfung kann als Wirkungsgrad der Heizfläche bezeichnet werden, welcher als ein Factor des Wirkungsgrades η_2 des Heizcanals zu betrachten ist. Er folgt aus (12) und (15) mit Rücksicht auf (14) und (4):

$$\eta_h = \frac{1}{1+\alpha} = \frac{B\,b}{D\,k} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (16)$$

= dem Verhältnisse der Brennmaterialkosten zu den gesammten beweglichen Verdampfungskosten.

Wenn ein Kessel statt mit den durch (13) bestimmten B Kgr. Kohle unter übrigens gleichen Umständen mit stündlich $n\,B$ Kgr. geheizt wird, so dass er mehr geschont oder mehr angestrengt wird, jenachdem $n < 1$ oder $n > 1$ ist, so sind die beweglichen Verdampfungskosten von 1 Kgr. Wasser, welche dann mit k_n bezeichnet seien, stets $> k_1$ (Gl. 10), und zwar ist, wenn dann auch $\varDelta_1$ mit $\varDelta_n$ bezeichnet wird, gemäss (6) und (10) bei in beiden Fällen gleichen Werthen von q, b, H, α und $\varDelta_0$:

$$\frac{k_n}{k_1} = \frac{\dfrac{1}{\varDelta_0 - \varDelta_n} + \dfrac{\alpha^2}{\varDelta_n}}{\dfrac{(1+\alpha)^2}{\varDelta_0}} = \frac{\dfrac{\varDelta_0}{\varDelta_0 - \varDelta_n} + \alpha^2 \dfrac{\varDelta_0}{\varDelta_n}}{(1+\alpha)^2} \quad \ldots \ldots \quad (17).$$

Nun ist nach (1) und (3) bei constanten Werthen von H und F auch

$$B\,\frac{\varDelta_0 - \varDelta_1}{\varDelta_0\,\varDelta_1} = B\left(\frac{1}{\varDelta_1} - \frac{1}{\varDelta_0}\right) \text{ constant } = n\,B\left(\frac{1}{\varDelta_n} - \frac{1}{\varDelta_0}\right),$$

mit Rücksicht auf (8) folglich:

$$\frac{1}{\varDelta_n} - \frac{1}{\varDelta_0} = \frac{1}{n\,\varDelta_0}\left(\frac{\varDelta_0}{\varDelta_1} - 1\right) = \frac{1}{\alpha\,n\,\varDelta_0}$$

$$\frac{\varDelta_0}{\varDelta_n} = 1 + \frac{1}{\alpha\,n} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (18)$$

$$\frac{\varDelta_0}{\varDelta_0 - \varDelta_n} = \frac{1 + \dfrac{1}{\alpha\,n}}{\dfrac{1}{\alpha\,n}} = 1 + \alpha\,n.$$

Der Ausdruck (17) erhält dadurch die Form:

$$\frac{k_n}{k_1} = \frac{1 + \alpha n + \alpha^2 + \dfrac{\alpha}{n}}{(1+\alpha)^2} = \frac{(1+\alpha n)\left(1 + \dfrac{\alpha}{n}\right)}{(1+\alpha)^2} \quad \ldots \ldots \quad (19),$$

woraus zu ersehen ist, dass k_n in demselben Verhältnisse $> k_1$ wird, mag der Kessel mit dem $n$fachen oder mit dem $\frac{1}{n}$fachen der normalen Brennstoffmenge geheizt werden. Wesentlich ist dabei die Voraussetzung, dass im Uebrigen die Verhältnisse unverändert bleiben, dass insbesondere η_1 und $G\,c$, somit auch t_0 unverändert bleibt. Bei grösserer Anstrengung des Kessels wird mit $\varDelta_1$ zwar die Zugkraft der Esse vergrössert, dagegen wird mit der grösseren zu verbrennenden Kohlenmenge auch die Heizgasmenge und mit der grösseren Schichtdicke auf dem Roste auch der Widerstand für die Verbrennungsluft vergrössert; um die Anpassungsfähigkeit der Anlage an verschiedene Betriebsarten zu sichern, ist dafür zu sorgen, dass unter normalen Umständen schon bei theilweise geschlossenem Zugschieber im Fuchs der nöthige Zug vorhanden ist. Gleichwohl bleibt die Vergrösserung von n beschränkt durch die mit wachsendem n zunehmenden Widerstände bei zunehmender Gasmenge, die Verkleinerung von n durch die damit abnehmende Essentemperatur. —

Zum Beispiel sei die Dicke des Kesselblechs = 12 Millim., entsprechend das Gewicht von 1 Quadratm. dieses Blechs = $93^1/_3$ Kgr. Mit Rücksicht auf die Vernietungen der Bleche kann dann das Gewicht von 1 Quadratm. Kesselwand etwa

$$= 1{,}2 \,.\, 93^1/_3 = 112 \text{ Kgr.}$$

und sein Preis
$$= 0{,}7 \,.\, 112 = 78{,}4 \text{ Mark}$$

gesetzt werden bei einem Einheitspreise von 0,7 M. pro Kgr. Bei solcher Anordnung, dass $^2/_3$ der Kesselwand als Heizfläche zu rechnen sind, wären also die Kosten des Kessels selbst pro 1 Quadratm. Heizfläche

$$= 1{,}5 \,.\, 78{,}4 = 117{,}6 \text{ Mark;}$$

indessen wachsen auch die Kosten seiner Einmauerung und der Züge sammt Esse einigermassen mit der Grösse der Heizfläche, so dass, wenn mit Rücksicht hierauf nahe 50 % der Kosten des Kessels selbst zugeschlagen werden, die oben mit a bezeichneten beweglichen Anlagekosten pro Quadratm. Heizfläche ungefähr betragen würden:

$$a = 175 \text{ Mark.}$$

Wenn dann $p = 12\,\%$ für Verzinsung und Amortisation gerechnet, sowie jährlich $z = 3000$ Betriebsstunden vorausgesetzt werden, folgt aus Gl. (5) in Pfennigen:

$$f = 0{,}12 \frac{17500}{3000} = 0{,}7 \text{ Pf.,}$$

während der örtliche Kohlenpreis

$$b = 1{,}6 \text{ Pf. pro 1 Kgr.}$$

sei. Mit den weiteren Annahmen

$$\eta_1 = 0{,}84 \text{ und } K = 7200$$

$$H = \frac{G c}{1 + w} = 4{,}5 \text{ entsprechend } G c = 4{,}8 \text{ und } w = {}^1/_{15}$$

ergiebt sich die Temperatur im Feuerraume:

$$t_0 = \frac{0,84 \,.\, 7200}{4,8} = 1260^0, \text{ dazu } \Delta_0 = 1100,$$

wenn die Temperatur im Kessel $= 160^0$ vorausgesetzt wird; die zur Verdampfung pro 1 Kgr. nöthige Wärme ist dann bei Voraussetzung von 40^0 warmem Speisewasser:

$$q = 606,5 + 0,305 \,.\, 160 - 40 = 615 \; Cal.$$

Aus Gl. (7) folgt jetzt mit $\mu = 0,06$:

$$\alpha = 0,1727$$

und damit aus (11) und (12):

$$\frac{D}{F} = 17,4; \quad \frac{D}{B} = 6,86; \text{ folglich } \frac{B}{F} = 2,54$$

sowie auch aus (9):

$$\Delta_0 - \Delta_1 = 938^0, \; \Delta_1 = 162^0, \; t_1 = 322^0.$$

Der Betrieb kann als ein mittlerer bezeichnet werden, welcher je nach Umständen grössere Schonung oder grössere Anstrengung des Kessels gestattet, und zwar ohne dass dadurch die Verdampfungskosten erheblich grössere würden. Beispielsweise ist nämlich sowohl für $n = {}^2/_3$, als für $n = {}^3/_2$ nach (19):

$$\frac{k_n}{k_1} = 1,021$$

und dabei nach (18) für $n = {}^2/_3 \qquad {}^3/_2$

$$\frac{\Delta_n}{\Delta_0} = \frac{\alpha n}{1 + \alpha n} = 0,1032 \qquad 0,2057$$

$$\Delta_n = 114 \qquad 226$$

$$t_n = 274 \qquad 386$$

= der Temperatur, mit welcher dann die Heizgase in die Esse entweichen würden.

§. 68. Vorwärmer.

Die zur Verdampfung von 1 Kgr. Wasser im Kessel erforderliche Wärme

$$q = 606,5 + 0,305\, t' - t_0'$$

ist um so kleiner, je grösser die Anfangstemperatur t_0', und zwar wird q durch Erwärmung des Speisewassers vor seinem Einflusse in den Kessel von t_0' bis t_0'' verkleinert um

$$100 \frac{t_0'' - t_0'}{q} \text{ Procent,}$$

sofern die specifische Wärme des Wassers immer $= 1$ näherungsweise gesetzt wird. Unter Vorwärmern werden Apparate verstanden, durch welche man das Speisewasser auf dem Wege zum Kessel hindurchfliessen lässt, um ihm die fragliche Temperaturerhöhung zu ertheilen, und zwar vermittels solcher Wärme, welche sonst verloren gehen würde, bei Condensationsmaschinen insbesondere durch einen Theil der Wärme, mit welcher die Heizgase entsprechend ihrer Temperatur t_1 die Kesselheizfläche verlassen, bei Auspuffmaschinen (Maschinen ohne Condensation) durch einen Theil der Wärme des aus der Maschine ausströmenden sogenannten Abdampfes. Verwickelt wird die Wirksamkeit solcher Vorwärmer durch die üblichen Unterbrechungen der Speisung; im Allgemeinen sei diese periodisch der Art, dass die Periode p (für die Stunde als Zeiteinheit)

aus der Zeit $\frac{1}{m}p$ des Betriebes

und aus der Zeit $\frac{m-1}{m}p$ des Stillstandes

der Speisevorrichtung zusammengesetzt ist.

1) Der Vorwärmer bestehe in einem Rohr, welches an einem Ende A_1 mit dem Kessel communicirt, während am anderen Ende A_2 das Speiserohr einmündet. Dieses Vorwärmerohr $A_1 A_2$ sei in einer Fortsetzung des Heizcanals des Kessels so gelagert, dass es rings von den Heizgasen umgeben wird, deren Temperatur dabei, während sie im Sinne $A_1 A_2$ entlang strömen, von t_1 weiter abnimmt bis zu einer gewissen Temperatur t_2, mit welcher sie in die Esse gelangen. Indem zunächst eine continuirliche Speisung vorausgesetzt wird, werde von dem bei A_2 stetig einfliessenden Speisewasser angenommen, dass es sich im Vorwärmerohr schichtenweise regelrecht strömend im Sinne $A_2 A_1$ bewegt, indem es dabei von t_0' bis t_0'' erwärmt wird. Die Heizfläche, d. i. die ganze Oberfläche des Vorwärmers, ist unter diesen Umständen eine sogenannte Gegenstromheizfläche, für welche es sich zunächst um die Beziehung handelt, welche im Beharrungszustande zwischen ihrer Grösse F_1, der stündlich durch sie übertragenen Wärme Q und den Temperaturen t_1, t_2, t_0', t_0'' stattfindet auf Grund des auch hier als zutreffend angenommenen Gesetzes (10), §. 64.

Demselben zufolge ist die Wärme dQ, welche durch ein zwischen zwei Querschnitten enthaltenes Element dF_1 der Heizfläche stündlich übertragen wird, unter t und t_0 die Temperaturen bezw. der Heizgase und des Wassers an dieser Stelle verstanden,

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

$$dQ = \mu\, dF_1 (t - t_0)^2$$

und ferner ist unter der Voraussetzung, dass Wärmeverluste, welche durch die einzelnen Theile der Umfassungswand des Heizcanals verursacht werden, den entsprechenden Theilen von Q proportional sind,

$$\frac{dQ}{Q} = \frac{-dt}{t_1 - t_2},$$

wenn $-dt$ die Abnahme der Heizgastemperatur längs dem Flächenelement dF_1 bedeutet. Aus beiden Gleichungen folgt:

$$dF_1 = \frac{-Q\,dt}{\mu (t_1 - t_2)(t - t_0)^2} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (1).$$

Dabei ist t_0 eine Function von t, welche sich aus der Erwägung ergiebt, dass, unter A den Ort des Flächenelementes dF_1 verstanden und unter der genannten Voraussetzung bezüglich der Wärmeverluste, die Temperaturzunahme des Wassers längs $A A_1$ zur Temperaturabnahme der Heizgase längs $A_1 A$ dasselbe Verhältniss hat für jede Stelle A, dass also

$$\frac{t_0'' - t_0}{t_1 - t} = \frac{t_0'' - t_0'}{t_1 - t_2}$$

ist, woraus mit den Bezeichnungen

$$\Delta_1 = t_1 - t_0'' \text{ und } \Delta_2 = t_2 - t_0'$$

(= den Ueberschüssen der Gastemperatur über die Wassertemperatur bezw. bei A_1 und A_2) sich ergiebt:

$$\frac{t - t_0 - \Delta_1}{t_1 - t} = \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{t_1 - t_2}.$$

Die Einsetzung des hieraus folgenden Ausdruckes von $t - t_0$ in Gl. (1) giebt:

$$dF_1 = \frac{Q}{\mu (t_1 - t_2)} \frac{-dt}{\left[\Delta_1 - \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{t_1 - t_2}(t_1 - t)\right]^2}$$

$$= \frac{Q}{\mu (\Delta_1 - \Delta_2)}\, d \frac{1}{\Delta_1 - \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{t_1 - t_2}(t_1 - t)}.$$

F_1 ist gleich dem von $t = t_1$ bis $t = t_2$ genommenen Integral:

$$F_1 = \frac{Q}{\mu (\Delta_1 - \Delta_2)}\left(\frac{1}{\Delta_2} - \frac{1}{\Delta_1}\right) = \frac{Q}{\mu\, \Delta_1\, \Delta_2}.$$

Es ergiebt sich also

$$Q = \mu\, F_1\, \Delta_1\, \Delta_2 = \mu\, F_1 (t_1 - t_0'')(t_2 - t_0') \quad \dots\dots\dots \quad (2)$$

als Erweiterung der Bedeutung von Gl. (12) im Paragraph 64, woselbst $t_0' = t_0'' = t'$ vorausgesetzt war.

Indem nun mit Rücksicht auf die im §. 65 erklärten Bedeutungen der Buchstaben D, B, G, c, w und mit der Bezeichnung H gemäss Gl. (2) im vorigen Paragraph auch

$$Q = D(t_0'' - t_0') \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

sowie

$$Q = \frac{B\,G\,c}{1+w}(t_1 - t_2) = B\,H(t_1 - t_2) \quad \ldots\ldots\ldots (4)$$

ist, ergeben sich durch die Gleichsetzung der drei Ausdrücke von Q gemäss (2), (3), (4) zwei Gleichungen, durch welche zwei Grössen als Functionen der übrigen bestimmt sind. Wird z. B. bei gegebenen Werthen von D, B, H, t_1 und t_0' die Temperatur t_2 mit Rücksicht auf ausreichend bleibende Zugwirkung der Esse angenommen, so folgt t_0'' aus

$$t_0'' - t_0' = \frac{B\,H}{D}(t_1 - t_2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

und mit den entsprechenden Werthen von

$$\Delta_1 = t_1 - t_0'' \text{ und } \Delta_2 = t_2 - t_0'$$

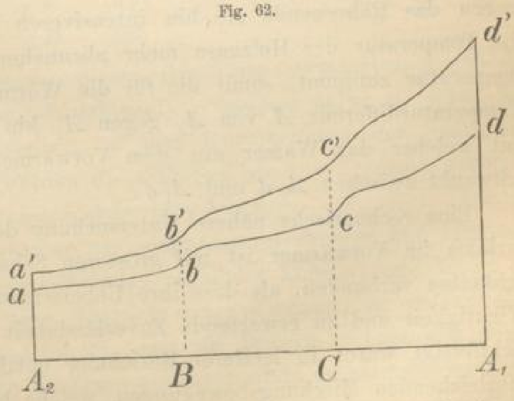
die erforderliche Grösse der Heizfläche des Vorwärmers aus

$$F_1 = \frac{B\,H}{\mu}\,\frac{t_1 - t_2}{\Delta_1\,\Delta_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6).$$

Bei der periodisch unterbrochenen Speisung ist auch die Temperaturvertheilung im Vorwärmerohr periodisch veränderlich, zugleich bedingt durch den Umstand, dass hier der Fassungsraum V des Vorwärmers ein Vielfaches des in einer Periode p hindurchfliessenden Wasservolumens, oder dass

$$\gamma\,V \text{ ein Vielfaches von } p\,D$$

Fig. 62.



ist, unter $\gamma = 1000$ das specifische Gewicht des Wassers verstanden. Wenn man dann senkrecht über einer Geraden $A_1\,A_2$, Fig. 62, welche die Länge des Vorwärmerohrs darstellt, die darin an den betreffenden Stellen herrschenden Wassertemperaturen als proportionale Ordinaten aufträgt und deren Endpunkte durch eine Linie verbindet, so sind die so erhaltenen Temperaturcurven etwa von der Form, wie Fig. 62 beispielsweise unter der Voraussetzung

$$\gamma V = 3 p D$$

darstellt; insbesondere entspricht $a b c d$ dem Ende der Speisezeit $\frac{1}{m} p$, $a' b' c' d'$ dem Ende der Unterbrechungszeit $\frac{m-1}{m} p$.

Während der Speisung ist die Temperatur bei A_2 constant $= t_0' = A_2 a$, und das in der Zeit $\frac{1}{m} p$ eingeflossene Wasser, welches die Strecke $A_2 B$ der Röhre erfüllt, hat unterdessen eine Temperatur angenommen, deren Vertheilungsgesetz durch das Curvenstück $a b$ dargestellt ist; die jetzt bei b befindliche Temperaturwelle ist dabei allmählich von A_2 bis B fortgeschritten. Während der Stillstandszeit $\frac{m-1}{m} p$ der Speisevorrichtung steigt die Temperatur im ganzen Vorwärmer, hebt sich insbesondere das Temperaturcurvenstück $a b$ bis $a' b'$. Die Erhebung $a a'$ bei A_2 verursacht eine neue Welle bezw. Stelle rascher Temperaturänderung, welche während der folgenden Speisezeit $\frac{1}{m} p$ bis B fortschreitet, wogegen das Curvenstück $a' b'$ mit dem sich weiterbewegenden Wasser in die Form und Lage $b c$ übergeht; in den weiter folgenden Zeiten $\frac{m-1}{m} p$ und $\frac{1}{m} p$ geht $b c$ bezw. über in $b' c'$ und in $c d$ u. s. f. Die Theile $a b$, $b c$, $c d$ . . der Temperaturcurven rücken allmählich höher hinauf infolge andauernder Wärmeaufnahme, und werden stärker gekrümmt infolge der gegen das Röhrenende A_1 hin intensiveren Wärmeübertragung, sofern die Temperatur der Heizgase mehr abzunehmen pflegt, als die Wassertemperatur zunimmt, somit die für die Wärmeübertragung massgebende Temperaturdifferenz Δ von A_2 gegen A_1 hin wächst. Die Temperatur, mit welcher das Wasser aus dem Vorwärmer in den Kessel gelangt, schwankt zwischen $A_1 d$ und $A_1 d'$.

Eine rechnerische nähere Untersuchung des gesammten Temperaturverlaufs im Vorwärmer ist mit grösseren Schwierigkeiten und Umständlichkeiten verbunden, als dass ihre Ueberwindung durch die beschränkte Wichtigkeit und zu erwartende Zuverlässigkeit solcher Untersuchung gerechtfertigt wäre; in letzterer Beziehung entziehen sich namentlich die ausgleichenden Mischungsbewegungen, welche bei dem absatzweisen Vorrücken des Wassers im Vorwärmerohr besonders während der Stillstands-

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

zeiten $\frac{m-1}{m} p$ nicht ausbleiben werden, durchaus der Beurtheilung. Es lässt sich aber annehmen, dass die durchschnittlichen Beziehungen von den einer continuirlichen Speisung entsprechenden gemäss (5) und (6) um so weniger verschieden sind, je grösser γV im Vergleich mit $p D$ ist.

Wäre z. B. $D = 450,\ B = 60,\ H = 4{,}5$

$$t' = 150,\ t_0' = 40,\ t_1 = 320,$$

entsprechend $q = 606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 150 - 40 = 612$, und sollten den Heizgasen noch 100^0 zur Vorwärmung des Speisewassers entzogen werden, entsprechend

$$t_2 = 220,$$

so findet man aus (5):

$$t_0'' - t_0' = 60, \text{ entsprechend } t_0'' = 100$$

und einer verhältnissmässigen Verkleinerung von q um

$$100 \frac{60}{612} = 9{,}8 \text{ Procent.}$$

Aus (6) folgt die Grösse der Oberfläche des Vorwärmerohrs mit $\mu = 0{,}06$:

$$F_1 = 11{,}36 \text{ Quadratm.}$$

Bei einem Durchmesser $d = 0{,}5$ Mtr. wäre seine Länge:

$$l = \frac{F_1}{\pi d} = 7{,}33$$

und sein Fassungsraum:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = F_1 \frac{d}{4} = 1{,}42.$$

Im Falle unterbrochener Speisung mit der Periode $p = 0{,}5$ Stunde wäre

$$\frac{\gamma V}{p D} = \frac{1420}{225} = 6{,}3.$$

Es würden sich also 6 solche Stufen der Temperaturcurven ausbilden, wie deren 3 in Fig. 62 angedeutet sind; je grösser dabei m, somit das Verhältniss der Stillstandszeiten zu den Betriebszeiten der Speisevorrichtung ist, desto höher werden diese Stufen bei b, c . ., desto geringer die Ansteigungen der Curvenstrecken dazwischen.

2) Besteht der Vorwärmer aus einer Anzahl engerer und kürzerer, vom Speisewasser zu durchströmender paralleler Röhren, und ist er als besonderer Apparat im Fuchs, bezw. in einer Kammer, zu welcher derselbe erweitert ist, so angebracht, dass die Röhren rechtwinklig gegen die Strömungsrichtung der Heizgase gerichtet sind, so herrscht in dieser Kammer im Beharrungszustande die constante Temperatur t_2, indem die

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Heizgase zwar mit der Temperatur t_1 einströmen, aber ihre der Differenz $t_1 - t_2$ entsprechende Wärme an das Speisewasser übergeht. Die Heizfläche F_1 des Vorwärmers ist dann eine einfache Stromheizfläche, längs welcher nur das Wasser als in strömender Bewegung begriffen zu betrachten ist. Bei übrigens den obigen Bedeutungen der Buchstaben gelten jetzt für den Fall continuirlicher Speisung die Gleichungen (5) und (6) mit der Aenderung, dass $\varDelta_1 = t_2 - t_0''$ zu setzen, so dass, da nach wie vor $\varDelta_2 = t_2 - t_0'$ ist, Gl. (6) die Form annimmt:

$$\frac{BH}{\mu F_1}(t_1 - t_2) = (t_2 - t_0'')(t_2 - t_0')$$
$$= [t_2 - t_0' - (t_0'' - t_0')](t_2 - t_0') \quad . \; (7).$$

Die Heizfläche F_1 werde jetzt mit Berücksichtigung der Umstände, besonders des für den Apparat verfügbaren Raumes angenommen, dafür t_2 mit t_0'' bestimmt bei gegebenen Werthen der übrigen Grössen, von welchen hier $H = Gc$, entsprechend $w = 0$, gesetzt werden darf. Die Substitution des Ausdruckes von $t_0'' - t_0'$ aus (5) in (7) giebt dann mit den Bezeichnungen

$$\frac{BH}{D} = \alpha, \quad \frac{BH}{\mu F_1} = f, \quad t_1 - t_0' = a, \quad t_2 - t_0' = x \; . \; . \; . \; . \; . \; (8)$$

für x die quadratische Gleichung:

$$f(a - x) = [x - \alpha(a - x)]\,x$$

oder

$$(1 + \alpha)\,x^2 + (f - \alpha a)\,x - af = 0 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (9),$$

deren positive Wurzel allein der Aufgabe entspricht. Vermittels derselben findet man:

$$t_2 = t_0' + x, \text{ dann } t_0'' \text{ aus (5).}$$

Bei der üblichen periodischen Speisung kommt in Betracht, dass die periodisch in den Kessel eingeführte Wassermenge $= pD$ Kgr. hier grösser zu sein pflegt, als diejenige $= \gamma V$ Kgr., welche der Vorwärmer fassen kann. Während der eigentlichen Speisezeit $\frac{1}{m}p$ gelangt deshalb in den Kessel zuerst der ganze Wasserinhalt des Vorwärmers, welcher darin während der vorhergegangenen Stillstandszeit $\frac{m-1}{m}p$ eine höhere Temperatur angenommen hatte, darauf solches Wasser, welches durch den Vorwärmer neu hindurchgeflossen ist; dabei ist die Wärmeübertragung durch F_1 anfangs wegen der höheren Wassertemperatur weniger intensiv, später wegen der niederen Temperatur des schneller fliessenden Wassers intensiver, als in gleicher Zeit bei continuirlicher Speisung, so dass die im Ganzen an die Wassermenge pD in der Speisezeit $\frac{1}{m}p$ übertragene Wärme vermuthlich derjenigen nahe gleich ist, welche in der gleichen Zeit bei continuirlicher Speisung übertragen wird, entsprechend einer Temperaturerhöhung dieses Wassers um $\frac{1}{m}(t_0'' - t_0')_c$, wenn mit $(t_0'' - t_0')_c$ die ganze Temperaturerhöhung des continuirlich gespeisten Wassers bezeichnet wird.

Während der Stillstandszeit $\frac{m-1}{m}p$ der Speisevorrichtung ist die an verschiedenen Stellen im Vorwärmer verschiedene Wassertemperatur überall im Wachsen begriffen, womit die Wärmeübertragung durch die Heizfläche F_1 abnimmt, somit auch die Abkühlung der Heizgase abnimmt, folglich t_2 zunimmt bei constanter Temperatur t_1. Zur Vereinfachung werde indessen so gerechnet, als ob jetzt im Vorwärmer eine überall gleich grosse mit der Zeit wachsende mittlere Temperatur τ herrschte, und zwar wachse sie in der Zeit $\frac{m-1}{m}p$ von τ' bis τ''. Unter dieser Voraussetzung, welche sich den thatsächlich vorhandenen Umständen auch insofern annähert, als nach dem Aufhören der strömenden Bewegung im Vorwärmer eine die Temperaturverschiedenheiten ausgleichende Mischungsbewegung des Wassers in ihm bis zu gewissem Grade ohne Zweifel eintritt, ist nun die Wärme, welche durch die ganze Heizfläche F_1 des Vorwärmers in einem Zeitelement $d\vartheta$ übertragen wird,

$$dQ = \mu F_1 (t_2 - \tau)^2 d\vartheta = \gamma V d\tau = BH(t_1 - t_2) d\vartheta \quad . . (10),$$

wenn $d\tau$ die Zunahme von τ während $d\vartheta$ bedeutet, und unter der Voraussetzung, dass τ beständig kleiner bleibt, als die dem Druck im Kessel entsprechende Temperatur t', dass also Verdampfung im Vorwärmer nicht eintritt; die durchschnittliche Temperaturerhöhung des Speisewassers kann gesetzt werden:

$$t_0'' - t_0' = \frac{1}{m}(t_0'' - t_0')_c + \frac{\gamma V}{pD}(\tau'' - \tau') \quad . . . . . . (11).$$

In diesem angenäherten Ausdrucke von $t_0'' - t_0'$ ist das erste Glied bestimmt durch die oben besprochene Vorwärmung bei continuirlicher Speisung; τ' kann nach Schätzung einer mittleren Temperatur im Vorwärmer zu Ende der Speisezeit $\frac{1}{m}p$ gleich gesetzt werden, etwa

$$\tau' = \frac{1}{2}\left[t_0' + t_0' + \frac{1}{m}(t_0'' - t_0')_c\right] = t_0' + \frac{1}{2\,m}(t_0'' - t_0')_c \quad . \ (12).$$

Die Wassertemperatur τ'' zu Ende der Stillstandszeit $\frac{m-1}{m}\,p$ erfordert eine nähere Ueberlegung; bei kleinem Fassungsraume V des Vorwärmers und nicht sehr kleiner Periode p kann sie erheblich $> \tau'$ werden und bis t' wachsen. Zu ihrer Bestimmung mit Hülfe der Gleichungen (10) ist zuerst t_2 durch τ auszudrücken, wozu die Gleichsetzung des ersten und dritten jener Ausdrücke von $d\,Q$ mit Benutzung obiger Bezeichnung f gemäss (8) ergiebt:

$$f(t_1 - t_2) = (t_2 - \tau)^2 = [t_1 - \tau - (t_1 - t_2)]^2$$

$$(t_1 - t_2)^2 - [2\,(t_1 - \tau) + f\,](t_1 - t_2) + (t_1 - \tau)^2 = 0.$$

Wegen $t_2 > \tau$ entspricht der Aufgabe nur die kleinere Wurzel dieser quadratischen Gleichung:

$$t_1 - t_2 = t_1 - \tau + \frac{f}{2} - \sqrt{\left(t_1 - \tau + \frac{f}{2}\right)^2 - (t_1 - \tau)^2}$$

$$= t_1 - \tau + \frac{f}{2} - \sqrt{\left(t_1 - \tau + \frac{f}{4}\right)f} = \varphi(\tau) \quad . \ . \ . \ . \ (13).$$

Wenn endlich dieser Ausdruck von $t_1 - t_2$ in die Gleichung eingesetzt wird, welche durch Gleichsetzung des zweiten und dritten der Ausdrücke (10) von $d\,Q$ entsteht, so liefert die Integration dieser Gleichung:

$$\frac{m-1}{m}\,p = \frac{\gamma\,V}{B\,H}\int_{\tau'}^{\tau''}\frac{d\,\tau}{\varphi(\tau)} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (14).$$

Uebrigens kann auch τ'' (höchstens $= t'$) angenommen und (14) als Bestimmungsgleichung für p benutzt werden. Wenn dann ausserdem näherungsweise für $\varphi(\tau)$ ein constanter Mittelwerth gesetzt wird, entsprechend dem Mittelwerthe

$$\tau_m = \frac{\tau' + \tau''}{2}$$

von τ, so erhält man für p die Gleichung:

$$\frac{m-1}{m}\,p\left[t_1 - \tau_m + \frac{f}{2} - \sqrt{\left(t_1 - \tau_m + \frac{f}{4}\right)f}\,\right] = \frac{\gamma\,V}{B\,H}(\tau'' - \tau') \, . \ . \ (15).$$

Ein höchstens zulässiger Werth von p entspricht $\tau'' = t'$ unter übrigens gegebenen Umständen, insbesondere bei gegebenem Volumen V des Vorwärmers.

Wird das letztere im Ganzen und bezüglich seiner Dimensionen als gegeben betrachtet mit Rücksicht auf Grösse und Form der Kammer, in welcher der Apparat Platz finden soll, ist also, unter n die Anzahl der den Vorwärmer bildenden Röhren von der Weite d und Länge l verstanden,

$$V = n\frac{\pi d^2}{4} l, \text{ auch } n d^2 \text{ und } l$$

gegeben, so ist $F_1 = n \pi d l = \frac{4V}{d}$ um so grösser, je kleiner d, je grösser also n ist.

Es sei z. B., wie im Beispiel unter 1), nur mit einem etwas grösseren Werthe von H, entsprechend $w = 0$,

$$D = 450, \quad B = 60, \quad H = 4{,}8,$$
$$t' = 150, \quad t_0' = 40, \quad t_1 = 320,$$

ferner

$$F_1 = 4 \text{ und } V = 0{,}05$$

entsprechend etwa $n = 40$, $d = 0{,}05$ und l nahe $= 0{,}64$. Bei continuirlicher Speisung ist dann mit $\mu = 0{,}06$ nach (8):

$$\alpha = 0{,}64; \ f = 1200; \ a = 280$$

und damit nach (9):

$$x^2 + 622{,}44\,x - 204878 = 0$$

mit der positiven Wurzel

$$x = t_2 - t_0' = 238, \text{ entsprechend } t_2 = 278.$$

Aus (5) ergiebt sich endlich

$$t_0'' - t_0' = 27, \text{ entsprechend } t_0'' = 67.$$

Die verhältnissmässige Verkleinerung von q beträgt in diesem Falle nur 4,4 % bei freilich kleineren Kosten des Vorwärmers und lebhafter bleibendem Essenzuge.

Bei periodischer Speisung sei z. B. $m = 3$, so folgt aus (12):

$$\tau' = 44{,}5 \text{ mit } (t_0'' - t_0')_c = 27.$$

Wird τ'' fast $= t'$, nämlich $\tau'' = 149{,}5$ angenommen,

$$\tau_m = \frac{\tau' + \tau''}{2} = 97,$$

so ergiebt sich aus (15):

$$p \text{ nahe } = {}^8/_9 \text{ Stunde}$$

als höchstens zulässige Grösse der Periode, indem die Entwickelung von Dampf in den engen Röhren zu vermeiden ist. Für diese Periode, also

$$\text{für } \tau'' - \tau' = 105 \text{ wäre } t_0'' - t_0' = 9 + 13 = 22$$

nach (11) die durchschnittliche Temperaturerhöhung des Speisewassers. Ist aber $p = 0{,}5$ Stunde, wie im Beispiel unter 1), so ist jedenfalls

$$\tau'' - \tau' > \frac{1/_2}{8/_9} 105, \text{ d. i. } > 59$$

wegen der anfangs bei noch niederer Wassertemperatur intensiveren Wärmeübertragung. Aus (15) findet man dann $\tau'' - \tau'$ durch allmähliche Näherung, indem für τ'' und entsprechend für τ_m so lange verbesserte Werthe angenommen werden, bis die Gleichung genügend erfüllt ist. Im vorliegenden Falle ergiebt sich:

$$\tau'' - \tau' = 67 \text{ bis } 68, \text{ dazu } t_0'' - t_0' = 24$$

gemäss (11). Der etwas grössere Werth im Vergleich mit der zuvor gefundenen durchschnittlichen Vorwärmung von 22^0 entspricht der intensiveren Wärmeübertragung bei kleinerer Temperatur des Wassers; der Unterschied ist aber so gering, dass die Berechnung für $p = {}^8/_9$ genügt hätte. Selbst im Vergleich mit der für continuirliche Speisung $= 27^0$ gefundenen Vorwärmung ist der Unterschied noch klein genug, um mit Rücksicht auf den Sicherheitsgrad der zugrundeliegenden Annahmen für praktische Zwecke die der periodischen Speisung entsprechende Erwärmung des Wassers

$$t_0'' - t_0' \text{ nach Schätzung etwas } < (t_0'' - t_0')_c$$

zu setzen, vorbehaltlich Prüfung der Verhältnisse bezüglich der Forderung $\tau'' < t'$.

3) Die Benutzung des Abdampfes der Maschine zur Vorwärmung des Speisewassers, beschränkt natürlich auf Auspuffmaschinen, deren Abdampf atmosphärischen Druck und eine Temperatur von 100^0 besitzt, ist insofern sehr ergiebig, als dieser Dampf eine mehr als dazu nöthig grosse Constitutionswärme enthält, auch insofern, als die Wärmeübertragung viel kleinerem Widerstande begegnet. Wenn die durch 1 Quadratmeter einer dünnen Metallwand von Wasser zu Wasser mit dem Temperaturunterschiede Δ stündlich übertragene Wärme $= k\Delta$ gesetzt wird, so wächst k erheblich mit Δ; nach Péclet (siehe Bd. I, §. 165 unter 2) kann

$$\text{für } \Delta = 10 \text{ bis } 24^0$$
$$k = 100 \text{ „ } 300$$

gesetzt werden, so dass auch in diesem Falle die hindurchgehende Wärme richtiger proportional Δ^2 gesetzt wird; entsprechend

$$k\Delta = \mu\Delta^2 \text{ wäre } \mu = 10 \text{ bis } 12{,}5$$
$$\text{für } \Delta = 10 \text{ „ } 24.$$

Bei den hier in Rede stehenden Vorwärmern wird aber der Wärmeeintritt in die Wand durch Condensation von Dampf zu Wasser vermittelt, wobei der Uebergangswiderstand so klein ist, dass mit Rücksicht auf den

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

unerheblichen Leitungswiderstand der dünnen Wand (Rohrwand aus Schmiedeisen oder Kupfer) hier μ nahe doppelt so gross zu schätzen ist, etwa

$$\mu = 20.$$

Die parallelen Röhren, durch welche wie im Falle unter 2) das Wasser behufs seiner Vorwärmung zu strömen hat, befinden sich in einem vom Abdampfe durchströmten gusseisernen Cylinder; ob letzteres im Sinne der Röhren oder sonstwie geschieht, macht kaum einen Unterschied, da in allen Fällen die Dampftemperatur im ganzen Cylinder $= 100^0$ ist. Wird dieselbe mit t bezeichnet, und ist

$r = 536$ die entsprechende Verdampfungswärme,

$x\,D$ Kgr. die stündlich an den Röhren condensirte Dampfmenge,

so ist bei den bisherigen Bedeutungen von D, F_1, t_0', t_0'' im Falle continuirlicher Speisung mit den Bezeichnungen

$$\varDelta' = t - t_0', \quad \varDelta'' = t - t_0''$$

die stündlich zur Vorwärmung um $t_0'' - t_0'$ Grad übertragene Wärme:

$$Q = \mu\,F_1\,\varDelta'\,\varDelta'' = D\,(t_0'' - t_0') = x\,D\,r \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, (16).$$

Daraus folgt:

$$\mu\,F_1\,\varDelta'\,\varDelta'' = D\,(\varDelta' - \varDelta''); \quad \varDelta'' = \frac{D\,\varDelta'}{\mu\,F_1\,\varDelta' + D}$$

$$t_0'' - t_0' = \varDelta' - \varDelta'' = \frac{\mu\,F_1\,\varDelta'\,\varDelta'}{\mu\,F_1\,\varDelta' + D} \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, (17).$$

Diese Temperaturerhöhung des Speisewassers ist $< \varDelta'$, also $t_0'' < t$; der entsprechende Werth von

$$x = \frac{t_0'' - t_0'}{r} \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, . \quad . \, . \, . \, . \, . \, . \, (18)$$

gemäss (16) ist immer klein genug, um möglich zu sein auch mit Rücksicht auf die abkühlende Wirkung der Wand des die Röhren enthaltenden Cylinders, sowie mit Rücksicht auf den Wassergehalt, mit welchem der Abdampf in den Cylinder eintritt.

Bei periodisch unterbrochener Speisung kann zur Beurtheilung der Vorwärmung auch hier die obige Gleichung (11) zugrundegelegt, darin τ' gemäss (12) bestimmt werden. Was aber τ'', nämlich die mittlere Wassertemperatur τ zu Ende der Unterbrechungszeit $\frac{m-1}{m}p$ betrifft, so tritt im ersten Ausdrucke (10) von $d\,Q$ die constante Dampftemperatur t an die Stelle des veränderlichen t_2, und aus der Gleichung

$$\mu\,F_1\,(t-\tau)^2\,d\,\vartheta = \gamma\,V\,d\,\tau \quad \text{oder} \quad d\,\vartheta = \frac{\gamma\,V}{\mu\,F_1}\,d\,\frac{1}{t-\tau}$$

folgt durch Integration:

$$\frac{m-1}{m}p = \frac{\gamma V}{\mu F_1}\left(\frac{1}{t-\tau''} - \frac{1}{t-\tau'}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (19)$$

als Bestimmungsgleichung für τ''. Indem diese Temperatur immer $< t$ bleibt, ist eine Dampfbildung im Vorwärmer ausgeschlossen; wird τ'' zu gross, so entweicht nur der Abdampf fast ohne Wärmeabgabe. Das zweite Glied des Ausdruckes (11) von $t_0'' - t_0'$ ist mit Rücksicht auf (19):

$$\frac{\gamma V}{p D}(\tau'' - \tau') = \frac{m-1}{m}\frac{\mu F_1}{D}(t-\tau')(t-\tau'') \quad \ldots\ldots (20);$$

unter übrigens gegebenen Umständen ist es um so grösser, je kleiner τ'', je grösser also der Fassungsraum V der Vorwärmeröhren und je kleiner die Periode p.

Z. B. bei 7 Röhren von 0,05 Mtr. Weite und 1,5 Mtr. Länge wäre

$$F_1 = 1{,}65 \text{ Quadratm.}, \quad V = 0{,}0206 \text{ Cubikm.}$$

Wäre dann

$$D = 450 \text{ Kgr.}, \quad t_0' = 10^0,$$

so ergäbe sich bei continuirlicher Speisung nach (17):

$$t_0'' - t_0' = 78^0,$$

so dass das Speisewasser mit einer Temperatur von 88^0 in den Kessel gelangen würde.

Für periodisch unterbrochene Speisung sind die Durchschnittswerthe von $t_0'' - t_0'$, welche verschiedenen Werthen von p und m entsprechen, sowie die Maximaltemperaturen τ'' in der folgenden Tabelle zusammengestellt. Die Annahme $m = 1$ entspricht wieder der continuirlichen Speisung, wofür die Periode p gleichgültig oder vielmehr bedeutungslos ist; nach (20) und (11) ist dann nämlich

$$\tau'' - \tau' = 0; \; t_0'' - t_0' = (t_0'' - t_0')_c.$$

Als Maximaltemperatur ist für diesen Fall t_0'' unter der Bezeichnung τ'' eingetragen.

m	$p = 1/8$		$p = 1/4$		$p = 1/2$	
	τ''	$t_0''-t_0'$	τ''	$t_0''-t_0'$	τ''	$t_0''-t_0'$
1	88	78	88	78	88	78
3	93,2	52	96,4	40	98,2	33
5	94,2	42	97,0	30	98,5	23

Man erkennt daraus den Vortheil kleiner Werthe von m und p. Was letzteres betrifft, so hat übrigens die Vergrösserung von V denselben Erfolg wie die Verkleinerung von p, indem bei demselben Verhältnisse beider unter übrigens gleichen Umständen nach (19) auch τ'', nach (20)

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

folglich das zweite Glied des Ausdruckes (11) von $t_0'' - t_0'$ denselben Werth hat. Würde die Weite der Röhren verdoppelt, ihre Länge auf die Hälfte reducirt, wodurch V verdoppelt würde ohne Aenderung von F_1 und somit von $(t_0'' - t_0')_c$ gemäss (17), so würden die Zahlenwerthe der obigen Tabelle

$$\text{bezw. } p = {}^1/_4,\ p = {}^1/_2,\ p = 1$$

übrigens unter den früheren Voraussetzungen entsprechen.

§. 69. Zugwirkung der Esse.

Die Beziehungen, welche zwischen den Widerständen des Herdes, des Heizcanals und der Esse (des Schornsteins, Kamins), der stündlich durch dieses Canalsystem strömenden Gasmenge, den Dimensionen desselben, insbesondere der Esse, der Temperatur des in letztere einströmenden Gasgemenges und der Ausflussgeschwindigkeit in der Essenmündung stattfinden, sind zu Ende des ersten Bandes dieses Werkes in den Paragraphen 168—170 möglichst vollständig erörtert worden. Indessen ergaben sie sich bei der Mannigfaltigkeit und Zusammengesetztheit der streng genommen in Betracht zu ziehenden Umstände zum Theil in Formen, welche für den praktischen Gebrauch kaum geeignet sind. Sie gestatten aber eine vereinfachende Annäherung besonders hinsichtlich der Widerstände und der Wärmeverluste in der Esse, welche nur klein sind im Vergleich mit den Widerständen des Herdes (durch die Brennstoffschicht auf dem Roste verursacht) und des Heizcanals, bezw. im Vergleich mit den Temperaturänderungen im Herde und im Heizcanale. Die theilweise Verzichtleistung auf mathematische Strenge zu Gunsten grösserer Einfachheit und Uebersichtlichkeit der Ergebnisse erscheint auch nicht nur als zulässig, sondern selbst als geboten, wenn die dadurch bedingten Fehler kleiner sind, als solche, welche der Unsicherheit einzusetzender Zahlenwerthe entsprechen, wie es hier der Fall sein wird. Hauptsächlich handelt es sich um die Höhe h der Esse, gerechnet vom Niveau des Rostes bis zur oberen Mündung, und um die Flächengrösse A der letzteren, welche gegebenen Umständen passend entsprechen. Eine Vereinfachung der zur Berechnung von h und A dienenden Formeln ist im Anschlusse an die oben erwähnte Erörterung des Verfassers von Prof. L. Pinzger* empfohlen worden; demselben Gedankengange entspricht im Wesentlichen auch die folgende Entwicklung.

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1876, S. 577.

Möglichst mit Beibehaltung der im Bd. I an betreffender Stelle benutzten Bezeichnungen sei

p' der Luftdruck (Kgr. pro Quadratm.) im Niveau des Rostes,

p_0 der Druck im Feuerraume,

p_1 der Druck unten in der Esse in gleicher Höhe mit dem Roste,

p der Druck in der Essenmündung = dem äusseren Luftdrucke in demselben Niveau. Ferner seien

T' die absolute Temperatur der Atmosphäre rings um die Esse,

T_0, T_1, T die absoluten Temperaturen der Heizgase an den Stellen, auf welche die Pressungen p_0, p_1, p sich beziehen.

Die Grössen h, p', p und T' sind durch eine Gleichung verbunden, welche sich aus der Erwägung ergiebt, dass die Abnahme $-dp$ des atmosphärischen Druckes bei der Erhebung um dh, wenn v das specifische Volumen der Luft an betreffender Stelle bedeutet,

$$-dp = \frac{1}{v} dh$$

ist = dem Gewichte einer Luftschicht von der Basis 1 und Höhe dh, woraus mit Rücksicht auf die Zustandsgleichung $pv = RT'$ folgt:

$$dh = -v\,dp = -RT'\frac{dp}{p}$$

$$h = RT'\,ln\frac{p'}{p} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

= der Expansionsarbeit von 1 Kgr. Luft, welche der Abnahme des Druckes von p' bis p bei constanter Temperatur T' entspricht. Analog Gl. (1) sind

$$h_0 = RT'\,ln\frac{p'}{p_0} \text{ und } h_1 = RT'\,ln\frac{p_0}{p_1} \quad \ldots\ldots\ldots (2)$$

die Höhen von Luftschichten, in welchen der Druck von p' bis p_0, bezw. von p_0 bis p_1 abnimmt; ihre Summe ist:

$$h_0 + h_1 = RT'\,ln\frac{p'}{p_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3).$$

Hinsichtlich der permanenten strömenden Bewegung der Gase in der Esse gilt nun die Gleichung der lebendigen Kraft (Bd. I, §. 75, Gl. 2):

$$\frac{u\,du}{g} + v\,dp = dM - dB \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4),$$

in welcher dM die Arbeit der Schwere, dB die Arbeit des Bewegungswiderstandes für 1 Kgr. Gas und ein Längenelement der Esse bedeutet, also

$$dM = -dh,\ dB = \lambda\frac{dh}{d_2}\frac{u_2^2}{2g}$$

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

zu setzen ist, wenn, was $d\,B$ betrifft, der mittlere Durchmesser (= 4fachem Inhalte dividirt durch Umfang des Querschnitts) und die Strömungsgeschwindigkeit mit constanten Mittelwerthen d_2 bezw. u_2 in Rechnung gestellt werden, während λ einen erfahrungsmässigen Coefficienten bedeutet. Einer gleichfalls mittleren absoluten Temperatur T_2 in der Esse entsprechend werde ferner das specifische Volumen der durch sie abziehenden Gase

$$v = \frac{R\,T_2}{p}$$

und dabei R der betreffenden Constante für atmosphärische Luft (= 29,3) gleich gesetzt, da die Dichtigkeit der Heizgase von der atmosphärischen Dichtigkeit nur sehr wenig verschieden ist. Die Gleichung (4) erhält dadurch die Form:

$$\frac{u\,d\,u}{g} + R\,T_2\,\frac{d\,p}{p} + d\,h + \lambda\,\frac{d\,h}{d_2}\,\frac{u_2^2}{2\,g} = 0$$

mit dem Integral:

$$\frac{u^2 - u_1^2}{2\,g} + R\,T_2\,ln\,\frac{p}{p_1} + h + \lambda\,\frac{h}{d_2}\,\frac{u_2^2}{2\,g} = 0 \;\ldots\ldots\ldots (5),$$

unter u_1 und u die Strömungsgeschwindigkeiten im unteren Anfangsquerschnitte der Esse und in ihrer Mündung verstanden. In dieser Gleichung ist mit Rücksicht auf (1) und (3):

$$R\,T_2\,ln\,\frac{p}{p_1} = \frac{T_2}{T'}\,R\,T'\left(ln\,\frac{p'}{p_1} - ln\,\frac{p'}{p}\right)$$

$$= \frac{T_2}{T'}\,(h_0 + h_1 - h)$$

$$R\,T_2\,ln\,\frac{p}{p_1} + h = \frac{T_2}{T'}\,(h_0 + h_1) - \frac{T_2 - T'}{T'}\,h,$$

so dass nach Einsetzung dieses Werthes aus Gl. (5) gefolgert werden kann:

$$h = (h_0 + h_1)\,\frac{T_2}{T_2 - T'} + \frac{u^2}{2\,g}\left[1 - \left(\frac{u_1}{u}\right)^2 + \lambda\,\frac{h}{d_2}\left(\frac{u_2}{u}\right)^2\right]\frac{T'}{T_2 - T'} \;.\;. (6).$$

Im Allgemeinen kann dieselbe Esse mehreren Kesselanlagen zur Bewirkung des Zuges und zur Abführung der Gase dienen, deren Ströme mit gewissen Vorsichtsmassregeln, damit sie sich nicht gegenseitig stören, unten in die Esse eingeleitet werden; T_1, T und T_2 sind dann die aus ihrer Vereinigung hervorgehenden Mischungstemperaturen unten, oben und im Mittel, während der für alle einzelnen Feuerungsanlagen nothwendig gleiche Werth von $h_0 + h_1$ durch entsprechende Stellung der

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

verschiedenen Zugschieber herbeizuführen ist, um nicht bei einigen zu lebhafte, bei anderen zu schwache Verbrennung zur Folge zu haben.

Ist γ' das der Temperatur T' entsprechende specifische Gewicht, welches für atmosphärische Luft und für die Heizgase, sowie für alle Pressungen zwischen p' und p ohne in Betracht kommenden Fehler als gleich gross anzunehmen ist, so ist das specifische Volumen des Gasgemisches in der Essenmündung $= \frac{1}{\gamma'} \frac{T}{T'}$, somit die erforderliche Grösse derselben:

$$\varDelta = \frac{\Sigma(BG)}{3600\,\gamma' u} \frac{T}{T'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (7),$$

wobei das Summenzeichen sich auf die ev. in Betracht kommende Gesammtheit von Feuerungen bezieht.

Die Benutzung der Gleichungen (6) und (7) erfordert vor Allem die Kenntniss von h_0 und h_1. Die Höhe h_0 einer Luftsäule, durch welche der Unterschied des Druckes nahe unterhalb und oberhalb des mit brennender Kohle bedeckten Rostes gemessen wird, ist gemäss einer Angabe in Bd. I, §. 169 durch manometrische Messung für Feuerungen mit sogenanntem natürlichen (durch eine Esse verursachtem) Zuge = 4 bis 16 Mtr. gefunden worden, ohne dass jedoch anzugeben wäre, wie innerhalb dieser weiten Grenzen h_0 von den Umständen abhängt. Nur im Allgemeinen lässt sich sagen, dass diese Grösse mit der Dicke der Kohlenschicht wächst, dass sie aber kaum weniger von der Stückgrösse und sonstigen Beschaffenheit der Kohle, überhaupt von Umständen abhängen wird, welche mit präciser Definition und Messung zugleich zahlenmässiger Beurtheilung ihres Einflusses entrückt sind.

Die Höhe h_1 erfordert hier eine theilweise andere Bestimmung, als früher in Bd. I, §. 168, infolge des im Vorhergehenden zugrundegelegten anderen Gesetzes der Wärmeübertragung durch die Heizfläche F des Kessels, wodurch auch die Aenderungsgesetze von Temperatur und Geschwindigkeit im Heizcanale andere werden. Ist

T_k die absolute Temperatur im Kessel,

T die absolute Temperatur des Gasgemenges in der Entfernung s vom Anfange des Heizcanals,

l dessen Länge,

$\varDelta_0 = T_0 - T_k$, $\varDelta = T - T_k$,

so ist nach Gl. (12), §. 64 (übrigens mit Buchstabenbezeichnungen gemäss §. 65):

$$\mu F \frac{s}{l} \Delta_0 \Delta = \frac{B G c}{1 + w} (\Delta_0 - \Delta).$$

Daraus folgt mit der Bezeichnung

$$S = \frac{B G c}{\mu F (1 + w)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (8)$$

$$T = T_k + \Delta = T_k + \frac{S \Delta_0}{S + \Delta_0 \frac{s}{l}} = T_k + \frac{\Delta_0}{1 + \frac{\Delta_0}{S} \frac{s}{l}} \quad \ldots . (9).$$

Wird nun einstweilen von besonderen Widerständen im Heizcanal ausser dem allgemeinen Leitungswiderstande abgesehen, so ist in obiger Gleichung (4) zu setzen:

$$v = \frac{R T}{p}, \; d M = 0, \; d B = \lambda \frac{d s}{d} \frac{u^2}{2 g},$$

wenn d der überall gleichen mittleren Durchmesser des Heizcanals (4 × Inhalt: Umfang des Querschnitts), p die Pressung, u die Strömungsgeschwindigkeit in der Entfernung s vom Anfange desselben bedeutet. Dabei ist p so wenig veränderlich, dass ohne in Betracht kommenden Fehler u proportional T zu setzen ist, also

$$u = u' \frac{T}{T'} \text{ und } d u = u' \frac{d T}{T'},$$

unter u' die Geschwindigkeit verstanden, mit welcher dieselbe Gasmenge durch den Heizcanal strömen würde, wenn ihre Temperatur $= T'$ wäre. Die Einsetzung dieser Werthe in Gl. (4) giebt:

$$\frac{u'^2}{g} \frac{T d T}{T'^2} + R T \frac{d p}{p} + \lambda \frac{d s}{d} \frac{u'^2}{2 g} \frac{T^2}{T'^2} = 0$$

und durch Integration vom Anfange bis zum Ende des Canals, nachdem die Gleichung mit $\frac{T'}{T}$ multiplicirt wurde,

$$\frac{u'^2}{g} \frac{T_1 - T_0}{T'} + R T' \ln \frac{p_1}{p_0} + \frac{\lambda}{d} \frac{u'^2}{2 g} \frac{1}{T'} \int_0^l T d s = 0.$$

Mit Rücksicht auf (2) folgt daraus:

$$h_1 = R T' \ln \frac{p_0}{p_1} = \frac{u'^2}{2 g} \left[\frac{\lambda}{d} \frac{1}{T'} \int_0^l T d s - 2 \frac{T_0 - T_1}{T'} \right] \ldots . (10);$$

dabei ist gemäss (9):

$$\int_0^l T d s = T_k l + S l . \ln \left(1 + \frac{\Delta_0}{S}\right) = l \left[T_k + S \ln \left(1 + \frac{T_0 - T_k}{S}\right) \right] . (11).$$

Wenn endlich besondere Widerstände, verursacht namentlich durch plötzliche Richtungsänderungen des Heizcanals, so in Rechnung gestellt werden, als ob sie nur am Anfange oder am Ende desselben vorkämen, woselbst die Strömungsgeschwindigkeiten bezw.

$$u_0 = u' \frac{T_0}{T'} \text{ und } u_1 = u' \frac{T_1}{T'}$$

seien, so werden dadurch, wenn ζ_0 und ζ_1 die betreffenden Widerstandscoefficienten sind, mit Rücksicht zugleich auf die Druckabnahme, welche mit dem Uebergange einer verschwindend kleinen in die Geschwindigkeit u_0 verbunden ist, die Widerstandshöhen

$$(1 + \zeta_0) \frac{u_0^2}{2g} \text{ und } \zeta_1 \frac{u_1^2}{2g}$$

bedingt, bezogen bezw. auf die den Temperaturen T_0 und T_1 entsprechenden specifischen Gewichte des Gasgemenges. Die Widerstandshöhe h_1, bezogen auf die Temperatur T', erfährt also durch diese besonderen Widerstände die Vergrösserung:

$$(1 + \zeta_0) \frac{u_0^2}{2g} \frac{T'}{T_0} + \zeta_1 \frac{u_1^2}{2g} \frac{T'}{T_1} = \frac{u'^2}{2g} \frac{(1 + \zeta_0) T_0 + \zeta_1 T_1}{T'}.$$

Hieraus und aus (10) mit Rücksicht auf (11) ergiebt sich schliesslich:

$$h_1 = \frac{u'^2}{2g} \left\{ \frac{(1+\zeta_0) T_0 + \zeta_1 T_1}{T'} + \lambda \frac{l}{d} \left[\frac{T_k}{T'} + \frac{S}{T'} ln \left(1 + \frac{T_0 - T_k}{S} \right) \right] - 2 \frac{T_0 - T_1}{T'} \right\} \quad (12),$$

wobei, unter C die Grösse des Canalquerschnitts verstanden, u' den Werth hat:

$$u' = \frac{BG}{3600 \, \gamma' C} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (13).$$

Zur Ergänzung der Hauptgleichungen (6) und (7) handelt es sich schliesslich nur noch um eine Beziehung zwischen T und T_1, vermittels welcher mit Rücksicht auf die Form des inneren Essenquerschnitts und auf das Aenderungsgesetz seiner Grösse durch

$$T_1, \; u, \; h, \; A$$

auch die Temperaturen T und T_2, die Geschwindigkeiten u_1 und u_2, der untere und mittlere Essenquerschnitt A_1 bezw. A_2, sowie d_2 bestimmt sind. In Betreff jener Beziehung zwischen T und T_1 kann die verhältnissmässig geringe Wärmemenge, welche stündlich durch ein Element der Essenwand nach aussen hin verloren geht, wie früher in Bd. I der Grösse dE der inneren Oberfläche dieses Wandelements und der ersten Potenz der betreffenden Temperaturdifferenz proportional gesetzt werden,

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

also, wenn k einen empirischen Coefficienten, c die specifische Wärme des Gasgemenges bedeutet,

$$k(T - T')\,dE = -c\,\Sigma(BG).\,dT,$$

woraus sich die ganze innere Wandfläche E ergiebt:

$$E = \frac{c}{k}\Sigma(BG).\,ln\frac{T_1 - T'}{T - T'}$$

und somit für T die Gleichung:

$$ln\frac{T_1 - T'}{T - T'} = \frac{kE}{c\,\Sigma(BG)} = \frac{k\,A_2\,h}{c\,\Sigma(BG)} \quad \ldots\ldots\ldots (14)$$

mit ungefähr $c = 0{,}25$ und $k = 1$ bis 2 (wachsend mit der Wanddicke) bei gemauerten Essen, $k = 6$ bei Essen aus Eisenblech.

Die in Gl. (6) vorkommenden Geschwindigkeitsverhältnisse können gesetzt werden:

$$\frac{u_1}{u} = \frac{A}{A_1}\frac{T_1}{T};\quad \frac{u_2}{u} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{u_1}{u}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (15).$$

Für die Form freistehender Schornsteine ist vorzugsweise die Rücksicht auf den Winddruck bei Stürmen massgebend, worauf indessen hier nicht eingegangen werden soll. Bei gemauerten Schornsteinen pflegt man die Weite (den mittleren Durchmesser im Lichten) von oben nach unten um etwa 0,016 Mtr. für jedes Meter der Höhe zunehmen zu lassen, übrigens nicht stetig, sondern in Absätzen, entsprechend den Dimensionen der verwendeten Mauersteine. Die Wandstärke kann an der Mündung bei engeren Schornsteinen $^1/_8$ Mtr., bei weiteren $^1/_4$ Mtr. betragen, bew. = Breite und Länge der üblichen Ziegelsteine. Nach unten nimmt diese Wandstärke absatzweise zu, durchschnittlich etwa für 1 Mtr. Höhe um 0,01 Mtr., so dass dann die Böschung der äusseren Wandfläche (die Tangente ihres Neigungswinkels gegen die lothrechte Axe des Schornsteins) durchschnittlich betrüge:

$$\frac{0{,}016}{2} + 0{,}01 = 0{,}018.$$

Abgesehen von einem viereckigen Sockel pflegt der Querschnitt kleiner Schornsteine viereckig, mittlerer achteckig, grosser kreisförmig zu sein; die letztere Form erfordert zwar die umfassendste Verwendung von Formsteinen, empfiehlt sich aber, abgesehen von gefälligem Aussehen, durch kleinstmöglichen Bewegungswiderstand des Gasgemenges und durch die kleinste Grösse des Winddruckes. —

Nachdem nun vor Allem h_0, h_1 und T_1 den Verhältnissen entsprechend bestimmt oder angenommen sind, kann bezüglich der meistens nur mässigen Abkühlung des Gasgemenges in der Esse eine Annahme gemacht werden, die nur in aussergewöhnlichen Fällen einer nachträglichen Berichtigung mit Hülfe von Gl. (14) bedarf, um so mehr, als die Angaben für den Coefficienten k in jener Gleichung sehr unsicher sind. Es kann etwa angenommen werden bei gemauerten Essen:

$$\frac{T}{T_1} = 0{,}94 \text{ bis } 0{,}96; \quad \frac{T_2}{T_1} = 0{,}97 \text{ bis } 0{,}98,$$

bei Essen aus Eisenblech:

$$\frac{T}{T_1} = 0{,}9 \text{ bis } 0{,}92; \quad \frac{T_2}{T_1} = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}96.$$

Die Essendimensionen betreffend werde jetzt zunächst die Mündung A so angenommen, dass die Geschwindigkeit u gemäss (7) einen angemessenen Werth von durchschnittlich etwa 3 bis 4 Mtr. erhält, was bei Steinkohlenfeuerungen ungefähr der Fall zu sein pflegt, wenn $A = {}^1/_5$ der Rostfläche bezw. der Summe von Rostflächen gewählt wird. Zu besserer Sicherung des Zuges gegen Störungen durch schräg abwärts gerichtete Windströme kann übrigens u. U. auch eine grössere Geschwindigkeit u, einem kleineren A entsprechend, vorzuziehen sein, besonders im Falle einer gemeinschaftlichen Esse für Kessel, welche nicht immer zugleich in Betrieb sind. Im Ausdrucke (6) von h ist nun das der Bewegung in der Esse selbst entsprechende zweite Glied stets wesentlich kleiner, als das erste, so dass

$$h' = (h_0 + h_1)\frac{T_2}{T_2 - T'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (16)$$

ein Näherungswerth von h ist, mit welchem und mit A die Querschnitte A_1, A_2 und der mittlere Durchmesser des letzteren gefunden werden. Mit $\frac{u_1}{u}$ und $\frac{u_2}{u}$ gemäss (15), sowie mit $h = h'$ kann schliesslich das zweite Glied des Ausdruckes (6) von h, somit ein corrigirter Werth von h gefunden werden, welcher, wie oben bemerkt, nur in aussergewöhnlichen Fällen und zwar bezüglich auf T_2 einer Prüfung und ev. Berichtigung zu unterwerfen ist.

Wenn die Kessel, zu welchen die Esse gehört, mehr oder weniger angestrengt werden, wenn z. B. bei Steinkohlenfeuerung B im Verhältnisse 1 : 2 geändert wird, so ändern sich (siehe §. 66) ungefähr

$$\begin{array}{lll} t_1 & \text{im Verhältnisse} & 1:2 \\ T_1 & \text{„} \quad\quad \text{„} & 2:3 \\ \dfrac{T_1}{T_1 - T'} & \text{„} \quad\quad \text{„} & \dfrac{2}{1}:\dfrac{3}{2} = 4:3, \end{array}$$

weil $T_1 - T'$ nahe $= t_1$ ist. Sofern auch T_2 nicht viel von T_1 verschieden und das zweite Glied im Ausdrucke (6) von h verhältnissmässig nur klein ist, müsste somit $h_0 + h_1$ ungefähr im Verhältnisse 3 : 4 wachsen bei Verdoppelung von B. Gemäss den oben angeführten Erfahrungen bezüglich des Widerstandes der Kohlenschicht auf dem Roste lässt sich aber erwarten, dass h_0 in höherem Masse wächst, so dass h_1 nur in geringerem Grade wachsen könnte. Noch geringer wäre nach (12) die Zunahme von u', weil der Factor von $\frac{u'^2}{2g}$ in dieser Gleichung bei constanter Grösse der betreffenden Coefficienten sowohl mit Rücksicht auf T_1, als auf die nach (8) mit B wachsende Grösse S zunimmt. Die Folge der mehr intensiven Feuerung wäre folglich gemäss (13) eine voraussichtlich mit weniger vollkommener Verbrennung verbundene allzu erhebliche Abnahme von G, wenn sie nicht mit Verkleinerung des Widerstandes durch den Zugschieber, also mit Verkleinerung von ζ_1 verbunden wird zur Verkleinerung des Factors von $\frac{u'^2}{2g}$ im Ausdrucke von h_1. Wenn somit die Kesselanlagen mit natürlichem oder Essenzuge auf nicht allzu unvortheilhafte Weise verschiedenen Betriebsarten sollen angepasst werden können, so ist es nöthig, die Schieberöffnung gewöhnlich mehr oder weniger verengt zu halten, und wenn zur Bemessung der Schornsteinhöhe ein mittlerer Betrieb vorausgesetzt wird, so ist es nöthig, dabei mit einem grösseren Werthe von ζ_1 zu rechnen.

Unter diesen Umständen und bei der Unsicherheit verschiedener in die Gleichungen einzusetzender empirischen Zahlenwerthe können dieselben für den praktischen Gebrauch weiter vereinfacht werden durch die zahlenmässige Anpassung ihrer weniger wesentlichen oder weniger veränderlichen Glieder an mittlere Verhältnisse, wie es hier beispielsweise für Steinkohlenfeuerung geschehen mag. Je nach der Kohlensorte werde dafür

$$h_0 = 6 \text{ bis } 10$$

angenommen; ferner $G = 20$, so dass mit $\gamma' = 1{,}25$ nach (13)

$$\frac{u'^2}{2g} = 0{,}051\left(\frac{1}{225}\frac{B}{C}\right)^2 = \left(0{,}001\frac{B}{C}\right)^2$$

wird. Entsprechend

$$\mu = 0{,}06,\quad \frac{Gc}{1+w} = 4{,}5 \text{ und durchschnittlich } \frac{B}{F} = \frac{8}{3}$$

kann weiter nach (8) gesetzt werden:

$$S = 75\frac{B}{F} = 200.$$

Wird auch noch im Mittel angenommen:

$$T_k = 273 + 147 = 420,\ T_0 - T_k = 1100,\ \zeta_0 = 1,$$

so geht der Ausdruck (12) von h_1 sehr nahe über in:

$$h_1 = \left(0{,}001\frac{B}{C}\right)^2 \frac{800\,\lambda\,\frac{l}{d} + (2+\zeta_1)\,T_1}{T'} \quad \ldots\ldots\ (17).$$

Die darin noch vorkommenden Grössen sind, abgesehen von T', in verschiedenen Fällen zu sehr verschieden, als dass sich Mittelwerthe dafür setzen liessen; λ ist $= 0{,}06$ bis $0{,}09$ erfahrungsmässig anzunehmen je nach der Zahl der den Widerstand vergrössernden plötzlichen Richtungsänderungen des Heizcanals, welche durch $\zeta_0 = 1$ kaum berücksichtigt sind, während ζ_1 im Wesentlichen nur dem Zugschieber entsprechen soll und je nach den Umständen verschieden gross anzunehmen ist. Nachdem so die Grösse $h_0 + h_1$ hinlänglich leicht bestimmbar gemacht ist, kann auch das zweite Glied im Ausdrucke (6) von h vereinfacht werden um so mehr, als es verhältnissmässig klein ist. Setzt man darin gemäss (15) mit

$$\frac{A}{A_1} = \frac{1}{1 + 0{,}03\,h} \text{ und } \frac{T_1}{T} = 1{,}05$$

$$\frac{u_1}{u} = \frac{1{,}05}{1 + 0{,}03\,h} = 0{,}6 \text{ und } \frac{u_2}{u} = 0{,}8$$

entsprechend $h = 25$, so ergiebt sich:

$$h = (h_0 + h_1)\frac{T_2}{T_2 - T'} + (0{,}18\,u)^2\left(1 + \lambda\frac{h}{d_2}\right)\frac{T'}{T_2 - T'} \quad \ldots (18)$$

mit ungefähr $\lambda = 0{,}06$ für gemauerte, etwas kleiner für eiserne Essen; u entspricht der Gleichung (7), mit den angenommenen Werthen von G und γ' insbesondere der Gleichung:

$$u = \frac{20}{3600\,.\,1{,}25}\,\frac{\Sigma B}{A}\,\frac{T}{T'} = \frac{\Sigma B}{225\,A}\,\frac{T}{T'} \quad \ldots\ldots\ (19).$$

Es seien z. B. die Höhe und Weite eines Schornsteins zu bestimmen für eine Kesselanlage, auf deren Roste stündlich $B = 100$ Kgr. guter Steinkohle im Durchschnitt zu verbrennen sind, und bei welcher

$$C = A,\ \frac{l}{d} = 120,\ t_1 = 300^0$$

sein soll, während die Kohle von solcher Beschaffenheit sei, dass $h_0 = 7$

als ein voraussichtlich nahe zutreffendes Mass des Widerstandes der Kohlenschicht auf dem Roste zu betrachten ist.

Entsprechend einer Rostfläche $R = \frac{B}{80} = 1{,}25$ sei

$$A = C = \frac{1}{5} R = 0{,}25.$$

Zur Sicherung ausreichenden Zuges auch bei hoher Lufttemperatur werde $T' = 300$ angenommen, so dass mit

$$T = 0{,}96\, T_1 = 0{,}96 \,.\, 573 = 550$$

aus (19) sich ergiebt:

$$u = 3{,}26 \text{ Mtr.}$$

Wird ferner angenommen $\lambda = 0{,}075$ und $\zeta_1 = 8$, so folgt aus (17): $h_1 = 6{,}9$; entsprechend $h_0 = 7{,}1$ sei deshalb

$$h_0 + h_1 = 14$$

festgesetzt, womit und mit $T_2 = 0{,}98\, T_1 = 562$

$$h' = (h_0 + h_1) \frac{T_2}{T_2 - T'} = 30 \text{ Mtr.}$$

gefunden wird. Die als kreisförmig angenommene Essenmündung $A = 0{,}25$ Quadratm. hat den Durchmesser $d = 0{,}564$ Mtr. Entsprechend sei

$$d_2 = \left(1 + 0{,}016 \frac{h'}{2}\right) d = 0{,}7 \text{ Mtr.}$$

Das zweite Glied des Ausdruckes von h wird dann mit $\lambda = 0{,}06$:

$$h'' = 1{,}4 \text{ Mtr.}$$

und ergiebt sich folglich als ganze Höhe:

$$h = h' + h'' = 31{,}4 \text{ Mtr.}$$

Sollte die Esse n gleichen solchen Kesselanlagen gemeinschaftlich dienen, so hätte das auf h keinen Einfluss, wenn nur $A = 0{,}25\, n$ Quadratm. gemacht wird. —

Man könnte fragen, bei welcher Temperatur T_1 der in eine gegebene Esse abziehenden Gase dieselbe eine grösstmögliche Wirkung hat, d. h. eine möglichst grosse Gasmenge $= \Sigma(BG)$ abführen kann. (Siehe G. Herrmann's Bearbeitung von Weisbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik, 2. Theil, 2. Abtheilung, §. 262.) Indessen lässt sich die Frage nicht unbedingt beantworten. Wenn die Aenderungen der Temperatur und der Gasmenge unter solchen Umständen stattfänden, dass das erste Glied h' von h (Gl. 18) zum zweiten Gliede h'' beständig dasselbe Verhältniss behält, so wäre, falls hier von Temperaturverschiedenheiten in der Esse abgesehen, also $T = T_2 = T_1$ gesetzt wird, $h' + h''$ ebenso wie h'' allein

$$\text{proportional } u^2 \frac{T'}{T_1 - T'}$$

$$\text{oder gemäss (7) proportional } \left(\Sigma(BG) \cdot \frac{T_1}{T'}\right)^2 \frac{T'}{T_1 - T'}.$$

Indem aber auch $h' + h''$ constant $= h$ ist, wäre

$$[\Sigma(BG)]^2 \text{ proportional } \left(\frac{T'}{T_1}\right)^2 \frac{T_1 - T'}{T'} = \frac{T'}{T_1}\left(1 - \frac{T'}{T_1}\right)$$

und folglich $\Sigma(BG)$ am grössten für

$$\frac{T'}{T_1} = \frac{1}{2} \text{ oder } T_1 = 2\,T'.$$

Obschon dieses Ergebniss den gewöhnlichen Verhältnissen der Kesselanlagen entspricht, beruht es doch auf einer ganz besonderen, kaum realisirbaren (auch bei Herrmann der betreffenden Formel stillschweigend zugrundeliegenden) Voraussetzung, welche noch dazu das Hauptglied h' betrifft zu Gunsten einer Folgerung aus der Form des untergeordneten Gliedes h''. Wenn die Praxis mit durchschnittlich $T_1 = 2\,T'$ ungefähr das Richtige getroffen hat, so ist das der Fall bezüglich bester Ausnutzung nicht der Esse allein, sondern der ganzen Anlage mit Esse und verfeuerter Kohle.

§. 70. **Aussergewöhnliche Mittel zur Beförderung des Zuges.**

Bei nicht eingemauerten Dampfkesseln, insbesondere bei Schiffskesseln, sowie bei den Kesseln von Locomotiven und Locomobilen, kann der Esse in der Regel nur eine geringe Höhe gegeben werden, welche zur Zugerzeugung für die Feuerung nicht ausreicht, besonders wenn zugleich, wie hier gewöhnlich, zur Raumersparniss ein kleinerer Rost mit entsprechend grosser Schichtdicke des Brennstoffs verlangt wird. Die Beförderung des Zuges kann dann entweder durch künstliche Verminderung des Gasdruckes am Ende des Heizcanals oder durch Vergrösserung des Luftdruckes in einem abgeschlossenen Raume unter dem Roste bewirkt werden: ersteres insbesondere bei Locomotiven und Locomobilen durch den aus dem sogenannten Blasrohre ausblasenden Dampf der ohne Condensation arbeitenden Maschine, letzteres in Ermangelung verfügbaren Abdampfes bei Schiffskesseln.

Diese Druckvergrösserung unter dem Roste von Schiffskesseln geschieht meistens sehr einfach mit Hülfe eines verticalen weiten Rohrs, welches unten in den Raum unter dem Roste mündet und oben, horizontal umgebogen, mit einer gegen den Wind zu richtenden Erweiterung versehen ist. Grössere Luftüberdrucke, bis 50 Millimeter Wassersäule entsprechend, sind in neuerer Zeit auf Kriegsschiffen mit Hülfe von Gebläsen zu fraglichem Zwecke und zwar mit grossem Erfolge erzielt worden.*

Näherer Prüfung werde die Wirkung des Blasrohres unterworfen, jenes Rohres, aus welchem man in der Rauchkammer zwischen Heizcanal und Esse etwas unter der Einmündung in letztere den Abdampf so ausströmen lässt, dass die Mittellinie des Dampfstroms mit der Essenaxe zusammenfällt. Indem dieser Dampfstrom sich kegelförmig erweiternd den Querschnitt der Esse ausfüllt, in diesem aber sein Druck dem atmosphärischen nahe gleich sein muss, wird dadurch in der Rauchkammer, wo seine Geschwindigkeit erheblich grösser ist, ein kleinerer Druck, ein verdünnter Raum verursacht, in welchen die äussere Luft durch den Rost, demnächst als Heizgasgemenge durch den Heizcanal nachströmt, um mit dem Dampfstrome gemischt durch die Esse abgeführt zu werden. Um diese Vorrichtung möglichst vortheilhaft einrichten zu können, müssen die Beziehungen bekannt sein, welche zwischen der saugenden Dampfmenge, der angesaugten Luftmenge, den Querschnitten der Esse, des Heizcanals und des Blasrohrs in seiner Mündung, dem in letzterem herrschenden Dampfdrucke und sonstigen etwa noch massgebenden Umständen stattfinden. Eine bezügliche eingehende experimentelle und theoretische Untersuchung, besonders mit Rücksicht auf die Verhältnisse von Locomotiven, ist von Zeuner angestellt worden, auf dessen betreffendes Werk (das Locomotivenblasrohr, Zürich 1863) hier verwiesen sei. Indem übrigens das zu Grunde liegende Princip der saugenden Wirkung von Flüssigkeitsstrahlen auch zu manchen anderen Zwecken technisch verwerthet worden ist, sei das Problem zunächst möglichst allgemein gefasst; die mathematischen Entwickelungen erfordern freilich stets gewisse Voraussetzungen, durch welche die hinreichend angenäherte Gültigkeit beschränkt wird.

In die Kammer B, Fig. 63, münde die Röhre A_1, aus welcher eine Flüssigkeit in B hinein so ausströmt, dass die Axe des ausfliessenden Strahls mit der Axe des weiteren Ansatzrohres A zu-

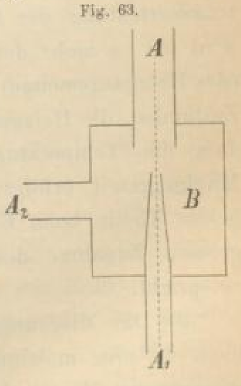


Fig. 63.

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1883, S. 917.

sammenfällt. Die Ausmündung von A_1 liege der Einmündung von A so nahe, dass letztere den aus A_1 kommenden und allmählich sich erweiternden Strahl vollständig aufnimmt, ohne zunächst ganz von ihm ausgefüllt zu werden; das Rohr A sei aber lang genug, dass in einiger Entfernung von seiner Mündung diese vollständige Ausfüllung durch die strömende Flüssigkeit stattfindet. In das Gehäuse B münde noch ein zweites Rohr A_2 (ev. durch mehrere dergleichen zu ersetzen), durch welches, wenn der Druck in B hinlänglich klein ist, eine andere Flüssigkeit zufliesst (angesaugt wird), welche dann mit der ersteren (saugenden) Flüssigkeit gemischt durch A zum Abfluss gelangt. Insbesondere bei der Blasrohrvorrichtung ist A_1 das Blasrohr, aus welchem der abgehende Dampf zuströmt, A_2 der Heizcanal, bezw. das System von Heizröhren, wodurch die Heizgase in die Rauchkammer einströmen, A die Esse. Der Untersuchung mögen die folgenden Voraussetzungen zugrunde gelegt werden.

1) Die Kammer sei hinlänglich gross, um annehmen zu dürfen, dass die angesaugte Flüssigkeit in ihr zur Ruhe kommt, bevor sie durch die saugende Flüssigkeit wieder in Bewegung gesetzt wird.

2) Mit der Mischung der Flüssigkeiten sei keine Aenderung des Gesammtvolumens verbunden. Volumenänderungen der einzelnen Flüssigkeiten sind nicht ausgeschlossen, aber sie seien bei der Mischung entgegengesetzt gleich. Freilich ist diese Voraussetzung selbst nicht angenähert in solchen Fällen zutreffend, in welchen es sich um Mischung tropfbarer Flüssigkeit mit Dampf handelt, welcher dabei condensirt wird, wie es z. B. bei der Dampfstrahlpumpe der Fall ist; am vollkommensten trifft sie bei einer Wasserstrahlpumpe zu (Förderung von Wasser durch einen Wasserstrahl). In welchem Grade es insbesondere bei der Blasrohrvorrichtung der Fall ist, lässt sich von vorn herein nicht sagen; es wird um so mehr der Fall sein, je mehr der Wasserdampf und die Luft (das Heizgasgemenge) in einem solchen Massenverhältnisse und in solchen Zuständen, die Heizgase insbesondere so heiss in die Kammer einströmen, dass die Temperaturausgleichung, insoweit sie während der kurzen Mischungszeit erfolgt, in Verbindung mit den gleichen Druckzunahmen beider Theile beim Uebergange aus der Kammer zur Esse einer ebenso grossen Zunahme des Dampfvolumens wie Abnahme des Luftvolumens entspricht.

3) Die Mischung werde zwar als eine beliebig innige, aber doch nicht als eine molekulare betrachtet, eine Vorstellung, welche übrigens weniger das Wesen der Sache betrifft, als die Darstellungsweise im Falle von luftförmigen Flüssigkeiten. Bei molekularer Mischung von solchen

erfüllt jede den ganzen Raum des Gemisches, dessen Druck sich als Summe der Drucke der Mischungsbestandtheile darstellt; bei nur mechanischer Mischung hat umgekehrt jeder Theil den ganzen Druck, während das Gesammtvolumen sich als Summe der Theilvolumina darstellt. Einigermassen hängt diese dritte Voraussetzung mit der vorigen zusammen, insofern nämlich, als die molekulare Mischung eine vollkommene Temperaturausgleichung einschliessen würde, wogegen im anderen Falle nicht ausgeschlossen ist, dass in der kurzen Zeit des Mischungsvorganges solche Ausgleichung nur unvollkommen zustandekommt, beide Theile vielmehr merklich verschiedene Temperaturen selbst in der Mischung zunächst behalten.

Bei Voraussetzung eines Beharrungszustandes, sowie von Meter (bezw. Quadratmeter oder Cubikmeter), Kilogramm und Sekunde als Einheiten sei nun:

x der Druck in der Kammer B, Fig. 63,

F_1 die Grösse der Mündung des Rohrs A_1, ev. des kleinsten Querschnittes des mit Contraction aus ihr ausfliessenden saugenden Strahls,

p_1 der Druck in dem Raume, aus welchem das Rohr A_1 herkommt, bezogen auf eine Stelle (nöthigenfalls durch Rechnung), welche mit F_1 in gleicher Höhe liegt und woselbst die Geschwindigkeit verschwindend klein ist,

m_1 das Gewicht der pro Sekunde zufliessenden saugenden Flüssigkeit,

u_1 ihre Geschwindigkeit in F_1,

γ_1 ihr specifisches Gewicht daselbst,

σ_1 ihr specifisches Gewicht in der Mischung,

ς_1 der auf u_1 bezogene Widerstandscoefficient des Rohrs A_1;

F_2 die Grösse der Mündung des Rohrs A_2, ev. des betreffenden kleinsten Querschnitts bei stattfindender Contraction,

p_2 der Druck in dem Raume, aus welchem A_2 herkommt, verstanden analog wie p_1,

m_2 das Gewicht der pro Sekunde angesaugten Flüssigkeit,

u_2 ihre Geschwindigkeit in F_2,

γ_2 ihr specifisches Gewicht daselbst,

σ_2 ihr specifisches Gewicht in der Mischung,

ς_2 der auf u_2 bezogene Widerstandscoefficient des Rohrs A_2;

F die als constant vorausgesetzte Querschnittsgrösse des Rohrs A,

p der Druck, welchem entgegen der Abfluss durch A stattfindet, bei grösserer Länge und verticaler Lage reducirt auf den Anfang dieser Röhre,

ς der Widerstandscoefficient derselben.

Gemäss den obigen Voraussetzungen unter 3) und 2) ist das specifische Gewicht des Flüssigkeitsgemisches in A:

$$\gamma = \frac{m_1 + m_2}{\frac{m_1}{\sigma_1} + \frac{m_2}{\sigma_2}} = \frac{m_1 + m_2}{\frac{m_1}{\gamma_1} + \frac{m_2}{\gamma_2}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (1)$$

und somit seine Geschwindigkeit:

$$u = \frac{m_1 + m_2}{\gamma F} = \left(\frac{m_1}{\gamma_1} + \frac{m_2}{\gamma_2}\right)\frac{1}{F} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (2).$$

Ausserdem ist natürlich:

$$u_1 = \frac{m_1}{\gamma_1}\frac{1}{F_1} \text{ und } u_2 = \frac{m_2}{\gamma_2}\frac{1}{F_2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (3).$$

Bezüglich dieser Ausflussgeschwindigkeiten u_1 und u_2 aus A_1 bezw. A_2 finden gemäss der Gleichung der lebendigen Kraft, nämlich gemäss der auch im vorigen Paragraph benutzten Gleichung (Bd. I, §. 75, Gl. 2):

$$\frac{u\,du}{g} + v\,dp = dM - dB \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (4)$$

stets Beziehungen statt von den Formen:

$$(1 + \varsigma_1)\frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_1 - x}{\gamma'}; \quad (1 + \varsigma_2)\frac{u_2^2}{2g} = \frac{p_2 - x}{\gamma''} \quad \ldots \ldots (5),$$

wobei im Falle von tropfbaren Flüssigkeiten $\gamma' = \gamma_1$ und $\gamma'' = \gamma_2$ ist, während anderenfalls γ' und γ'' streng genommen nur zugleich mit Hülfe einer anderen Gleichung (der früher so genannten Gleichung des Arbeitsvermögens oder der Wärmegleichung) entsprechend zu bestimmen sind. Z. B. für Wasserdampf als saugende Flüssigkeit ergiebt sich γ' aus den Formeln in §. 111, Bd. I; nach Zeuner kann in diesem bei der Blasrohrvorrichtung vorliegenden Falle, sofern x nicht viel vom Atmosphärendrucke verschieden und p_1 nicht erheblich grösser ist,

$$\gamma' = 0{,}258\,(1{,}391 + p_1) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (6)$$

gesetzt werden, falls p_1 in Atmosphären ausgedrückt ist.

Was γ'' im Falle der Blasrohrvorrichtung betrifft, so lässt sich ohne näheres Eingehen auf die Gesetzmässigkeit der Temperaturänderungen im Herde und im Heizcanale nur sagen, dass γ'' zwischen γ_2 und dem specifischen Gewichte γ_0 der äusseren Luft enthalten ist. Aus Gl. (4), worin hier $M = 0$ zu setzen ist, folgt nämlich durch Integration bezüglich der Luftströmung bis zur Rauchkammer:

$$\frac{u_2^2}{2g} + \int v\,dp = -B = -\varsigma_2\frac{u_2^2}{2g}$$

oder mit $v = \frac{1}{\gamma}$ (unter γ hier das specifische Gewicht des Heizgasgemenges an irgend einer Stelle verstanden), also mit

$$v\,dp = \frac{dp}{\gamma} = d\left(\frac{p}{\gamma}\right) - p\,d\frac{1}{\gamma}$$

$$(1+\varsigma_2)\frac{u_2^2}{2g} = -\int v\,dp$$

$$= \frac{p_2}{\gamma_0} - \frac{x}{\gamma_2} + \int p\,d\frac{1}{\gamma}$$

oder wegen $\int p\,d\frac{1}{\gamma} \begin{cases} < p_2\left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_0}\right) \\ > x\left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_0}\right) \end{cases}$

$$(1+\varsigma_2)\frac{u_2^2}{2g} \begin{cases} < \frac{p_2}{\gamma_0} - \frac{x}{\gamma_2} + p_2\left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_0}\right) = \frac{p_2 - x}{\gamma_2} \\ > \frac{p_2}{\gamma_0} - \frac{x}{\gamma_2} + x\left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_0}\right) = \frac{p_2 - x}{\gamma_0}. \end{cases}$$

In der That folgt daraus durch Vergleichung mit (5):

$$\gamma_0 > \gamma'' > \gamma_2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (7).$$

Was endlich die Mischung beider Flüssigkeiten und ihren gemeinsamen Ausfluss aus der Röhre A betrifft, so ergiebt sich aus der Gleichung (4), wenn sie auf beide Flüssigkeiten zusammen bezogen, nämlich mit $m_1 + m_2$ multiplicirt und dann bezüglich der saugenden Flüssigkeit von der Mündung F_1 des Zuflussrohres A_1 an, bezüglich der angesaugten Flüssigkeit von ihrem Ruhezustande in der Kammer an integrirt wird, mit der Bezeichnung $v = \frac{1}{\gamma}$ (unter γ vorläufig wieder irgend ein specifisches Gewicht verstanden):

$$(m_1 + m_2)\frac{u^2}{2g} - m_1\frac{u_1^2}{2g} + (m_1 + m_2)\int\frac{dp}{\gamma} + (m_1 + m_2)B = 0 \quad . (8),$$

indem wieder die Arbeit M der Schwere oder anderer Massenkräfte = Null zu setzen ist. In dieser Gleichung ist mit Rücksicht auf die Voraussetzung unter 2) sowie auf Gl. (1):

$$(m_1 + m_2)\int\frac{dp}{\gamma} = (m_1 + m_2)\int d\frac{p}{\gamma}$$

$$= m_1\left(\frac{p}{\sigma_1} - \frac{x}{\gamma_1}\right) + m_2\left(\frac{p}{\sigma_2} - \frac{x}{\gamma_2}\right)$$

$$= \left(\frac{m_1}{\gamma_1} + \frac{m_2}{\gamma_2}\right)(p - x) = (m_1 + m_2)\frac{p - x}{\gamma};$$

ferner mit Rücksicht darauf, dass das letzte Glied von Gleichung (8) nicht nur die Widerstandsarbeit des Abflussrohres A, sondern auch die Stosswiderstandsarbeit infolge des plötzlichen Ueberganges der Geschwindigkeiten u_1 und 0 der beiden Flüssigkeiten in die gemeinsame Geschwindigkeit u in sich begreift,

$$(m_1 + m_2)\, B = \varsigma\, (m_1 + m_2) \frac{u^2}{2\,g} + m_1 \frac{(u - u_1)^2}{2\,g} + m_2 \frac{u^2}{2\,g}.$$

Die Gleichung (8) erhält dadurch, wenn sie ausserdem mit $2\,g$ multiplicirt wird, die Form:

$$(1 + \varsigma)(m_1 + m_2)u^2 - m_1 u_1^{\,2} + m_1 (u - u_1)^2 + m_2 u^2 + (m_1 + m_2) . 2\,g \frac{p - x}{\gamma} = 0.$$

Indem die Summe der 3 mittleren Glieder mit Rücksicht auf (2)

$$= m_1 (u^2 - 2\,u\,u_1) + m_2\,u^2 = (m_1 + m_2)\,u^2 - 2\,m_1\,u_1\,u$$

$$= (m_1 + m_2) \left(u^2 - \frac{2\,m_1\,u_1}{\gamma\,F}\right)$$

ist, folgt daraus:

$$2\,g\,(p - x) = \frac{2\,m_1\,u_1}{F} - (2 + \varsigma)\,\gamma\,u^2 \;\ldots\ldots\ldots\; (9).$$

Den Gleichungen (5) und (9) mögen schliesslich durch Eliminirung von u_1, u_2, u und γ vermittels (1) bis (3) die Formen gegeben werden:

$$2\,g\,(p_1 - x) = (1 + \varsigma_1)\,\gamma' \left(\frac{m_1}{\gamma_1\,F_1}\right)^2 \ldots\ldots\ldots (10)$$

$$2\,g\,(p_2 - x) = (1 + \varsigma_2)\,\gamma'' \left(\frac{m_2}{\gamma_2\,F_2}\right)^2 \ldots\ldots\ldots (11)$$

$$2\,g\,(p - x) = \frac{2\,m_1^{\,2}}{\gamma_1\,F_1\,F} - (2 + \varsigma)\,(m_1 + m_2) \left(\frac{m_1}{\gamma_1} + \frac{m_2}{\gamma_2}\right) \frac{1}{F^2} \;..\; (12).$$

Diese Gleichungen (10) — (12) bestimmen 3 der darin vorkommenden Grössen, wenn die übrigen bekannt sind, z. B. m_1, m_2 und x. Im Falle der **Blasrohrvorrichtung** ist zur Eliminirung von x und zur Bestimmung des Verhältnisses $m_1 : m_2$ die Gleichung (12) mit einer der Gleichungen (10), (11) ausreichend. In diesem Falle kann nämlich gesetzt werden:

$\varsigma = 0$ und $p_2 = p =$ dem Atmosphärendrucke;

aus (11) und (12) folgt dann:

$$(1 + \varsigma_2) \frac{\gamma''}{\gamma_2^{\,2}} \frac{m_2^{\,2}}{F_2^{\,2}} = \frac{2\,m_1^{\,2}}{\gamma_1\,F_1\,F} - 2\,(m_1 + m_2) \left(\frac{m_1}{\gamma_1} + \frac{m_2}{\gamma_2}\right) \frac{1}{F^2}$$

oder mit den Bezeichnungen:

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK
Baden-Württemberg

$$y_1 = \frac{F}{F_1},\ y_2 = \frac{F}{F_2} \text{ und } z = \frac{m_2}{m_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

und durch Multiplication mit $\frac{\gamma_2}{2}\frac{F^2}{m_1^{\,2}}$:

$$\frac{1+\varsigma_2}{2}\frac{\gamma''}{\gamma_2}\,y_2^{\,2}z^2 = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}y_1 - (1+z)\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}+z\right)$$
$$= \frac{\gamma_2}{\gamma_1}y_1 - \frac{\gamma_2}{\gamma_1} - \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}+1\right)z - z^2$$

oder endlich mit der Bezeichnung

$$\mu = \frac{1+\varsigma_2}{2}\frac{\gamma''}{\gamma_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

$$(\mu\, y_2^{\,2}+1)\,z^2 + \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}+1\right)z = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}(y_1-1). \quad \ldots\ldots \quad (15).$$

Sofern es der **gesammte** Abdampf der Maschine ist, welcher durch das Blasrohr abgeführt wird, hat das hier mit z bezeichnete Verhältniss bei Benutzung bisheriger Buchstabenbezeichnungen (§. 65) die Bedeutung:

$$z = \frac{m_2}{m_1} = \frac{BG}{D}.$$

Bei Locomotiven ist es nur wenig veränderlich, durchschnittlich etwa

$$z = 2^1/_3, \text{ entsprechend } \frac{D}{B} = 6 \text{ und } G = 14,$$

indem die genügende Verbrennung bei grosser Schichtdicke auf dem Roste einen nur mässigen Luftüberschuss erfordert. Damit aber das Blasrohr ein solches oder ein anderes Verhältniss z zur Folge habe, müssten zu ihm die Querschnittsverhältnisse y_1 und y_2 in der durch (15) dargestellten Beziehung stehen. In derselben kann für das Dichtigkeitsverhältniss $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ ein angenäherter Werth eingesetzt werden, welcher der Temperatur entspricht, womit die Heizgase in die Rauchkammer strömen; der Coefficient μ ist aber zuverlässig nur der Gleichung (15) selbst zu entnehmen nach der Einsetzung praktisch erprobter Werthe von y_1 und y_2 für Anlagen der betreffenden Art. Das ist um so nöthiger, als die Voraussetzungen, welche den Gleichungen (10) — (12) zugrunde liegen, von theilweise zweifelhafter Berechtigung sind, sodass auch die schliessliche Beziehung zwischen z, y_1 und y_2 in anderer, als der obigen Form (15) gefunden wird, wenn die Gleichungen (10) — (12) auf andere Weise combinirt werden, wenn z. B. aus (10) und (11) durch Division das

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Verhältniss $\frac{m_2}{m_1} = z$ als Function von x, dann x mit Hülfe von (12) bestimmt wird. So ist es zu erklären, dass die Hauptformel Zeuner's aus (15) dadurch noch nicht erhalten wird, dass darin seiner Annahme entsprechend $\gamma_1 = \gamma_2$ ($= \gamma$, gemäss der auch bei ihm zugrunde liegenden Annahme unveränderlichen Gesammtvolumens bei der Mischung) gesetzt wird, dass vielmehr ausserdem das Glied mit der ersten Potenz von z gestrichen werden müsste. Dadurch erst ergäbe sich:

$$z = \sqrt{\frac{y_1 - 1}{\mu y_2^2 + 1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (16).$$

Diese Erwägungen, und weil auch in (16) der Coefficient μ nur auf Grund von Erfahrungen mit Locomotiven verschiedenen Systems bei Verwendung verschiedener Brennstoffe angemessen zu bestimmen ist (nach Zeuner $\mu = 3$ bis 5), hatten den Verfasser bei einer früheren Veranlassung* dazu bestimmt, obige Gleichung (15) nur bezüglich ihrer allgemeinen Form

$$y_1 = a + b y_2^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (17)$$

zu verwerthen, nämlich die Coefficienten a und b, von welchen a gemäss (15) nur von z und $\frac{\gamma_1}{\gamma_2}$, dagegen b zugleich von μ, also von ς_2 und $\frac{\gamma''}{\gamma_2}$ abhängen würde, unmittelbar bewährten Verhältnissen der Praxis zu entnehmen. Die Einsetzung durchschnittlicher Werthe, insbesondere von

$$y_1 = 16 \text{ und } y_2 = 0{,}48 = 0{,}03\, y_1$$

im Mittel aus 53 Fällen** unveränderlicher Grösse der Blasrohrmündung F_1 konnte freilich allein die zwei Coefficienten a, b noch nicht bestimmen. Es wurde deshalb ausserdem ein gewisses vortheilhaftestes Verhältniss zugrunde gelegt, welches als darin bestehend betrachtet wurde, dass z als Function von F betrachtet ein Maximum ist. Nun lässt die Vergleichung von (17) mit (15) erkennen, dass a und b Functionen von z sind von folgenden Formen:

$$a = \alpha_0 + \alpha_1 z + \alpha_2 z^2, \quad b = \beta z^2,$$

* Siehe die von ihm mit Zusätzen versehene 5. Auflage (1869) von Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau, Nr. 335.

** Siehe die Skizzen und Hauptdimensionen der Locomotiven von verschiedenen Systemen, welche nach den Ergebnissen der im Jahre 1868 in München abgehaltenen Techniker-Versammlung der deutschen Eisenbahnverwaltungen im Auftrage der technischen Commission des Vereins von Heusinger von Waldegg herausgegeben wurden.

so dass Gl. (17) auch geschrieben werden kann:

$$\frac{F}{F_1} = \alpha_0 + \alpha_1 z + \alpha_2 z^2 + \beta z^2 \frac{F^2}{F_2^{\,2}}.$$

Werden in dieser Gleichung nur F und z als veränderlich betrachtet, so ergiebt ihre Differenzirung mit $\frac{dz}{dF} = 0$, entsprechend dem Maximum von z als Function von F:

$$\frac{1}{F_1} = \beta z^2 \frac{2F}{F_2^{\,2}}, \text{ also } y_1 = 2by_2^{\,2}$$

und somit nach (17):

$$a = y_1 - by_2^{\,2} = \frac{y_1}{2}.$$

Dürften also obige Durchschnittswerthe $y_1 = 16$ und $y_2 = 0{,}48$ als vortheilhafteste im Sinne dieser Bestimmung von a betrachtet werden, so wäre $a = 8$ und ergäbe sich damit jenen Durchschnittswerthen entsprechend auch b, nämlich:

$$y_1 = 8 + 35 y_2^{\,2} = 70 y_2^{\,2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (18).$$

Solche Bestimmung der Coefficienten a und b müsste freilich nicht nur, wie es hier beispielsweise geschehen ist, für eine Gesammtheit von Fällen im Durchschnitt, sondern für gewisse Constructionssysteme und Arten von Brennstoffen besonders ausgeführt werden, um hinlänglich brauchbare Constructionsregeln erwarten zu können. Bei der Unsicherheit der Grundlagen dieser ganzen Untersuchung lässt sich übrigens der verhältnissmässige Werth verschiedener Auffassungen und entsprechender Formeln für den technischen Gebrauch nur auf Grund vielseitiger Betriebserfahrungen genügend beurtheilen.

Der Gleichung (15) zufolge ist $z = \frac{m_2}{m_1}$ vom Blasrohrdrucke p_1 so gut wie unabhängig, indem nur allenfalls γ_1, jedoch in verschwindend kleinem Betrage, mit p_1 sich ändern könnte. Indem ferner trotz etwa veränderlichen Dampfverbrauches m_1 der Maschine doch z unter übrigens gleich bleibenden Umständen constant, d. h. m_2 proportional m_1 bleibt, ist der Blasrohrvorrichtung dadurch eine vortheilhafte Art von Selbstregulirung eigen. Zu weiterer Regulirung des Zuges, d. h. von z, ist nur ausnahmsweise und in mässigem Betrage ein Bedürfniss vorhanden. Sie könnte gemäss (15) durch Aenderung von y_1 (F oder F_1), y_2 (F oder F_2) oder von μ (nämlich von ς_2) geschehen, erfolgt aber gewöhnlich durch Grössenänderung der Blasrohrmündung F_1 oder durch Aenderung von ς_2, z. B. mit Hülfe einer stellbaren Klappe am Aschenfall, wodurch der Zutritt der Luft zum Roste mehr oder weniger zu erschweren ist. Die Gleichung lässt erkennen, dass z vergrössert wird durch Verkleinerung von F_1 (Vergrösserung von y_1) sowie durch weitere Oeffnung der Klappe (Verkleinerung von ς_2 und μ). Vermittels eines Röhrchens, aus welchem Kesseldampf unmittelbar in die Esse ausgeblasen werden kann, lässt sich die Anfachung des Feuers unterstützen, insbesondere auch beim Stillstande, somit ohne Dampfverbrauch der Maschine bewirken.

Bei dem Entwurfe einer Blasrohrvorrichtung ist F_2 = der Querschnittssumme aller Heizröhren (etwa $= {}^1/_5$ der Rostfläche) gegeben. Durch Annahme von F ist dann y_2 bestimmt, und es kann y_1, somit F_1 aus (16) oder (17) mit Hülfe erfahrungsmässiger Coefficienten gefunden werden. Bei veränderlicher Blasrohrmündung ist dieses F_1 ein Mittelwerth.

§. 71. Kesselspeisung.

Bei den früher üblichen Niederdruckdampfmaschinen, bei welchen der Dampfdruck im Kessel den atmosphärischen Luftdruck nur um etwa bis ${}^1/_3$ Atm. übertraf, konnte die Speisung des Kessels mit Wasser durch hydrostatischen Druck von einem entsprechend höher gelegenen Behälter aus vermittels eines Speiserohres geschehen, welches, in den Wasserraum des Kessels hinabreichend, bis zu einer gewissen dem Dampfdrucke entsprechenden Höhe mit Wasser gefüllt blieb. Die Regulirung der Kesselspeisung, nämlich des Zuflusses aus dem Behälter in das Speiserohr, pflegte dabei durch ein Ventil am oberen Ende des letzteren vermittelt zu werden, welches durch einen dem Wasserstande im Kessel folgenden Schwimmer selbstthätig beim Steigen des Wassers über ein gewisses Niveau geschlossen, beim Sinken unter dasselbe mehr oder weniger geöffnet wurde.

Bei grösserer Dampfspannung pflegt das Wasser durch eine Speisepumpe in den Kessel gedrückt zu werden, deren Dimensionen entsprechend der üblichen periodisch unterbrochenen Speisung so bemessen sind, dass sie das in einer Periode p (§. 68) zu verdampfende Wasser schon in einem gewissen aliquoten Theile (${}^1/_3$ bis ${}^1/_6$) dieser Zeit zu fördern vermag. Ein gegen den Kessel hin sich öffnendes Ventil (Speiseventil) an der Einmündungsstelle des Druckrohrs (Speiserohrs) in den Kessel vermittelt dessen Absperrung von der Pumpe bei ihrem Stillstande. Ihre In- und Ausserbetriebsetzung geschieht in der Regel von Hand je nach Bedürfniss. Nur selten ist auch in diesem Falle die Speisung mit

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Hülfe eines Schwimmers selbstthätig entsprechend dem Wasserstande im Kessel regulirbar eingerichtet, sei es durch Hemmung oder Freigebung des Spieles des Saugeventils der Speisepumpe, sei es durch Schliessung oder Oeffnung des Speiseventils und zwar mittelbar in der Weise, dass der Schwimmer unmittelbar eine Umsteuerung bewirkt, durch welche dem Dampfdrucke auf einen Kolben die Aufgabe entsprechender Bewegung des Ventils zugewiesen wird.

Während übrigens die Einrichtung, die Abmessungen und der Betrieb einer Speisepumpe auf denselben Erwägungen beruhen, wie bei Pumpen zu mancherlei anderen Zwecken, welche dem Plane dieses Werkes gemäss an anderer Stelle zu besprechen sind, werde näherer Erörterung hier nur ein Apparat unterzogen, welcher speciell zum Zwecke der Kesselspeisung seit dem Jahre 1858 mehr und mehr die Pumpe mit Erfolg ersetzt hat: der Injector von Giffard oder die Dampfstrahlpumpe. Die Förderung des Wassers wird dabei durch die lebendige Kraft eines unmittelbar aus dem zu speisenden Kessel stammenden Dampfstrahls bewirkt, ähnlich wie bei der Blasrohrvorrichtung (§. 70) die Förderung der Verbrennungsluft und der Heizgase durch den Abdampf der Maschine; doch ist die saugende Wirkung des Injectors nur nebensächlich, indem es sich vorzugsweise um die Ueberwindung des Kesseldrucks durch das Wasser handelt, welches mit dem durch Condensation des benutzten Dampfes entstehenden Wasser gemischt ist. Indem diese Mischung mit entsprechender Erwärmung verbunden ist, hat der Injector den principiellen Vorzug, dass abgesehen von nebensächlichen Verlusten das ganze Arbeitsvermögen des benutzten Dampfes dem Kessel erhalten bleibt, bezw. zurückgegeben wird. Seine Unabhängigkeit vom Betriebe der Maschine gewährt den besonders bei Locomotiven und Dampfschiffen wesentlichen Vortheil, auch beim Stillstande die Kesselspeisung beliebig bewirken zu können, wozu im Falle von Pumpen dergleichen mit selbständigem Dampfbetriebe nöthig wären.

Die ursprüngliche Einrichtung des Injectors und seine Wirkungsweise sind im Princip folgende. Das vom Dampfraume des Kessels ausgehende Dampfzuleitungsrohr endigt mit einem düsenförmigen, conisch convergenten Mundstücke A_1 in einer Kammer, der Condensationskammer, welche in ein gleichfalls nach aussen convergirendes, die damit coaxiale Dampfdüse A_1 rings umgebendes Mundstück A_2 ausläuft. In dieser Kammer, bezw. in ihrem Mundstücke A_2 wird der Dampf durch Mischung mit dem kälteren Wasser condensirt und seine lebendige Kraft auf das aus der Mischung hervorgehende warme Wasser übertragen, insoweit sie

30*

nicht durch den Stoss infolge der plötzlichen Geschwindigkeitsabnahme des Dampfes und der plötzlichen Geschwindigkeitszunahme des zufliessenden Wassers in Wärme umgesetzt wird; sowohl die letztere, als auch die innere und äussere Verdampfungswärme des condensirten Dampfes findet sich als freie Wärme in dem Wasser, welches mit entsprechend grosser Geschwindigkeit und Temperatur aus der düsenförmigen Mündung A_2 des Condensationsraumes ausfliesst. Dieser Wasserstrahl wird von der in kleiner Entfernung gegenüberliegenden Einmündung des Druckrohres A aufgefangen, welche zwar, um dieses Auffangen zu sichern und eine Verspritzung am Rande zu vermeiden, gegen A_2 hin sich trichterförmig etwas erweitert, deren kleinster Querschnitt aber nicht grösser sein darf, eher etwas kleiner sein muss, als der Ausmündungsquerschnitt von A_2, zur Vermeidung des Ansaugens von Luft aus der Kammer, in welcher der Uebertritt des Wassers aus A_2 in A stattfindet. Von dieser Uebertrittskammer ist ein Rohr abgezweigt zur Ableitung des Wassers, welches etwa von dem Aufsaugetrichter des Druckrohrs A (vorübergehend beim Ingangsetzen des Apparates oder überhaupt unter aussergewöhnlichen Umständen) nicht aufgenommen wird. Indem endlich das Druckrohr sich von der Einmündung aus conisch erweitert, die Geschwindigkeit des Wassers in ihm also abnimmt, wird der Druck entsprechend grösser und somit geeignet, das Wasser in einen Raum zu pressen, in welchem ein gewisser höherer Druck herrscht, z. B. durch das sich öffnende Speiseventil in den Kessel, welchem der Betriebsdampf des Apparates entstammt.

Um die Wirkung des Injectors verschiedenen Umständen anzupassen, insbesondere auch behufs sicherer Ingangsetzung, falls das Wasser nicht aus einem höher gelegenen Behälter zufliesst, sondern auf eine gewisse Höhe anzusaugen ist, sind bei der ursprünglichen Einrichtung der Ausflussquerschnitt F_1 der Dampfdüse A_1 und die Grösse F_2 der Oeffnung regulirbar, durch welche das Wasser in die Condensationskammer A_2 einfliesst, d. i. des kleinsten ringförmigen Querschnittes zwischen der Aussenwand von A_1 und der Innenwand von A_2. Ersteres geschieht dadurch, dass ein zugespitzter Dorn in der Düse A_1 im Sinne seiner Axe vor- und zurückgeschraubt wird, letzteres durch axiale Bewegung der ganzen Düse A_1 sammt Dorn vermittels einer anderen Schraube. Zur Vereinfachung des Apparates, insbesondere dann, wenn er stets unter ganz ähnlichen Umständen benutzt werden soll und eine saugende Wirkung nicht verlangt wird, sind indessen bei späteren Constructionen jene Querschnitte F_1 und F_2 unveränderlich gemacht worden, vorbehaltlich

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

entsprechender Regulirung der Dampf- und Wassermenge durch Ventile in der Dampf-, bezw. Wasserzuleitungsröhre. Auch finden sich Abweichungen von der ursprünglichen Einrichtung insofern, als die Uebertrittskammer nicht mit der Atmosphäre (durch das Abfluss- oder Sabberrohr), sondern mit der Condensationskammer communicirt, oder auch die conisch convergente Düse A_2 ohne Unterbrechung in das conisch divergente Druckrohr A übergeht, eine Uebertrittskammer somit fehlt; unter solchen Umständen ist der Druck im kleinsten, nämlich im Anfangsquerschnitte des Druckrohrs nicht, wie bei der ursprünglichen Einrichtung, = dem Atmosphärendruck, sondern = dem Druck am Anfange bezw. am Ende der Düse A_2.

Die wesentlichste Ausgestaltung der ursprünglichen Idee zeigt der doppeltwirkende Injector von Körting, welcher bei grösserer Saughöhe insbesondere auch wärmeres (gemäss §. 68 vorgewärmtes) Wasser in den Kessel zu fördern gestattet. Derselbe besitzt zwei Dampfdüsen A_1 neben einander, eine kleinere und eine grössere, mit zugehörigen Condensations- und Wasserdüsen A_2, welche ohne Unterbrechung in conisch sich erweiternde Druckröhren A übergehen; beide Querschnittspaare F_1 und F_2 sind unveränderlich. Zur sicheren Ingangsetzung sind die zwangläufigen Bewegungen von Dampfeinlassventilen der Düsen A_1 und die Drehung eines Hahnes H, welcher den vorläufigen Abfluss des zum Eintritt in den Kessel (zur Oeffnung des Speiseventils) noch nicht hinlänglich gepressten Wassers vermittelt, in eigenthümlicher Weise von einander abhängig gemacht. Bei der langsamen Drehung eines betreffenden Handgriffes wird nämlich von den beiden geschlossenen Dampfeinlassventilen des ausser Betrieb befindlichen Apparates zunächst nur das kleinere geöffnet; der dadurch zugelassene Dampf hat nur die Ansaugung von Wasser zu bewirken, welchem nämlich nach dem Durchflusse durch das zugehörige erste Druckrohr A der Abfluss durch einen Canal C und durch den Hahn H noch offen ist. Erst bei allmählicher Weiterdrehung des Handgriffes wird dieser Canal C abgesperrt und das angesaugte Wasser in die zweite Düse A_2 weiter zu fliessen genöthigt. Indem aber gleichzeitig auch das Einlassventil des Dampfes zur zweiten Dampfdüse A_1 sich zu öffnen angefangen hat, wird das in A_2 einfliessende Wasser in das zweite Druckrohr A gepresst, kann freilich am Ende desselben zunächst noch durch einen Canal, welcher vom vorgenannten Canal C durch eine Scheidewand getrennt ist, und durch den Hahn H entweichen. Erst wenn zu Ende der überhaupt gestatteten Drehung des Handgriffes auch das grössere Dampfeinlassventil ganz geöffnet ist, hat zugleich der

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Hahn eine solche Drehung erfahren, dass durch ihn das Wasser nach dem Durchfliessen weder des ersten noch des zweiten Druckrohrs entweichen kann; die Pressung desselben ist aber dann gross genug geworden, um behufs seines Eintritts in den Kessel das Speiseventil zu öffnen.

Um die Wirkungen der besprochenen Einrichtungen zu erklären und um die wesentlichen Abmessungen des Apparates unter gegebenen Umständen passend wählen zu können, ist eine mathematisch-wissenschaftliche Untersuchung, ergänzt durch Versuche und durch Erfahrungen im Betriebe, dienlich.

§. 72. Theorie des Injectors.

Bei Voraussetzung zunächst eines einfachwirkenden (mit nur einer Dampfdüse versehenen) Injectors, ferner von Meter, Kilogramm und Sekunde als Einheiten sei:

p_1 der Druck, t_1 die entsprechende Temperatur in dem Behälter (in der Regel dem zu speisenden Kessel), aus welchem der Dampf zuströmt, gemessen an einer Stelle, welche um

h_1 höher liegt, als der Condensationsraum des Injectors,

y_1 der verhältnissmässige Dampfgehalt dieses Dampfes, also $(1-y_1)$ Kgr. der Wassergehalt von 1 Kgr. desselben,

γ_1 sein specifisches Gewicht, welches mit Abstraction von dem kleinen Wasservolumen genau genug $= \dfrac{1}{y_1 v_1}$ gesetzt werden kann, unter

v_1 das specifische Volumen trockenen gesättigten Dampfes vom Drucke p_1 verstanden,

q_1, r_1, ϱ_1 bezw. die entsprechende Flüssigkeitswärme, gesammte und innere Verdampfungswärme,

m_1 das Gewicht des pro Sekunde mit der Geschwindigkeit

u_1 aus der Mündung =

F_1 der Dampfdüse ausfliessenden Dampfes;

p_2 der Druck (in der Regel der Atmosphärendruck) an der Oberfläche des Wassers in dem Behälter, aus welchem es zufliesst, bezw. angesaugt wird,

h_2 die Höhe dieser Wasseroberfläche über dem Condensationsraume des Apparates (negativ, wenn das Wasser zugleich angesaugt wird),

t_2 die Temperatur, q_2 die entsprechende Flüssigkeitswärme, γ_2 das specifische Gewicht dieses Wassers,

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

m_2 das Gewicht desselben, welches pro Sekunde mit der Geschwindigkeit

u_2 durch die Oeffnung =

F_2 in den Condensationsraum des Apparates einfliesst,

p' der Druck in diesem Raume,

t' die entsprechende Sättigungstemperatur von Wasserdampf;

u_0 die Geschwindigkeit des Wassers im kleinsten Querschnitte =

F_0 an der Einmündung in die Druckröhre,

p_0 der Druck in demselben, bei der ursprünglichen Einrichtung des Apparates = dem in der Uebertrittskammer (§. 71) herrschenden Atmosphärendruck, dagegen $p_0 = p'$, wenn diese Kammer mit dem Condensationsraume communicirt oder ganz fehlt, indem die Condensationsdüse ohne Unterbrechung in das Druckrohr übergeht,

γ_0 das specifische Gewicht des in das Druckrohr eintretenden Wassers im Querschnitte F_0, welches von γ_2 etwas verschieden und zwar $< \gamma_2$ ist, weniger der durch die Zumischung des Dampfes erhöhten Temperatur wegen, als weil das in das Druckrohr gelangende Wasser zunächst noch uncondensirte Dampftheilchen beigemischt enthalten mag,

γ das specifische Gewicht des Wassers im Druckrohre nach erfolgter Condensation dieser Dampftheilchen, somit nur noch infolge der Temperaturverschiedenheit γ etwas $< \gamma_2$,

t die Temperatur des Wassers im Druckrohre,

q die derselben entsprechende Flüssigkeitswärme,

p der Druck in dem Raume, in welchen das Wasser gefördert wird (in der Regel der Kessel, welchem der wirksame Dampf entnommen ist, also $p = p_1$), gemessen an einer Stelle, welche um

h höher liegt, als der Condensationsraum des Injectors,

u die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus der Druckröhre.*

1) Um zunächst den Zustand des Wassers im Druckrohre zu erörtern, sei an irgend einer Stelle desselben in der Höhe h über dem Condensationsraume des Apparates: u die Geschwindigkeit, p der Druck, t die Temperatur, Q der bis zu dieser Stelle pro Sekunde stattfindende Wärmeverlust; im Gegensatz zu den oben erklärten Buchstabenbezeichnungen seien somit h, u, p vorläufig allgemeiner verstanden. Auf die Bewegungen des Dampfes und des Wassers von ihren betreffenden Zu-

* Durch die folgenden Entwickelungen werden die Angaben erläutert und ergänzt, welche vom Verfasser vor Jahren bezüglich der Dampfstrahlpumpe im Anhange der von ihm besorgten Ausgabe von „Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau" gemacht wurden.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

flussbehältern, woselbst sie als in Ruhe befindlich vorausgesetzt werden, bis zur fraglichen Stelle im Druckrohre, woselbst in ihrer Mischung die Condensation des Dampfes vollendet sei, werde die Gleichung des Arbeitsvermögens angewendet, welche ausdrückt, dass der Zuwachs an Wärmewerth des Arbeitsvermögens gleich ist der Summe aus dem Wärmewerthe der Arbeiten äusserer Kräfte und aus der von aussen mitgetheilten Wärme. Gemäss den erklärten Buchstabenbezeichnungen, und wenn ausserdem mit A der Wärmewerth der Arbeitseinheit, mit w das (als constant zu betrachtende) specifische Volumen des Wassers, mit $w + \Delta$ das specifische Volumen gesättigten Dampfes bezeichnet wird, ist fraglicher Gleichung zufolge:

$$(m_1 + m_2)\left(q + A\frac{u^2}{2g}\right) - m_1(q_1 + y_1 \varrho_1) - m_2 q_2 = m_1 A[p_1(w + y_1 \Delta_1) + h_1] +$$
$$+ m_2 A(p_2 w + h_2) - (m_1 + m_2) A (p w + h) - Q$$

mit Rücksicht darauf, dass das Arbeitsvermögen aus innerem und äusserem (lebendiger Kraft) zusammengesetzt ist, dass als äussere Kräfte die Pressungen auf die Endquerschnitte ausser der Schwere in Betracht kommen, und dass für ein Wasser- und Dampfgemisch (siehe Bd. I, §. 30, Gl. 1 und 2) das specifische Volumen

$$= w + y\Delta,$$

der Wärmewerth des specifischen inneren Arbeitsvermögens

$$= q + y\varrho$$

ist. Wegen $r = \varrho + Ap\Delta$ kann die Gleichung auch geschrieben werden:

$$(m_1 + m_2)\left(q + A\frac{u^2}{2g}\right) + Q = m_1[q_1 + y_1 r_1 + A(p_1 - p)w + A(h_1 - h)]$$
$$+ m_2[q_2 + A(p_2 - p)w + A(h_2 - h)] \quad . \; . \; (1).$$

Sie bestimmt die Temperatur t unter übrigens gegebenen Umständen. Indem aber mit Rücksicht auf die nur unsicher zu schätzende Wärme Q diese Temperatur t oder der wenig davon verschiedene Zahlenwerth der Flüssigkeitswärme q kaum bis auf eine Einheit zuverlässig berechnet werden kann, dürfen in Gl. (1) die Glieder mit dem Factor A unbedenklich vernachlässigt werden, weil ihr Einfluss stets innerhalb solcher Fehlergrenze liegt. Es wäre nämlich erst dann

$$A\frac{u^2}{2g} = 1, \text{ wenn } u = \sqrt{424 \,.\, 2 \,.\, 9{,}81} = 91{,}2 \text{ Mtr.},$$

$$Aw \,.\, \Delta p = 1, \text{ wenn } \Delta p = 424\,000 \text{ Kgr. pro Quadratm.} = 41 \text{ Atm.},$$

$$A \,.\, \Delta h = 1, \text{ wenn } \Delta h = 424 \text{ Mtr.}$$

wäre. Somit ist einfacher gemäss (1):

$$(m_1 + m_2)\,q + Q = m_1\,(q_1 + y_1\,r_1) + m_2\,q_2 \;\ldots\ldots\; (2).$$

Setzt man auch noch $Q = 0$, indem man zur Ausgleichung y_1 nach Schätzung etwas verkleinert, ferner $q = t$ und $q_2 = t_2$, so folgt:

$$t = \frac{m_1\,(q_1 + y_1\,r_1) + m_2\,t_2}{m_1 + m_2} \;\ldots\ldots\; (3).$$

Die erwähnte verhältnissmässige Kleinheit der Glieder mit A in Gl. (1) lässt erkennen, dass von dem Arbeitsvermögen des verwendeten Dampfes ein nur sehr kleiner Theil zur Speisung des Kessels an und für sich, der weitaus grösste Theil vielmehr zur Erwärmung des Speisewassers verbraucht wird, so dass der Injector zur Förderung von Wasser nur in solchen Fällen vortheilhaft sein kann, in welchen der Wärmegehalt dieses Wassers nützliche Verwendung findet, wie es bei der Kesselspeisung der Fall ist, einigermassen auch bei der Füllung der Behälter von Eisenbahn-Wasserstationen, falls das erwärmte Wasser vor erheblicher Abkühlung weiter zur Tenderfüllung benutzt wird.

Die Grössen h, u, p, welche in Gl. (1) vorläufig auf eine beliebige Stelle des Druckrohrs bezogen worden waren, mögen jetzt, nachdem sie in der endgültigen Gleichung (3) ausgefallen sind, wieder im ursprünglich erklärten Sinne verstanden, nämlich auf das Ende der Druckröhre bezogen werden, so dass insbesondere im Falle der Kesselspeisung u die Einflussgeschwindigkeit des Wassers in den Kessel, p den Druck in demselben bedeutet. Sie stehen mit u_0, p_0 durch die Gleichung der lebendigen Kraft in Beziehung, welche ausdrückt, dass die der Geschwindigkeit u_0 entsprechende Geschwindigkeitshöhe, insoweit sie nicht zur Bewältigung der Widerstände im Druckrohre verbraucht wird und schliesslich als kleinere, u entsprechende Geschwindigkeitshöhe übrig bleibt, der Summe aus h und dem Ueberschusse der dem Drucke p über die dem Drucke p_0 entsprechende Druckhöhe gleich sein muss. Diese Gleichung ist, unter ς den auf den Anfangsquerschnitt F_0 bezogenen Widerstandscoefficienten des ganzen Druckrohrs verstanden,

$$(1 - \varsigma)\frac{u_0^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} = h + \frac{p - p_0}{\gamma} \;\ldots\ldots\; (4)$$

mit Rücksicht darauf, dass die Arbeit, welche der Condensation des im Querschnitte F_0 etwa noch beigemischten Dampfes entspricht, sich in Wärme umsetzt, und dass deshalb die Arbeit des daselbst herrschenden Druckes p_0 pro Gewichtseinheit Flüssigkeit = der entsprechenden Druckhöhe nicht $= \frac{p_0}{\gamma_0}$, sondern richtiger nur $= \frac{p_0}{\gamma}$ zu setzen ist.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Wegen der zunehmenden Weite des Druckrohrs ist übrigens u stets so klein im Vergleiche mit u_0, dass u^2 in (4) gegen u_0^2 vernachlässigt werden kann, und indem ferner γ selbst bei sehr verschiedenen Temperaturen t so wenig verschieden ist, dass dafür stets derselbe Werth, etwa

$$\gamma = 981 = 100\,g$$

gesetzt werden darf (streng genommen einer Temperatur von etwa 55° entsprechend), so folgt aus (4):

$$u_0 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}\frac{\gamma h + p - p_0}{1-\varsigma}} = \sqrt{\frac{0{,}02}{1-\varsigma}(p + \gamma h - p_0)} \quad \ldots . (5).$$

Das specifische Gewicht γ_0 des mit Dampftheilchen vermischten Wassers im Querschnitte F_0 kann nur durch Vergleichung der Ergebnisse von Versuchen mit der selbstverständlichen Gleichung

$$m_1 + m_2 = \gamma_0 F_0 u_0 \ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

ermittelt werden, in welcher u_0 durch Gl. (5) bestimmt ist. Auf solche Weise* wurde vom Verfasser die Beziehung:

$$\gamma_0 = 1100 - 5\,t \text{ für } t = 25^0 \text{ bis } 85^0 \ldots\ldots\ldots (7)$$

als wahrscheinlich ungefähr zutreffend gefunden**, vorausgesetzt, dass m_1 und somit t nicht wesentlich grösser ist, als es die regelrechte Wirkung des Apparates unter den betreffenden Umständen erfordert, und dass ein Ansaugen von Luft durch den in das Druckrohr einfliessenden Strahl, wodurch γ_0 wesentlich kleiner würde, nicht stattfindet. Letzteres ist natürlich ausgeschlossen, wenn die Condensationsdüse ohne Unterbrechung in das Druckrohr übergeht, oder wenn wenigstens die Uebertrittskammer von der äusseren Luft abgesperrt ist; anderenfalls setzt es voraus, dass F_0 nicht grösser ist, als F_1.

2) Der Vorgang im Condensationsraume umfasst den Einfluss von Dampf und Wasser in denselben, sowie die Mischung beider Theile.

Die Ausflussgeschwindigkeit u_1 des Dampfes aus der Mündung F_1 ist nach Bd. I, §. 111, indem hier

---

* Benutzt wurden insbesondere Versuche von Villiers (Civilingenieur, 1860, S. 315) und Versuche von E. Beuther auf der Wasserstation der Aachen-Düsseldorfer Eisenbahn zu Aachen (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1862, S. 333).

** Die Condensation bis zum Querschnitte F_0 ist natürlich um so vollständiger, somit γ_0 um so grösser, je mehr die dem Druck p' im Condensationsraume entsprechende Sättigungstemperatur $t' > t$ ist, so dass allgemeiner etwa zu setzen wäre:

$$\gamma_0 = a + b\,(t' - t).$$

Hier war p' wenig vom Atmosphärendrucke, t' wenig von 100° verschieden.

$$p' < p_1 \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

zu sein pflegt, wenn

$$m = \frac{n(1+\varsigma_1)}{1+n\varsigma_1} \text{ mit } n = 1{,}035 + 0{,}1\,y_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

gesetzt wird, unter ς_1 den Widerstandscoefficienten der Dampfzuflussröhre verstanden,

$$u_1 = \sqrt{\frac{2g}{1+\varsigma_1}\frac{m}{m+1}\frac{p_1}{\gamma_1}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (10).$$

Der mittlere Druck in der Düsenmündung F_1 ist = dem durch (8) bestimmten Grenzwerthe von p' (nahe $= 0{,}58\,p_1$ für kleine Werthe von ς_1 und für y_1 nahe $= 1$), wie sehr auch der Druck im Condensationsraume kleiner sein mag. Infolge dessen dehnt sich der Dampfstrahl ausserhalb F_1 mit abnehmender mittlerer Pressung und zunehmender Geschwindigkeit aus; ist jene $= p'$ geworden, so ist die Geschwindigkeit:

$$u' = \sqrt{2g\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1-\left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (11).$$

Die Annahme, dass solche Strahlerweiterung in dem engen Condensationsraume wirklich zustandekommt, bevor durch das zufliessende Wasser der Dampf condensirt zu werden beginnt, ist allerdings zweifelhaft, erleichtert aber die Vorstellung und rechnerische Darstellung des Mischungsvorganges, bei welchem dann ein ringsum gleicher Druck p' stattfindet, somit die Condensationsarbeit nicht theilweise in lebendige Kraft, sondern lediglich in freie Wärme übergeht. Uebrigens macht es bei der kleinen Grösse von ς_1 wenig Unterschied, wenn statt (11) gesetzt wird:

$$u' = \sqrt{\frac{2g}{1+\varsigma_1}\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1-\left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} \quad \ldots \ldots \quad (12),$$

entsprechend der Vorstellung, dass die Widerstände der Dampfzuflussröhre nicht längs derselben stetig vertheilt, sondern am Ende gehäuft sich geltend machen.

Was die Geschwindigkeit u_2 betrifft, mit welcher das Wasser durch den Querschnitt F_2 in den Condensationsraum fliesst, so rührt die entsprechende Geschwindigkeitshöhe, vergrössert um die betreffende Widerstandshöhe, von h_2 her und von der Druckhöhe, welche dem Drucküberschuss $p_2 - p'$ entspricht, gemäss der Gleichung:

$$(1+\varsigma_2)\frac{u_2^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2 - p'}{\gamma_2}$$

Dieselbe bestimmt:

$$p' = p_2 + \gamma_2 h_2 - \gamma_2 (1 + \varrho_2) \frac{u_2^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots (13),$$

nachdem mit Rücksicht auf (6):

$$u_2 = \frac{m_2}{\gamma_2 F_2} = \frac{u_0}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \frac{\gamma_0}{\gamma_2} \frac{F_0}{F_2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (14)$$

mit Hülfe von (5) und (7) gefunden worden ist.

Das Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$ ist bedingt durch die Gleichung der lebendigen Kraft für die mit Stoss (plötzlicher Geschwindigkeitsänderung) und entsprechendem Arbeitsverluste stattfindende Mischung von Wasser und Dampf. Diese Gleichung ist unter der Voraussetzung, dass der Mischungsvorgang erst dann beginnt, wenn der Dampfstrahl die Geschwindigkeit u' und die Pressung p' angenommen hat, so dass die Condensationsarbeit dieses ringsum gleich grossen Druckes p' auf das äussere Arbeitsvermögen (die lebendige Kraft) ohne Einfluss ist,

$$(m_1 + m_2) \frac{u_0^2}{2g} = m_1 \frac{u'^2}{2g} + m_2 \frac{u_2^2}{2g} - m_1 \frac{(u' - u_0)^2}{2g} - m_2 \frac{(u_2 - u_0)^2}{2g} + \frac{m_1 + m_2}{\gamma_0} (p' - p_0)$$

und es folgt daraus:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{\frac{u_0 (u_0 - u_2)}{g} + \frac{p_0 - p'}{\gamma_0}}{\frac{u_0 (u' - u_0)}{g} - \frac{p_0 - p'}{\gamma_0}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (15).$$

Im Falle $p_0 = p'$ wird

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{u_0 - u_2}{u' - u_0} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (16),$$

welche Gleichung oder auch, indem u_2 klein gegen u_0, u_0 klein gegen u' ist, die Gleichung

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{u_0}{u'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (16,\text{a})$$

in anderen Fällen als Näherungsformel benutzt werden kann.

3) Die Beziehungen zwischen der Leistungsfähigkeit und den Dimensionen eines Injectors unter gegebenen Umständen betreffen hauptsächlich die Beziehungen zwischen dem pro Sekunde zu fördernden Wassergewichte m_2, dem dazu gebrauchten Dampfgewichte m_1,

und den Grössen der Dampfdüsenmündung F_1 sowie des kleinsten Querschnittes F_0 des Druckrohrs. Es seien etwa

$$F_1 \quad m_1 \quad m_2$$

zu bestimmen, wenn F_0 als vorzugsweise massgebend für die Grösse des Apparates gegeben ist, und wenn ferner gegeben sind:

$$t_2 \quad h_2 \quad h \quad y_1 \quad p_1 \quad p_2 \quad p$$

ausser den Abmessungen und Dimensionsverhältnissen, welche zur Beurtheilung der Widerstandscoefficienten ς, ς_1, ς_2 nach bekannten hydraulischen Gesetzen und Erfahrungen gegeben sein müssen. Die Höhe h_1 pflegt zwar auch gegeben zu sein, kommt aber als unwesentlich in den zu benutzenden, auf gewissen Vernachlässigungen beruhenden Gleichungen nicht vor. Von den verschiedenen Drucken pflegt $p_1 = p =$ dem Drucke im Kessel, $p_2 =$ dem Atmosphärendrucke zu sein; p_0 ist bei der ursprünglichen Einrichtung des Apparates auch, und zwar = dem Atmosphärendrucke gegeben. Im Falle $p_0 = p'$ lässt sich vorläufig gemäss (13) nach Schätzung

$$p_0 \text{ etwas } < p_2 + \gamma_2 h_2 \text{ mit } \gamma_2 = 1000$$

annehmen und damit in die Rechnung eintreten, bis sich ein corrigirter Werth von $p' = p_0$ ergiebt.

Durch y_1 und p_1 sind auch γ_1 und t_1 in bekannter Weise bestimmt. Die Mündungsgrösse F_2 der Wasserzuflussröhre, verstanden als Maximalwerth (der grössten Leistung des Apparates entsprechend), falls sie regulirbar ist, werde im Verhältnisse zu F_0 angenommen, etwa $= 15\, F_0$ bis $20\, F_0$, wachsend mit $p_1 = p$.

Nach (5) findet man jetzt u_0, alsdann, wenn für das Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$ ein vorläufiger Werth angenommen wird — wobei die Beispiele unter 4) als Anhalt dienen können — t und γ_0 aus (3) und (7). Weiter folgt u_2 aus (14) und p' aus (13), wonach, wenn im Falle $p_0 = p'$ der gefundene Werth von p' mit der Annahme bezüglich p_0 nicht hinlänglich übereinstimmen sollte, u_0, u_2 und p' zu corrigiren sind. Durch (12) ist jetzt u' bestimmt, dann $\frac{m_1}{m_2}$ durch (15), bezw. (16). Wenn der so gefundene Werth dieses Verhältnisses mit dem vorläufig angenommenen Werthe desselben nicht schon genügend übereinstimmt, sind damit durch Wiederholung der Rechnung corrigirte Werthe von

$$t \quad \gamma_0 \quad u_2 \quad p' \quad u' \quad \frac{m_1}{m_2}$$

zu ermitteln, bis die genügende Uebereinstimmung erzielt ist, was in der Regel eine nochmalige Wiederholung der Rechnung nicht erfordern wird. Schliesslich ergeben sich dann m_1 und m_2 einzeln aus ihrem gefundenen Verhältnisse und aus ihrer Summe gemäss (6).

Durch m_1 ist auch F_1 bestimmt, nämlich nach Bd. I, §. 111 bei Voraussetzung obiger Ungleichung (8) durch die Gleichung:

$$m_1 = \alpha F_1 \sqrt{\frac{g\,m}{1+\varsigma_1}\left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}} \cdot p_1 \gamma_1},$$

in welcher m durch (9) bestimmt ist und α einen Contractionscoefficienten bedeutet. Ihre Verbindung mit der Gleichung

$$m_1 + m_2 = \gamma_0 F_0 u_0$$

ergiebt auch:

$$\alpha \frac{F_1}{F_0} \sqrt{\frac{g\,m}{1+\varsigma_1}\left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}} \cdot p_1 \gamma_1} = \frac{\gamma_0 u_0}{1+\frac{m_1}{m_2}} \cdot \frac{m_1}{m_2} \quad \ldots \quad (17)$$

zur Bestimmung des Querschnittsverhältnisses $\frac{F_1}{F_0}$ oder des entsprechenden Durchmesserverhältnisses

$$\frac{d_1}{d_0} = \sqrt{\frac{F_1}{F_0}}.$$

Sofern man übrigens im gewöhnlichen Betriebe auf eine etwas grössere, als die gerade nöthige Dampfmenge, sowie auch auf zeitweilig aussergewöhnliche Umstände zu rechnen hat, ist es rathsam, die Dampfdüsenmündung etwas grösser zu machen, als dieses F_1, vorbehaltlich der Anpassung an die jeweiligen Umstände unmittelbar durch einen die Düse mehr oder weniger verengenden Dorn, oder mittelbar durch ein Regulirungsventil in der Dampfzuflussröhre, wodurch ς_1 nach Bedürfniss zu vergrössern, dadurch m_1 zu verkleinern ist.

Auch der Querschnitt $= F'$ des Dampfstrahls an der Stelle, wo seine Geschwindigkeit $= u'$, die Pressung $= p'$ und das specifische Gewicht, entsprechend dem der Gleichung (12) zugrunde liegenden Aenderungsgesetze des Dampfzustandes,

$$\gamma' = \gamma_1 \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \ldots \ldots \quad (18)$$

geworden ist, hat ein gewisses Interesse, indem er die Weite des Condensationsraumes erkennen lässt, durch welche die vorausgesetzte Ausbreitung des Dampfstrahls ermöglicht wird. Weil aber die Querschnitte

F' und F_0 sich verhalten müssen, wie die gleichzeitig hindurchströmenden Flüssigkeitsgewichte, umgekehrt wie die betreffenden specifischen Gewichte und Geschwindigkeiten, ist

$$\frac{F'}{F_1} = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \frac{\gamma_0 u_0}{\gamma' u'}$$

$$\frac{F'}{F_0} \gamma' u' = \frac{\gamma_0 u_0}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \cdot \frac{m_1}{m_2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (19).$$

Man kann sich übrigens auch vorstellen, dass der Druck und die Geschwindigkeit des Dampfstrahls nach dem Austritt aus der Düsenmündung allmählich von aussen nach innen in p' und u' übergeht, und dass der Dampf ebenso von aussen nach innen durch Mischung mit dem Wasser condensirt wird; die der obigen Gleichung (15) zugrunde liegende Vorstellung würde dann nicht unbedingt erfordern, dass die Weite des Condensationsraumes $\gtreqless F'$ ist.

4) Für einen Injector von der ursprünglichen Einrichtung werde beispielsweise angenommen:

$$h = 0, \quad n = 1{,}125 = 1^1/_8, \text{ nämlich } y_1 = 0{,}9$$

$$p_1 = p = 10333\,a, \quad p_2 = p_0 = 10333,$$

bezw. a Atm. und 1 Atm. entsprechend,

$$\varsigma = \varsigma_1 = 0{,}04 \text{ und } \varsigma_2 = 4.$$

Durch a sind t_1 und $\gamma_1 = \frac{1}{0{,}9\,v_1}$ bestimmt. Bezüglich des Speisewassers sei ausser t_2 hier nicht auch h_2 gegeben; vielmehr werde

$$p' = 10333\,a'$$

angenommen und h_2 entsprechend berechnet. Für gewisse Werthe von a und a' findet man nach (5), (12) und (18)

$$u_0 = 14{,}67 \sqrt{a-1}$$

$$u' = 1324{,}5 \sqrt{\frac{a}{\gamma_1}\left[1 - \left(\frac{a'}{a}\right)^{\frac{1}{9}}\right]}; \; \gamma' = \gamma_1 \left(\frac{a'}{a}\right)^{\frac{8}{9}}.$$

Entsprechend der gegebenen Temperatur t_2 und einem vorläufig angenommenen Werthe von

$$\frac{m_1}{m_2} \text{ ungefähr } = \frac{u_0}{u'} \,(16, \text{a})$$

findet man dann nach (3) und (7), wenn zu grösserer Sicherheit hier $y_1 = 1$, also

$$q_1 + y_1 r_1 = 606{,}5 + 0{,}305\, t_1 = Q_1$$

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

gesetzt wird,

$$t = \frac{t_2 + \frac{m_1}{m_2} Q_1}{1 + \frac{m_1}{m_2}};\ \gamma_0 = 1100 - 5\,t$$

sowie, wenn ferner

$$F_2 = 20\,F_0$$

angenommen wird, gemäss (14) mit $\gamma_2 = 1000$:

$$u_2 = \frac{\gamma_0\,u_0}{20\,000\left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right)}.$$

Das Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$ kann jetzt nach (15) genauer berechnet und damit nöthigenfalls die Berechnung von t, γ_0, u_2 und von $\frac{m_1}{m_2}$ selbst wiederholt werden. Aus (13) ergiebt sich endlich

$$h_2 = 10{,}33\,(a' - 1) + 0{,}255\,u_2^{\,2}.$$

Die Grösse des Querschnitts F_0, bezw. seines Durchmessers d_0 ist bestimmt durch die stündlich zu fördernde Wassermenge; ist diese $= M_2$ Kgr. oder Liter, so ist

$$M_2 = 3600\,m_2 = \frac{3600}{1 + \frac{m_1}{m_2}}(m_1 + m_2) = \frac{3600}{1 + \frac{m_1}{m_2}}\gamma_0\,F_0\,u_0,$$

somit, wenn d_0 in Millim. ausgedrückt wird,

$$\left.\begin{aligned} M_2 &= \frac{1}{10^6}\,\frac{3600}{1 + \frac{m_1}{m_2}}\,\gamma_0\,\frac{\pi\,d_0^{\,2}}{4}\,.\,14{,}67\sqrt{a - 1} = A\,d_0^{\,2}\sqrt{a - 1} \\ &\text{mit } A = \frac{0{,}04148\,\gamma_0}{1 + \frac{m_1}{m_2}}\ \ldots\ldots\ldots\ldots \end{aligned}\right\}\ .\ (20).$$

Die Querschnittsverhältnisse $\frac{F_1}{F_0}$ und $\frac{F'}{F_0}$ ergeben sich aus (17) und (19), von welchen Gleichungen hier die erstere mit

$$m = \frac{\frac{9}{8}\,.\,1{,}04}{1 + \frac{9}{8}\,.\,0{,}04} = 1{,}12 \text{ nach } (9)$$

und mit $p_1 = 10\,333\,a$, wenn ausserdem $\alpha = 0{,}9$ angenommen wird, übergeht in:

$$178 \quad \frac{F_1}{F_0}\sqrt{a\gamma_1} = \frac{\gamma_0 u_0 \frac{m_1}{m_2}}{1+\frac{m_1}{m_2}}.$$

Folgende Tabelle enthält die verschiedenen Werthen von a, a' und t_2 entsprechenden Werthe von h_2, $\frac{m_1}{m_2}$, t, A,

$$\frac{d_1}{d_0} = \sqrt{\frac{F_1}{F_0}} \text{ und } \frac{d'}{d_0} = \sqrt{\frac{F'}{F_0}}.$$

a	a'	t_2	h_2	$\frac{m_1}{m_2}$	t	$\frac{d_1}{d_0}$	$\frac{d'}{d_0}$	A
2	1	15	0,11	0,0323	34,7	1,22	1,17	37,2
4	1	15	0,31	0,0398	39,3	1,25	1,38	36,0
6	1	15	0,49	0,0454	42,8	1,23	1,54	35,2
8	1	15	0,66	0,0501	45,7	1,21	1,66	34,4
10	1	15	0,82	0,0543	48,3	1,20	1,77	33,8
2	1	30	0,09	0,0324	49,2	1,17	1,12	34,3
4	1	30	0,26	0,0400	53,9	1,20	1,33	33,1
6	1	30	0,41	0,0455	57,2	1,18	1,47	32,3
8	1	30	0,56	0,0503	60,1	1,16	1,59	31,6
10	1	30	0,69	0,0545	62,6	1,15	1,70	30,9
2	1	45	0,08	0,0325	63,8	1,12	1,07	31,4
4	1	45	0,22	0,0401	68,3	1,15	1,27	30,2
6	1	45	0,34	0,0457	71,7	1,13	1,41	29,4
8	1	45	0,46	0,0505	74,5	1,11	1,52	28,7
10	1	45	0,57	0,0546	76,9	1,09	1,62	28,1
2	0,9	15	− 0,92	0,0318	34,4	1,21	1,18	37,3
4	0,9	15	− 0,72	0,0391	38,9	1,24	1,41	36,1
6	0,9	15	− 0,54	0,0447	42,4	1,23	1,58	35,3
8	0,9	15	− 0,37	0,0494	45,3	1,21	1,71	34,5
10	0,9	15	− 0,21	0,0534	47,8	1,19	1,82	33,9
2	0,8	15	− 1,96	0,0312	34,0	1,20	1,19	37,4
4	0,8	15	− 1,75	0,0385	38,6	1,23	1,46	36,2
6	0,8	15	− 1,57	0,0439	41,9	1,22	1,63	35,4
8	0,8	15	− 1,40	0,0486	44,8	1,20	1,77	34,7
10	0,8	15	− 1,23	0,0527	47,4	1,18	1,89	34,0

Dass sich in den Fällen $a = 2$, in welchen der Druck in der Düsenmündung (im kleinsten Querschnitt αF_1 des Dampfstrahls) nur wenig $> a'$ und somit F' nur wenig $> \alpha F_1$ ist, d' sogar etwas $< d_1$ ergeben hat, liegt theils an der kleinen Verschiedenheit der Gleichung (11) von der dafür gesetzten Gleichung (12), theils daran, dass der Contractionscoefficient mit $\alpha = 0,9$ vermuthlich etwas zu klein angenommen wurde.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Die Werthe von $\frac{m_1}{m_2}$, t und $\frac{d_1}{d_0}$ in der Tabelle sind als Minimalwerthe zu betrachten. Lässt man mehr Dampf zuströmen, so tritt der Strahl mit grösserer Geschwindigkeit in das Druckrohr ein, als zur Ueberwindung des Gegendruckes nöthig ist; indem aber dann die Condensation weniger schnell und vollkommen stattfindet, γ_0 kleiner ausfällt, ist eine erhebliche Steigerung der geförderten Wassermenge auf diese Weise nicht zu erreichen. Unnöthig viel Dampf zuzulassen, ist auch deshalb nicht zu empfehlen, weil damit die Wärmeverluste wachsen und weil der Apparat um so besser und sicherer arbeitet, je schneller und vollständiger der Dampf condensirt wird.

Obige Rechnungsergebnisse gestatten bezüglich der Kesselspeisung bei Verwendung von Dampf des zu speisenden Kessels selbst und zunächst bei Voraussetzung eines Injectors von der ursprünglichen Einrichtung (p_0 = Atmosphärendruck) die Folgerungen,

dass vermittels desselben Apparates um so mehr Wasser in einen Kessel gefördert werden kann, je höher die Dampfspannung desselben ist, indem diese Wassermenge in etwas geringerem Grade, als die Quadratwurzel aus dem Ueberdrucke des Kesseldampfes wächst,

dass das Förderquantum mit steigender Temperatur t_2 des Wassers abnimmt,

dass es aber durch eine Saughöhe $(-h_2)$, so lange dieselbe eine gewisse Grenze nicht überschreitet, nur wenig beeinflusst wird,

dass endlich das passende Verhältniss der Dampfdüsenweite zur kleinsten Weite des Druckrohrs nur wenig unter verschiedenen Umständen verschieden ist.

5) Im Falle $p_0 = p'$, entsprechend den später üblich gewordenen einfacheren Einrichtungen des Injectors (§ 71), ist unter sonst gleichen Umständen zwar u_0 nach (5) etwas grösser, wenn bei einer gewissen Saughöhe p' kleiner, als der Atmosphärendruck ist, so dass $u_0 - u_2$ grösser, $u' - u_0$ kleiner, aus beiden Gründen $\frac{m_1}{m_2}$ nach (15) grösser ist; diese Vergrösserung wird aber dadurch vermindert oder aufgewogen, dass $p_0 - p'$ jetzt gleich Null ist statt des positiven Werthes bei der ursprünglichen Einrichtung des Apparates. Unter solchen Umständen behält auch t nach (3) nahe dieselbe Grösse, und können überhaupt die Zahlenwerthe der obigen Tabelle auch als dem Falle $p_0 = p'$ bei einfach wirkenden Injectoren nahe entsprechend betrachtet werden, sofern nicht p' ungewöhnlich klein, weil die Saughöhe $(-h_2)$ sehr erheb-

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

lich ist, was aber bei solchen Apparaten nicht vorkommt; nur die bei gegebener kleinster Weite d_0 des Druckrohrs und bei gegebener Dampfspannung $= a$ Atm. stündlich zu fördernde Wassermenge M_2 wird etwas grösser, und zwar nach (20) ungefähr im Verhältnisse

$$\sqrt{a - a'} : \sqrt{a - 1}.$$

Erheblich ist dagegen der Einflusss eines kleineren zu überwindenden Gegendruckes p unter übrigens gleichen Umständen, insbesondere bei gegebenem Kesseldrucke p_1. Dadurch können u_0 und $\frac{m_1}{m_2}$ erheblich kleiner werden, somit auch t, selbst wenn t_2 einen grösseren Werth hat; und diese Temperatur t kann selbst bei grösserer Saughöhe, also kleinerem Drucke p' im Condensationsraume noch kleiner bleiben, als die diesem Drucke p' entsprechende Sättigungstemperatur von Wasserdampf, wie es natürlich der Fall sein muss, damit die Condensation möglich sei. Vorzugsweise hierdurch ist es zu erklären, dass der doppeltwirkende Injector von Körting (§. 71) wärmeres Wasser auf grössere Höhen anzusaugen gestattet, als ein gewöhnlicher einfachwirkender Injector. Bei jenem hat die erste Dampfdüse mit zugehöriger Druckröhre das Wasser nach seiner Ansaugung nur unter einen Druck p zu versetzen, welcher wenig grösser, als der Atmosphärendruck, jedenfalls viel kleiner, als der Kesseldruck p_1 ist, und wenn auch durch den zweiten Theil des Apparates die Ueberwindung dieses Druckes p_1 bewirkt werden muss, so strömt doch das Wasser der zweiten Dampfdüse mit einer gewissen schon vorhandenen Geschwindigkeit zu, ohne erst angesaugt werden zu müssen, vielmehr unter einem Drucke, welcher einem gewissen positiven Werth von h_2 in der Wirkung gleich kommt.

6) Die Möglichkeit der Wirkung eines Injectors ist an die Bedingung geknüpft, dass die Temperatur t_2 des zu fördernden Wassers und die Höhe $= -h_2$, bis zu welcher dasselbe angesaugt werden soll, gewisse Grenzen nicht überschreiten. Jedenfalls muss offenbar die Temperatur t des aus der Mischung mit dem Dampfe resultirenden Wassers kleiner sein, als die Siedetemperatur t' unter dem im Condensationsraume herrschenden Drucke $= a'$ Atm., d. h. als die Temperatur gesättigten Wasserdampfes von diesem Drucke. Indem aber t ausser von t_2 besonders vom Kesseldrucke $= a$ Atm., a' von $- h_2$ abhängt, ergeben sich so die Maximalwerthe der Temperatur des angesaugten Wassers und seiner Saughöhe als abhängig von einander und vom Kesseldrucke, und zwar für einen einfachwirkenden Injector ungefähr wie folgt.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Indem die Geschwindigkeit u_2 des zufliessenden Wassers höchstens etwa = 2 Mtr., mit $\varsigma_2 = 4$ also in Gl. (13) das untergeordnete Glied mit u_2:

$$(1+\varsigma_2)\frac{u_2^{\,2}}{2g} < 1$$

ist, folgt aus dieser Gleichung mit

$$p' = 10333\,a',\ p_2 = 10333,\ \gamma_2 = 1000:$$

$$a' \text{ etwas} > 1 + \frac{h_2 - 1}{10{,}33},$$

ungefähr:

$$a' = 1 + \frac{h_2 - 1}{10} = 0{,}9 + 0{,}1\,h_2 \quad \ldots\ldots\ldots (21).$$

Andrerseits ist der Tabelle unter 4) zu entnehmen, dass in dem hier in Rede stehenden Falle der Kesselspeisung mit Hülfe von Dampf dieses Kessels selbst ($p_1 = p$) die Werthe von $\varDelta = t - t_2$ im Wesentlichen nur von a abhängen, und zwar ist im Mittel

$$\begin{array}{lllll} \text{für } a = & 4 & 6 & 8 & 10 \text{ Atm.} \\ \varDelta = & 23{,}8 & 27{,}2 & 30{,}1 & 32{,}6 \text{ Grad C.} \end{array}$$

Indem aber diese Temperaturerhöhungen als Minimalwerthe zu betrachten sind, entsprechend der Zulassung von nur gerade so viel Dampf, wie unbedingt nöthig ist, werde $\varDelta$ für den durchschnittlichen Betrieb in allen Fällen um 20 % grösser angenommen, nämlich

$$\left.\begin{array}{lllll} \varDelta = t - t_2 = & 28{,}5 & 32{,}5 & 36 & 39 \\ \text{für } a = & 4 & 6 & 8 & 10 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (22).$$

Indem nun nach (21)

$$\begin{array}{lllllll} \text{für } -h_2 = & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \\ a' = & 0{,}9 & 0{,}8 & 0{,}7 & 0{,}6 & 0{,}5 & 0{,}4 \\ t' = & 97{,}1 & 93{,}9 & 90{,}3 & 86{,}3 & 81{,}7 & 76{,}2 \end{array}$$

ist, ergeben sich beispielsweise die folgenden Maximalwerthe von t_2:

$$\max.\ t_2 = t' - \varDelta$$

für verschiedene Werthe von $-h_2$ und a.

$-h_2 =$	0	1	2	3	4	5
$a = 4$	68,5	65,5	62	58	53	47,5
$a = 6$	64,5	61,5	58	54	49	43,5
$a = 8$	61	58	54,5	50,5	45,5	40
$a = 10$	58	55	51,5	47,5	42,5	37

Thatsächlich hört schon bei kleinerer Wassertemperatur oder kleinerer Saughöhe die regelrechte und sichere Function des Apparates auf, indem

t erheblich $< t'$ sein muss, wenn die Condensation hinlänglich schnell und vollständig vonstatten gehen soll. —

Bei einem doppeltwirkenden Injector seien Δ_1 und Δ_2 bezw. die durch die erste und zweite Dampfdüse bewirkten Erwärmungen des Wassers, a' und a'' Atm. die Pressungen in den betreffenden Condensationsräumen, t' und t'' die entsprechenden Siedetemperaturen, x Atm. der Druck zwischen dem ersten Druckrohre und der zweiten Dampfdüse. Die Wirksamkeit des Apparates erfordert dann, dass

$$t_2 + \Delta_1 < t' \text{ und } t_2 + \Delta_1 + \Delta_2 < t''$$

sei: äusserstenfalls könnte

$$\Delta_1 = t' - t_2 \text{ und } \Delta_2 = t'' - t' \quad \text{. . . . . (23)}$$

sein. Dabei kann nach (21)

$$a' = 0{,}9 + 0{,}1\,h_2$$

gesetzt werden, wogegen a'' nach (13) mit

$$p' = 10333\,a'',\ p_2 = 10333\,x,\ h_2 = 0$$

und bei den obigen Annahmen in Betreff u_2 und ς_2 näherungsweise:

$$a'' = x - 0{,}1$$

ist. Gemäss (3) ist, wenn hier wieder $y_1 = 1$ gesetzt und die Erwärmung im durchschnittlichen Betriebe um 20 % grösser angenommen wird, als sie infolge der gerade nöthigen Dampfmenge sein würde,

$$\Delta_1 = t - t_2 = 1{,}2\,\frac{m_1 Q_1 - m_1 t_2}{m_1 + m_2} = 1{,}2\,\frac{Q_1 - t_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}}\,\frac{m_1}{m_2}.$$

Daraus folgt Δ_2, indem t_2 durch $t_2 + \Delta_1 = t'$ ersetzt wird, also

$$\Delta_2 = 1{,}2\,\frac{Q_1 - t'}{1 + \frac{m_1}{m_2}}\,\frac{m_1}{m_2}.$$

Was endlich das Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$ betrifft, so ist nach (16) mit $u_2 = 2$:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{u_0 - 2}{u' - u_0},$$

worin bei den oben unter 4) zugrunde liegenden Annahmen

$$h = 0,\ n = 1^1/_8\ (y_1 = 0{,}9),\ \varsigma = \varsigma_1 = 0{,}04$$

und analog den dort angeführten Ausdrücken von u_0 und u' zu setzen ist:

$$u_0 = 14{,}67\,\sqrt{x - a'} \text{ für das erste,}$$

$$u_0 = 14{,}67\,\sqrt{a - a''} \text{ für das zweite Druckrohr,}$$

$$u' = C\sqrt{1-\left(\frac{a'}{a}\right)^{\frac{1}{9}}} \text{ für die erste.}$$

$$u' = C\sqrt{1-\left(\frac{a''}{a}\right)^{\frac{1}{9}}} \text{ für die zweite Dampfdüse}$$

$$\text{mit } C = 1324{,}5\sqrt{\frac{a}{\gamma_1}} = 1324{,}5\sqrt{0{,}9\, v_1 a}.$$

Die Grössen t', t'', Δ_1, Δ_2 in den Gleichungen (23) sind hiernach Functionen von a, h_2, t_2 und x, so dass durch Eliminirung von x sich eine Beziehung ergiebt, welche wieder dazu dienen kann, die Wassertemperaturen t_2 zu bestimmen, welche an der Wirkungsgrenze des Apparates gewissen Dampfspannungen a und Saughöhen $-h_2$ entsprechen. Die Formen der betreffenden Ausdrücke gestatten freilich nicht eine directe Entwicklung, vielmehr ist bei gegebenen Werthen von a und h_2 durch Probiren x so anzunehmen, dass, wenn man nach Obigem die entsprechenden Werthe von a', a'', t', t'' berechnet, damit u_0 und u' für das zweite Druckrohr, bezw. für die zweite Dampfdüse, sowie das Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$ berechnet, der entsprechende Werth von Δ_2 mit genügender Annäherung die zweite Gleichung (23) erfüllt. Ist ein solcher Werth von x gefunden, so sind auch u_0 und u' für das erste Druckrohr, bezw. für die erste Dampfdüse zu berechnen, damit das zugehörige Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$. Mit diesem ergiebt sich endlich die Temperatur t_2 durch Gleichsetzung des obigen Ausdruckes von Δ_1 mit $t'-t_2$ gemäss der ersten Gleichung (23), nämlich aus der Gleichung:

$$(t'-t_2)\left(1+\frac{m_1}{m_2}\right) = 1{,}2\,(Q_1-t_2)\frac{m_1}{m_2}$$

$$\left(1+\frac{m_1}{m_2}\right)t' - 1{,}2\,\frac{m_1}{m_2}Q_1 = \left(1-0{,}2\,\frac{m_1}{m_2}\right)t_2$$

$$t_2 = \frac{t' - (1{,}2\,Q_1 - t')\,\frac{m_1}{m_2}}{1-0{,}2\,\frac{m_1}{m_2}},$$

unter $\frac{m_1}{m_2}$ das Gewichtsverhältniss von Dampf und Wasser für die erste Düse verstanden.

Wird z. B. $a = 8$ Atm. und $-h_2 = 5$ Mtr. angenommen, womit sich für den einfachwirkenden Injector die grösstmögliche Wassertemperatur $t_2 = 40^0$ ergab, so findet man hier

$$x = 1{,}57 \text{ Atm. und } t_2 = 65{,}4 \text{ Grad},$$

$$\frac{m_1}{m_2} = \begin{cases} 0{,}0154 \text{ für die erste,} \\ 0{,}0526 \text{ für die zweite Düse.} \end{cases}$$

Da m_2 für beide gleich ist, haben die Dampfmengen m_1 dasselbe Verhältniss:

$$154 : 526 = 1 : 3{,}4.$$

Dasselbe ist auch den Mündungsgrössen der Düsen zu geben; die durch sie bewirkten Erwärmungen sind: $\Delta_1 = 10{,}8$ Grad und $\Delta_2 = 34{,}9$ Grad.

§. 73. Feuchtigkeit des Kesseldampfes.

Nachdem in den vorhergehenden Paragraphen die Einrichtung und der Betrieb von Dampfkesselanlagen in wesentlichen Beziehungen untersucht worden sind, bleibt schliesslich noch das Product solchen Betriebes, der entwickelte und dem Kessel entströmende Dampf, in einer Beziehung, nämlich in Betreff seines stets unerwünschten Gehaltes an mitgerissenem Wasser zu besprechen. Derselbe kommt wesentlich mit in Betracht, wenn es sich um ein Urtheil über die Güte einer Kesselanlage handelt; auch bei der Prüfung von Dampfmaschinen, besonders in Betreff ihres Dampfverbrauches, ist die Kenntniss der Feuchtigkeit des in die Maschine einströmenden Dampfes natürlich nöthig. Die zweckmässigsten Bestimmungsmethoden des Wassergehaltes sind von diesen Zwecken, überhaupt von den Umständen einigermassen abhängig; auch kann die Feuchtigkeit des in die Maschine einströmenden von derjenigen des unmittelbar aus dem Kessel hervorgehenden Dampfes sehr verschieden, insbesondere kleiner sein, wenn der letztere in der betreffenden Leitung reichlich Gelegenheit findet, in ihm schwebende Wassertheilchen an der Wand des Leitungsrohres, ev. auch an absichtlich eingefügten, mehr senkrecht vom Dampfstrome getroffenen und ihn zu Richtungsänderungen zwingenden Wänden abzusetzen, und wenn dieses Wasser zusammen mit dem durch Abkühlung an der Rohrwand entstehenden Condensationswasser durch geeignete Einrichtungen von der Maschine fern gehalten wird. In sogenannten Condensirtöpfen kann es durch entsprechende Abflussröhren gesammelt und durch die Wirkung des Dampfdruckes selbstthätig ohne gleichzeitigen Dampfverlust entfernt werden.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Die vorgeschlagenen Methoden zur Bestimmung der Feuchtigkeit des Wasserdampfes lassen viel zu wünschen übrig. Ihre Anwendung hat übrigens mit zunehmender Wahrscheinlichkeit den Schluss gestattet, dass aus einem angemessen beschaffenen und nicht übermässig angestrengten Kessel der Dampf fast trocken, jedenfalls mit viel weniger flüssigem Wasser entweicht, als früher vielfach angenommen wurde.*

1) Von physikalischen Methoden ist vor Allem das Hirn'sche calorimetrische Verfahren hervorzuheben, darin bestehend, dass eine Probe des zu prüfenden Dampfes von bekannter Pressung p in eine gewogene Wassermenge $= W$ Kgr. von kurz vorher gemessener möglichst niedriger Temperatur t_1, welche sich in einem Gefässe von bekanntem Gewicht $= G$ Kgr. befinde, hineingeleitet und dadurch condensirt wird. Die Gewichtszunahme des Gefässes mit Wasserinhalt ergiebt unmittelbar das Gewicht $= D$ Kgr. des hineingeleiteten Dampfes, während sein gesuchter Wassergehalt ($1 - y$ Kgr. in 1 Kgr. feuchten Dampfes) aus der gemessenen Temperaturerhöhung $= t_2 - t_1$ des Wassers gefolgert werden kann. Sind nämlich q, q_1, q_2, die den Temperaturen t, t_1, t_2 entsprechenden Flüssigkeitswärmen des Wassers, und ist $r = \varrho + Ap\,\Delta$ die der Temperatur t oder zugehörigen Pressung p entsprechende Verdampfungswärme (ϱ die innere, $Ap\,\Delta$ die äussere), so ist die von 1 Kgr. Dampf abgegebene Wärme einschliesslich der aus Condensationsarbeit entstandenen, vorausgesetzt, dass diese Condensation unter dem Drucke p erfolgt,

$$= q + yr - q_2,$$

so dass durch die Gleichung

$$D(q + yr - q_2) = W(q_2 - q_1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1),$$

aus welcher y gefunden werden kann, die vom Dampfe abgegebene der vom Wasser aufgenommenen Wärme gleich gesetzt wird. Hierbei ist jedoch W, weil das Gefäss stets nahe die Temperatur des Wassers annimmt, um das Wärmeäquivalent des Gefässes $= Gc =$ dem Product aus Gewicht und specifischer Wärme des Gefässes zu vergrössern, sowie die Temperatur t_2 um eine gewisse Grösse $m\,\Delta t$, wenn m die Zeit des Versuches (in Minuten) zwischen den Beobachtungen von t_1 und von t_2, Δt den Temperaturverlust bedeutet, welchen das Gefäss mit Wasser in einer Minute durch Abkühlung erleidet. Letzterer ist durch einen Hülfsversuch

* Eine Besprechung dieser Methoden mit Literaturnachweisen von Prof. Alfr. Seemann enthält die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1885, S. 340.

zu ermitteln, indem das Gefäss mit ungefähr $W + \frac{1}{2} D$ Kgr. Wasser gefüllt, demselben eine Temperatur etwas $> \frac{1}{2}(t_1 + t_2)$ ertheilt, und dann die Abkühlung während einiger (ungefähr m) Minuten beobachtet wird.

Ist mit Rücksicht auf die Unsicherheit dieser Correctionen, sowie auch der Thermometerangaben an und für sich, die Temperatur t_2, nahezu somit auch q_2 mit einem wahrscheinlichen Fehler $= \delta t$ behaftet, während die übrigen Grössen in Gl. (1) ausser y als fehlerlos betrachtet werden, so ist der entsprechende Fehler von y dieser Gleichung zufolge:

$$\delta y = \frac{W + D}{Dr} \delta t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2),$$

also um so kleiner, je kleiner $\frac{W}{D}$. Die Verkleinerung dieses Verhältnisses wird aber dadurch beschränkt, dass t_2 erheblich $< 100^0$ bleiben muss, um der vollständigen Condensation des Dampfes sicher sein zu können, wenn sie auch dadurch wesentlich unterstützt werden kann, dass die Dampfprobe in fein vertheiltem Zustande in das Wasser eingeleitet wird vermittels einer Brause, mit welcher die von der Hauptleitung abgezweigte Zuleitungsröhre endigt. Wäre z. B.

$$q_1 = 10,\ q_2 = 50,\ y = 0,9$$

sowie, entsprechend 5 Atm. Dampfspannung,

$$q = 153,7 \text{ und } r = 499,2,$$

so wäre nach (1) nahe $W = 14\,D$ und damit nach (2):

$$\delta y = 0,03\,\delta t, \text{ z. B. } = 0,015 \text{ für } \delta t = 0,5.$$

Ein kleineres δt ist kaum anzunehmen, wenn alle Messungsfehler als ein solcher von t_2 gerechnet werden, wie hier geschehen, wenn auch zur Verkleinerung des Einflusses der Abkühlung und der Miterwärmung des Gefässes die Wassermenge darin hinlänglich gross genommen wird. Dazu kommt die Zweifelhaftigkeit der zugrunde liegenden Annahme, die Condensation erfolge durchaus unter dem Dampfdrucke p. Wenn freilich die Dampfzuleitungsröhre nach Hirn mit einer in das Wasser eintauchenden Spirale endigt, so dass in ihr schon ein erheblicher Theil des Dampfes condensirt und als Wasser durch die Löcher der Brause getrieben wird, so erfolgt diese Condensation unter dem Drucke p; der dampfförmig hindurchströmende Theil wird aber ausserhalb der Brause unter einem Drucke p' condensirt, welcher nur wenig grösser ist, als der Atmosphärendruck.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Bei dieser Hirn'schen wie bei allen auf Probenahme beruhenden Bestimmungsmethoden ist es ungewiss, ob die Feuchtigkeit der Probe mit der mittleren Feuchtigkeit des gleichzeitig oder gar des während einer längeren Zeit in der Leitung an betreffender Stelle strömenden Dampfes übereinstimmt. Um die im letzteren Falle unerlässliche öftere Wiederholung des Versuches während fraglicher Zeit (z. B. während mehrstündiger Bremsung und Indicirung einer Dampfmaschine) zu vermeiden, wandte Linde einen continuirlich functionirenden Messapparat an, indem in einem verticalen Rohr, welches die spiralförmig gewundene Dampfzuflussröhre umgab, das Wasser aufwärts dem abwärts strömenden Dampfe continuirlich entgegengeführt und so letzterer vollständig condensirt wurde. Aus Menge und Temperatur einerseits des in einem untergestellten Gefässe aufgefangenen Condensationswassers, andrerseits des Kühlwassers ergiebt sich der gesuchte Wassergehalt des Dampfes nach denselben Principien, wie oben. Die wahrscheinlichen Fehler dürften übrigens nicht kleiner, eher grösser sein; die Condensation in der unten offenen Spirale findet hier unter einem von p bis zu atmosphärischer Pressung nach unbekanntem Gesetze stetig abnehmenden Drucke statt. —

Sonstige physikalische Verfahrungsweisen zu dem in Rede stehenden Zweck fasst Seemann in zwei Gruppen als Wägungs- und als Ueberhitzungsmethoden zusammen.

Die Wägungsmethode beruht auf einem einfachen Gedanken. Ist v das specifische Volumen eines Gemisches, welches in 1 Kgr. aus y Kgr. trockenem Dampf und aus $1-y$ Kgr. Wasser besteht, ist w das specifische Volumen des letzteren, $w+\Delta$ dasjenige des ersteren, so ist

$$v = w + y\,\Delta.$$

Dabei ist w constant $= 0{,}001$ (Cubikm. pro Kgr.) zu setzen, Δ auf bekannte Weise durch die Pressung des Dampfes bestimmt, während $v = \frac{V}{D}$ durch Wägung eines bekannten Volumens V des Gemisches, wobei es D Kgr. schwer ermittelt sei, gefunden werden kann. Die betreffenden Apparate von Guzzi, von Knight und von Cario unterscheiden sich bezüglich auf Einrichtung und Handhabung durch die besondere Art der Verwirklichung dieses Gedankens. Die Schwierigkeiten der Füllung eines Ballons oder sonstigen Gefässes mit Dampf von ganz derselben Beschaffenheit, welche er in der betreffenden Leitung besitzt, sowie auch der Wägung dieses Gefässes mit solcher Genauigkeit, dass der Einfluss kleiner Feuchtigkeitsänderungen des eingeschlossenen Dampfes sehr gross ist im

Vergleich mit den Wägungsfehlern des viel grösseren Eigengewichts des Gefässes, dürften dieses Verfahren zu technischen Bestimmungen weniger geeignet machen.

Die Ueberhitzungsmethode oder, wie sie auch genannt werden könnte, die Verdampfungs- oder Trocknungsmethode, indem sie auf Verdampfung des beigemischten Wassers, also auf Trocknung des feuchten Dampfes beruht, liegt einem von Brocq angegebenen Apparate zugrunde. In die Dampfleitung wird ein Gehäuse mit einem darin befindlichen Bronzecylinder eingeschaltet, welcher letztere mit einem empfindlichen Manometer verbunden ist, und in welchen ein Plungerkolben eintaucht, durch eine Stopfbüchse abgedichtet und vermittels einer feingängigen Schraube sehr allmählich im Sinne der Cylinderaxe beweglich. Schieber am einen und anderen Ende des Cylinders, durch einen Handgriff von aussen gleichzeitig bewegbar, werden bei Beginn eines Versuches so gestellt, dass der Dampf durch den Cylinder hindurchströmt und seine Wand bis zur Dampftemperatur t anwärmt. Sobald dies angenommen werden kann, wird durch gleichzeitigen Schluss beider Schieber ein gewisses Dampfvolumen V_1 im Cylinder abgesperrt, welches durch dessen Querschnitt und durch die Stellung des Plungers bestimmt ist. Wird nun der letztere langsam aus dem Cylinder herausgeschraubt, der beständig vom strömenden Dampfe umgeben bleibt, so bleibt auch im Innern die Temperatur nahe $= t$, die Pressung jedoch nur so lange = dem entsprechenden Drucke p, als noch zu verdampfendes Wasser im Cylinder vorhanden ist. Zeigt aber bei einer gewissen Vergrösserung $= V - V_1$ des Dampfvolumens, welche durch Ganghöhe und Umdrehungszahl der zur Plungerbewegung dienenden Schraube bestimmbar ist, das Manometer eine beginnende Druckabnahme, so ist bei dem Volumen V der abgesperrte Dampf, dessen unbekanntes Gewicht $= D$ sei, gerade trocken; und aus den Gleichungen:

$$V_1 = D(w + y\Delta)$$
$$V = D(w + \Delta),$$

worin w, y, Δ die vorigen Bedeutungen haben, folgt:

$$\frac{V_1}{V} = \frac{w + y\Delta}{w + \Delta} \text{ sehr nahe } = y,$$

oder der verhältnissmässige Wassergehalt:

$$1 - y = \frac{V - V_1}{V}.$$

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Die Methode empfiehlt sich dadurch, dass die gesuchte Grösse $1-y$ einer Grösse $V-V_1$ proportional ist, welche unmittelbar gemessen werden kann, nicht erst aus einer anderen grösseren und möglicher Weise mit entsprechend grossen Fehlern behafteten abgeleitet zu werden braucht. Zweifelhaft ist es freilich, ob der Augenblick der Sättigung des Dampfes mit genügender Sicherheit erkannt werden kann, und ob die Annahme der beständigen Temperaturgleichheit innen und aussen nicht zu fehlerhaft ist; jedenfalls erfordert die Zulässigkeit dieser Annahme eine sehr langsame Bewegung des Plungers, entsprechend dem bei sehr kleiner Temperaturdifferenz sehr langsamen Wärmedurchgang durch die Cylinderwand. —

Einfacher in der Anwendung sind

2) die chemischen Methoden. Bei der am häufigsten bisher angewendeten wird in dem Wasser des Dampfkessels, welchem der auf seinen Wassergehalt zu prüfende Dampf entstammt, ein leicht und sicher chemisch nachweisbares Salz (z. B. Kochsalz) aufgelöst. Ergiebt die Analyse einer dem Kesselwasser (aus den oberen Schichten) entnommenen Probe s Gewichtstheile dieses Salzes in 1 Kgr. der Lösung, und enthielte der dem Kessel entströmende Dampf $x = 1 - y$ Kgr. flüssiges Wasser in 1 Kgr., so müsste die Analyse einer Probe dieses Dampfes, bezw. des daraus durch Condensation in einer Vorlage entstandenen Wassers sx Kgr. Salz in 1 Kgr. nachweisen, und wenn sie thatsächlich σ Kgr. ergiebt, so ist $x = \frac{\sigma}{s}$. Das Verfahren beruht auf der anderweitig begründeten Voraussetzung, dass bei der Verdampfung einer Salzlösung nur in mitgerissener tropfbarer Flüssigkeit Salz gelöst enthalten ist, und zwar in demselben Verhältnisse, wie in der ursprünglichen Lösung zur Zeit ihrer Verdampfung.

Während das Verfahren ebenso, wie die oben besprochenen physikalischen Methoden, die Feuchtigkeit des Dampfes an beliebiger Stelle einer Leitung zu bestimmen gestattet, freilich behaftet mit den Mängeln aller auf Probenahme beruhenden Verfahrungsweisen, giebt es andere chemische Methoden, welche ohne solche Mängel die mittlere Feuchtigkeit für eine längere Zeit ermitteln lassen, freilich beschränkt auf den Dampf, wie er unmittelbar dem Kessel während dieser Zeit entströmt, so dass sie zur Kesselprüfung im Princip die geeignetsten sind. Insbesondere gehört hierher das von Brauer angegebene Verfahren, dessen Grundgedanke schon früher von den Elsässer Ingenieuren der Hirn'schen Richtung ausgesprochen worden ist. Dabei wird der Gehalt einer im Kessel hergestellten Salzlösung zu Anfang und zu Ende der längeren Versuchszeit

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

bezw. $= s_1$ und $= s_2$ Kgr. Salz in 1 Kgr. Lösung bestimmt, und dafür gesorgt, dass der Wasserstand des Kessels während des Versuches fast constant bleibt, dass insbesondere zu Anfang und zu Ende das Gewicht des Kesselwassers gleich gross $= K$ ist. Ist nun dD das Gewicht des Dampfes, welcher in einem Zeitelement aus dem continuirlich der Dampfentnahme entsprechend gespeisten Kessel entweicht, während gleichzeitig in ihm der augenblickliche Salzgehalt s pro 1 Kgr. um $-ds$ abnimmt, und ist x der verhältnissmässige Wassergehalt jenes Dampfes, so nehmen die dD Kgr. Dampf $sx.dD$ Kgr. Salz aus dem Kessel mit sich fort; aus der entsprechenden Gleichung

$$-Kds = sx\,dD \text{ oder } -\frac{ds}{s} = \frac{dD}{K}x$$

folgt durch Integration:

$$x = \frac{K}{D}\,ln\,\frac{s_1}{s_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3),$$

unter D das Gewicht des während der ganzen Versuchsdauer entweichenden Dampfes verstanden. Dasselbe ist = dem Gewichte des gleichzeitig eingeführten Speisewassers, während K aus den Dimensionen des Kessels berechnet werden kann. Vorausgesetzt ist, dass von dem Salz, welches in der anfänglichen Kesselfüllung aufgelöst wurde, im Speisewasser keine in Betracht kommende Menge enthalten ist.

Ein von Escher schon etwas vor Brauer angegebenes ähnliches, nur gewissermassen umgekehrtes Verfahren besteht darin, dass der Kessel mit einer Salzlösung von derselben Art und Concentration gespeist wird, wie sie zu Anfang einer längeren Versuchsdauer in ihm enthalten ist. Indem dann im Kessel die Concentration um so schneller zunimmt, je weniger salzig, weil je weniger feucht der Dampf aus ihm entweicht, kann das Gesetz jener Zunahme zur Bestimmung dieser Feuchtigkeit dienen. Wenn nämlich der unveränderliche specifische Salzgehalt des Speisewassers vorläufig mit s_0 bezeichnet wird, so ist bei übrigens den früheren Bedeutungen der Buchstaben und unter der früheren Voraussetzung constanten Wasserstandes im Kessel infolge continuirlicher, der Dampfentnahme entsprechender Speisung:

$$Kds = s_0 dD - sx\,dD$$

$$\frac{x\,ds}{s_0 - xs} = \frac{dD}{K}x$$

$$x = \frac{K}{D}\,ln\,\frac{s_0 - xs_1}{s_0 - xs_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4).$$

Mit $s_0 = 0$ erhält man die Gleichung (3) wieder; mit $s_0 = s_1$ dagegen, dem Verfahren von Escher entsprechend, wird:

$$x = \frac{K}{D}\ ln\ \frac{(1-x)s_1}{s_1 - xs_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5).$$

Mit Hülfe einer leicht zu berechnenden Tabelle der Werthe von:

$$\frac{D}{K} = \frac{1}{x}\ ln\ \frac{(1-x)s_1}{s_1 - xs_2}$$

für verschiedene Werthe von $\frac{s_2}{s_1}$ und x lässt sich x durch Interpolation in einem gegebenen Falle mit genügender Annäherung finden.

Die Genauigkeit der Bestimmung von x, welche die beiden zuletzt besprochenen Methoden von Brauer und von Escher (bei ihrer Vergleichung im Folgenden bezw. als erste und zweite unterschieden) gewähren, kann im Princip beurtheilt werden nach der Grösse des Differentialquotienten $\frac{ds_2}{dx}$ bei gegebenen Werthen der übrigen Grössen ausser x und s_2; je grösser dieser Quotient ist, desto grösser und somit desto sicherer erkennbar ist der Unterschied der specifischen Salzgehalte des Wassers am Ende des Versuchs, welcher einer gewissen kleinen Verschiedenheit der verhältnissmässigen Wassergehalte des Dampfes entspricht. In beiden Fällen ist der fragliche Differentialquotient negativ, indem die Salzigkeit des Kesselwassers im ersten Falle um so schneller abnimmt, im zweiten um so langsamer zunimmt, je feuchter der entweichende Dampf ist; der Absolutwerth desselben sei im ersten Falle $= q_1$, im zweiten $= q_2$. Mit

$$m = \frac{D}{K}$$

folgt nun durch Differenzirung nach x, wenn s_2 als Function von x betrachtet wird, während die übrigen Grössen constant sind, aus (3) für das erste Verfahren:

$$m = -\frac{1}{s_2}\frac{ds_2}{dx};\ q_1 = -\frac{ds_2}{dx} = ms_2 \quad \ldots\ldots\ldots (6).$$

Für das zweite Verfahren folgt gleicher Weise aus (5):

$$m = \frac{-1}{1-x} - \frac{1}{s_1 - x s_2}\left(-s_2 - x\frac{ds_2}{dx}\right)$$

$$(s_1 - xs_2)\left(m + \frac{1}{1-x}\right) = s_2 + x\frac{ds_2}{dx}$$

$$q_2 = -\frac{ds_2}{dx} = \frac{1}{x}\left[s_2 - (s_1 - xs_2)\left(m + \frac{1}{1-x}\right)\right]$$
$$= ms_1\left[\frac{1}{mx}\frac{s_2}{s_1} - \left(\frac{1}{x} - \frac{s_2}{s_1}\right)\left(1 + \frac{1}{m}\frac{1}{1-x}\right)\right] \quad . . (7).$$

Darin ist $\frac{s_2}{s_1}$ eine Function von m und x, nämlich nach (5), unter e die Basis der natürlichen Logarithmen verstanden,

$$1 - x = \left(1 - x\frac{s_2}{s_1}\right)e^{mx}$$
$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{1}{x} - \frac{1-x}{x}e^{-mx} \quad . . . . (8).$$

Ist der kleinste Salzgehalt des Kesselwassers in beiden Fällen gleich gross, ist also

s_2 im ersten $= s_1$ im zweiten Falle,

so folgt aus (6) und (7) das **Verhältniss der Genauigkeitsmasse beider Methoden** bei gleichen Werthen von m und x:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{1}{mx}\frac{s_2}{s_1} - \left(\frac{1}{x} - \frac{s_2}{s_1}\right)\left(1 + \frac{1}{m}\frac{1}{1-x}\right)$$
$$= \left[\frac{1}{m}\left(\frac{1}{x} + \frac{1}{1-x}\right) + 1\right]\frac{s_2}{s_1} - \frac{1}{x}\left(1 + \frac{1}{m}\frac{1}{1-x}\right) \quad . (9),$$

worin $\frac{s_2}{s_1}$ durch (8) bestimmt ist.

Praktisches Interesse haben nur solche **Fälle, in welchen** x, **ein kleiner Bruch** ist. Setzt man dann

$$\frac{1}{1-x} = 1 + x + x^2 + x^3 + \ldots$$

und nach (8):

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{1}{x}\left[1 - (1-x)\left(1 - mx + \frac{m^2}{2}x^2 - \frac{m^3}{6}x^3 + \ldots\right)\right]$$
$$= 1 + m - m\left(1 + \frac{m}{2}\right)x + \frac{m^2}{2}\left(1 + \frac{m}{3}\right)x^2 - \ldots$$

und fasst man in Gl. (9) die Glieder mit gleichen Potenzen von x zusammen, so heben sich diejenigen mit $\frac{1}{x} = x^{-1}$ gegenseitig auf, und man findet bei Vernachlässigung der Glieder mit x^2 und mit den höheren Potenzen von x:

$$\frac{q_2}{q_1} = 1 + \frac{m}{2} - m\left(1 + \frac{m}{3}\right)x \quad . . . . (10).$$

welcher Gleichung z. B. die Zahlenwerthe der folgenden Tabelle entsprechen:

$m =$	0,5	1	2	4
$x = 0{,}01$	1,24	1,49	1,97	2,91
$x = 0{,}05$	1,22	1,43	1,83	2,53
$x = 0{,}1$	1,19	1,37	1,67	2,07

Man sieht daraus, dass bei kleinen Werthen von x die zweite Methode bezüglich des Genauigkeitsgrades der ersten um so mehr überlegen ist, je kleiner x und je grösser m, je grösser also die Versuchsdauer ist; letzteres wenigstens bis zu einer gewissen Grenze. Nach (10) ist nämlich

$$\frac{q_2}{q_1} = 1 \text{ für } 1 + \frac{m}{3} = \frac{1}{2x} \text{ oder } m = 3\left(\frac{1}{2x} - 1\right) \quad \ldots \quad (11),$$

z. B. bei $x = 0{,}01 \quad 0{,}05 \quad 0{,}1$

für $m = 147 \quad 27 \quad 12.$

Das Maximum von $\frac{q_2}{q_1}$, insoweit es von m abhängt, entspricht nach (10) der Gleichung:

$$\frac{1}{2} - x - \frac{2}{3} x m = 0,$$

woraus sich $m =$ der Hälfte des Werthes nach (11) ergiebt, also

$m = 73{,}5 \quad 13{,}5 \quad 6$

für $x = 0{,}01 \quad 0{,}05 \quad 0{,}1$

Entsprechend ist $\max \frac{q_2}{q_1} = 18{,}7 \quad 4{,}0 \quad 2{,}2.$

Wenn, wie gewöhnlich, die während des Versuches in den Kessel eingeführte Wassermenge ein nur mässiges Vielfache der beständig darin bleibenden Wassermenge, also m eine ziemlich kleine Zahl ist, so tritt die principielle Ueberlegenheit des Escher'schen Verfahrens nicht in solchem Grade hervor, als dass nicht das einfachere Verfahren von Brauer in der Praxis vorzuziehen sein möchte. Bei diesem ist nach (6) das Genauigkeitsmass q_1 proportional m, also proportional der Dauer des Versuches; ausserdem wächst es (ebenso wie q_2 bei dem andern Verfahren) mit der Salzigkeit des Wassers. In beiden Beziehungen muss bei der Anwendung des Verfahrens möglichst weit gegangen werden, um ein brauchbares Ergebniss erwarten zu dürfen; wäre $m = 1$ und $s_2 = 0{,}01$, so müsste gemäss (6) dieser specifische Salzgehalt bis auf 0,0001 sicher bestimmt werden, um x bis auf 0,01 zuverlässig zu finden.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg