…s
…eisteswelt

Vater-Schmidt

Praktische Thermodynamik

Aufgaben und Beispiele zur Technischen Wärmelehre

Zweite Auflage

B. G. Teubner · Leipzig · Berlin

Die Sammlung

„Aus Natur und Geisteswelt“

Bisher sind erschienen

zur Technik und mechanischen Industrie:

Geschichte und Grundlagen der Technik.

Schöpfungen der Ingenieurtechnik der Neuzeit. Von Ober- u. Geh. Reg.-Rat M. Geitel. 2. Aufl. Mit 32 Abbildungen. (Bd. 28.)

Einführung in die Technik. Von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. H. Lorenz. Mit 77 Abb. im Text. (Bd. 729.)

Mechanik.

Mechanik. Von Prof. Dr. G. Hamel. I. Grundbegriffe der Mechanik. Mit 38 Figuren. *II. Mechanik der festen Körper. *III. Mechanik der flüssigen u. luftförmigen Körper. (Bd. 684/86.)

Aufgaben aus der technischen Mechanik. Für den Schul- und Selbstunterricht. Von Prof. R. Schmitt. I. Bewegungslehre, Statik und Festigkeitslehre. 2. Aufl. 240 Aufgaben und Lösungen. Mit zahlreichen Figuren im Text. II. Dynamik und Hydraulik. 2. Aufl. bearb. v. Oberstudienrat Prof. Dr. G. Wiegner. 198 Aufgaben und Lösungen mit zahlreichen Figuren im Text. (Bd. 558/559.)

Statik. Von Gewerbeschulrat Oberstudiendirektor A. Schau. 2. Aufl. Mit 112 Fig. (Bd. 828.)

Festigkeitslehre. Von Gewerbeschulrat Oberstudiendirektor A. Schau. 2. Auflage. Mit 119 Figuren. (Bd. 829.)

Einführung in die technische Wärmelehre (Thermodynamik). Von Geh. Bergrat Prof. R. Vater. 3. Auflage bearbeitet von Prof. Dr. F. Schmidt. Mit 46 Abbildungen im Text. (Bd. 516.)

Praktische Thermodynamik. Aufgaben und Beispiele zur technischen Wärmelehre. Von Geh. Bergrat Prof. R. Vater. 2. Aufl. herausg. v. Prof. Dr. Fr. Schmidt. Mit 40 Abb. im Text u. 3 Tafeln. (Bd. 596.)

Bergbau, Hüttenwesen und mechanische Technologie

Unsere Kohlen. Von Bergassessor Privatdoz. Dr. P. Kukuk. 3., verb. Aufl. Mit 55 Abbildungen im Text und 3 Tafeln. (Bd. 396.)

***Das Eisenhüttenwesen.** Von Geh. Bergrat Prof. Dr. H. Wedding. 7. Aufl. von Diplom-Ing. Bergassessor F. W. Wedding. Mit 22 Abb. (Bd. 20.)

Maschinenelemente. Von Geh. Bergrat Prof. R. Vater. 4., erw. Aufl. bearbeitet von Prof. Dr. F. Schmidt. Mit 183 Abb. (Bd. 301.)

Hebezeuge. Hilfsmittel zum Heben fester, flüssiger und gasförmiger Körper. Von Geh. Bergrat Prof. R. Vater. 3. erweiterte Aufl. mit 75 Abb. im Text bearb. von Prof. Dr. Fr. Schmidt. (Bd. 196.)

Die Fördermittel. Einrichtungen zum Fördern von Massengütern und Einzellasten in industriellen Betrieben. Von Oberingenieur O. Bechstein. Mit 74 Abb. im Text. (Bd. 726.)

***Das Holz**, seine Bearbeitung und seine Verwendung. Von Studienprof. J. Großmann, Oberinspektor der Lehrwerkstätten für Holzbearbeitung in München. 3. Aufl. (Bd. 473.)

Die Spinnerei. Von Direktor Prof. M. Lehmann. Mit 35 Abbildungen. (Bd. 338.)

Maschinenlehre.

Die Dampfmaschine. Von Geh. Bergrat Prof. R. Vater. 2 Bde. I. Bd.: Wirkungsweise des Dampfes im Kessel und in der Maschine. 5. Aufl. Von Prof. Dr. F. Schmidt. Mit 38 Abb. II. Bd.: Ihre Gestaltung und ihre Verwendung. 3. Aufl. Von Prof. Dr. F. Schmidt. Mit 94 Abb. (Bd. 393/94.)

Die neueren Wärmekraftmaschinen. Von Geh. Bergrat Prof. R. Vater. 2 Bände. I. Bd.: Einführung in die Theorie und den Bau der Gasmaschinen. 6. Aufl. Von Prof. Dr. F. Schmidt. Mit 45 Abb. (Bd. 21.) II. Bd.: Gaserzeuger, Großgasmaschinen, Dampf- u. Gasturbinen. 5. Aufl. bearb. von Prof. Dr. F. Schmidt. Mit 46 Abb. (Bd. 86.)

Wasserkraftausnutzung und Wasserkraftmaschinen. Von Dr.-Ing. F. Lawaczek. Mit 57 Abb. (Bd. 732.)

Landwirtschaftliche Maschinenkunde. Von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. G. Fischer. Mit 64 Abbildungen. 2. Auflage. (Bd. 316.)

Elektrotechnik.

Grundlagen der Elektrotechnik. Von Obering. A. Rotth. 3. Aufl. Mit 70 Abb. (Bd. 391.)

Die elektrische Kraftübertragung. Von Ing. P. Köhn. 2. Aufl. Mit 133 Abb. (Bd. 424.)

Drähte und Kabel, ihre Anfertigung und Anwendung in der Elektrotechnik. Von Telegraphendirektor H. Brick. 2. Aufl. Mit 43 Abb. (Bd. 285.)

Die Telegraphen- und Fernsprechtechnik in ihrer Entwicklung. Von Telegraphendirektor H. Brick. 2. Aufl. Mit 65 Abb. (Bd. 235.)

Das Telegraphen- und Fernsprechwesen. 2. Aufl. Von Abteilungsdirektor O. Sieblist. (Bd. 183.)

Die drahtlose Telegraphie und Telephonie. Ihre Grundlagen und Entwicklung. Von Studienrat Dr. P. Fischer. Mit 48 Abb. (Bd. 822.)

Hausbau und Wohnungswesen.

Der Eisenbetonbau. Von Dipl.-Ing. E. Haimovici. 2. Aufl. Mit 82 Abbildungen im Text sowie 8 Rechnungsbeispielen. (Bd. 275.)

Wohnungswesen. Von Prof. Dr. R. Eberstadt. Mit 11 Abb. im Text. (Bd. 709.)

Verkehrstechnik.

Das Eisenbahnwesen. Von Eisenbahnbau- und Betriebsinspektor a. D. Dr.-Ing. E. Biedermann. 3., verb. Aufl. Mit 62 Abbildungen. (Bd. 144.)

Die Klein- und Straßenbahnen. Von Oberingenieur a. D. Oberlehrer A. Liebmann. Mit 85 Abb. (Bd. 322.)

***Automobil und Motorrad.** Bauart, Bedienung, Behandlung. Von Ingenieur K. Hansland. (Bd. 711.)

Die Luftfahrt, ihre wissenschaftlichen Grundlagen und ihre technische Entwicklung. Von Dr. R. Nimführ. 3. Auflage von Dr. F. Huth. Mit 60 Abbildungen. (Bd. 300.)

Nautik. Von Direktor Dr. J. Möller. 2. Aufl. Mit 64 Fig. im Text u. 1 Seekarte. (Bd. 255.)

Kriegstechnik.

Die Handfeuerwaffen. Ihre Entwicklung und Technik. Von Major R. Weiß. Mit 69 Abbildungen. (Bd. 364.)

Unsere Kriegsschiffe. Ihre Entstehung und Verwendung. Von Geh. Marinebaurat a. D. E. Krieger. 2. Aufl. von Marinebaurat Friedr. Schürer. Mit 62 Abb. (Bd. 389.)

Graphische und Fein-Industrie.

***Wie ein Buch entsteht.** Von Reg.-Rat Professor A. W. Unger. 6. Aufl. Mit Tafeln und zahlreichen Abbildungen im Text. **Doppelband.** (Bd. 175.)

Die Schmucksteine und die Schmuckstein-Industrie. Von Dr. A. Eppler. Mit 64 Abbildungen. (Bd. 376.)

Die Uhr. Grundlagen und Technik der Zeitmessung. Von Prof. Dr.-Ing. H. Bock. 2., umgearbeitete Auflage. Mit 55 Abbildungen im Text. (Bd. 216.)

Die Schreibmaschine und das Maschinenschreiben. Von Fortbildungsschuldirigent H. Scholz. Mit 39 Textfig. (Bd. 694.)

Zeichnen.

Der Weg zur Zeichenkunst. Von Oberstudiendir. Dr. E. Weber. 3. Aufl. Mit 84 Abb. und 1 Farbtafel. (Bd. 430.)

Grundzüge der Perspektive nebst Anwendungen. Von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. K. Doehlemann. 2. verb. Aufl. Mit 91 Fig. u. 11 Abb. (Bd. 510.)

Geometrisches Zeichnen. Von akad. Zeichenlehrer A. Schudeisky. Mit 172 Abb. im Text und auf 12 Tafeln. (Bd. 568.)

Projektionslehre. Die rechtwinkl. Parallelprojektion und ihre Anwendung auf die Darstellung techn. Gebilde nebst Anhang über die schiefwinkl. Parallelprojektion in kurzer leichtfaßlicher Darstell. für Selbstunterricht und Schulgebrauch. Von akad. Zeichenlehrer A. Schudeisky. 2. Aufl. Mit 165 Fig. im Text. (Bd. 564.)

Maße und Messen. Von Dr. W. Block. Mit 34 Abb. (Bd. 385.)

Die mit * bezeichneten und weitere Bände befinden sich in Vorbereitung.

Aus Natur und Geisteswelt
Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen

596. Bändchen

Praktische Thermodynamik

Aufgaben und Beispiele zur Technischen Wärmelehre

Von
Richard Vater
weil. Geh. Bergrat, ordentl. Professor
an der Technischen Hochschule Berlin

Zweite Auflage
herausgegeben von

Dr. Fritz Schmidt
Privatdozent a.d. Techn. Hochschule Berlin

Mit 40 Abbildungen im Text
und 3 Tafeln

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin 1923

Photomechanisches Gummidruckverfahren der Druckerei B. G. Teubner, Leipzig

Vorwort.

Das Buch soll in erster Linie zeigen, eine wie mannigfaltige Anwendung die in dem Bändchen „Technische Wärmelehre" abgeleiteten Regeln und Formeln auf allen möglichen Gebieten der Technik, insbesondere der Wärmekraftmaschinen gefunden haben; es gibt aber auch vielfach in der Form von „Aufgaben" wichtige Ergänzungen und Erweiterungen, die in dem früheren Bändchen teils des beschränkten Raumes wegen, teils zur Erzielung besserer Übersichtlichkeit fortgelassen worden waren. Die Lösungen der Aufgaben sind absichtlich durchweg sehr ausführlich gehalten, und da außerdem die Einteilung des Buches sich streng an das Bändchen „Technische Wärmelehre" anlehnt, ist es gegebenenfalls sehr leicht, sich über die betreffenden Grundlagen und die Ableitung der vorkommenden Formeln genau zu unterrichten.

Ich hoffe, daß das kleine Buch dazu beitragen wird, die Scheu vor der angeblich so schwierigen Thermodynamik weiter zu verringern, und bei der Fülle und Mannigfaltigkeit der Aufgaben vielleicht auch dem Praktiker manchmal willkommen sein wird, der gewisse technische Aufgaben rechnerisch zu behandeln hat.

Berlin-Grunewald, im März 1918.

R. Vater.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Das vorliegende, in erster Linie dem Selbstunterricht gewidmete Buch enthält Aufgaben und Übungsbeispiele zur mechanischen Wärmetheorie und lehnt sich eng an den ebenfalls vom Geheimen Bergrat Professor R. Vater verfaßten und in der gleichen Sammlung erschienenen Band Nr. 516 „Einführung in die technische Wärmelehre" an. Gegenüber der früheren Auflage des Buches, dessen Darstellungsweise nach zahlreichen Äußerungen dem praktischen Bedürfnis entspricht, lag für die Neuauflage keine Veranlassung zu wesentlichen Änderungen vor. Möge es auch in der neuen Ausgabe zur Erleichterung des Verständnisses des wichtigen Gebietes der technischen Wärmelehre beitragen und den Leser mit der Anwendung der verschiedenen Gesetze und Regeln vertraut machen.

Berlin, im Oktober 1922.

Dr. Fritz Schmidt.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Erster Abschnitt: Zustand und Zustandsänderungen . . 1
Aufgaben 1—26 nebst Lösungen

Zweiter Abschnitt: Wärme und Arbeit 31
Aufgaben 27—54 nebst Lösungen

Dritter Abschnitt: Kreisprozesse und Carnotscher Kreisprozeß 52
Aufgaben 55—57 nebst Lösungen

Vierter Abschnitt: Dämpfe 55
Aufgaben 58—73 nebst Lösungen

Fünfter Abschnitt: Entropie 73
Aufgaben 74—76 nebst Lösungen

Sechster Abschnitt: S, T-Diagramm 78
Aufgaben 77—79 nebst Lösungen

Siebenter Abschnitt: J, S-Diagramm von Mollier . . . 83
Aufgaben 80—86 nebst Lösungen

Anhang 93

Sachregister 95

Erster Abschnitt.

Zustand und Zustandsänderungen.

Aufgabe 1. In einem Quecksilberbarometer (Abb. 1) steht das Quecksilber $h = 761$ mm hoch. Ein neben dem Barometer aufgehängtes Thermometer zeigt eine Temperatur von $t = 35^0$ C an.

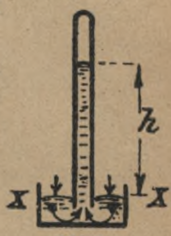


Abb. 1.

a) Wie hoch würde das Barometer stehen, wenn die Temperatur 0^0 C betragen würde und Quecksilber sich bei 1^0 Temperaturzunahme um $\beta = 1:5550$ seines ursprünglichen Volumens ausdehnt?

b) Wie groß ist der Flächeneinheitsdruck P, der diesem Barometerstande entspricht?

c) Wie groß ist der Druck in at?

Lösungen. a) Es sei $V_0 = F \cdot h_0$ das Volumen des in dem Barometerrohre stehenden Quecksilbers bei einer Temperatur von 0^0 C; $V_1 = F \cdot h_1$ die entsprechenden Werte bei 1^0 C; $V_t = F \cdot h_t$ die entsprechenden Werte bei t^0 C, dann ist unter Berücksichtigung des soeben über die Zahl β Gesagten:

$$V_1 = V_0 + \beta \cdot 1 \cdot V_0 = V_0 (1 + \beta \cdot 1)$$

$$V_t = V_0 + \beta \cdot t \cdot V_0 = V_0 (1 + \beta \cdot t)$$

$$V_0 = \frac{V_t}{1 + \beta \cdot t} \text{ und demgemäß auch}$$

$$h_0 = \frac{h_t}{1 + \beta \cdot t} = \frac{761}{1 + \frac{35}{5550}} = 756{,}2 \text{ mm.}$$

Man nennt 756,2 den auf 0^0 C zurückgeführten (oder reduzierten) Barometerstand gegenüber dem abgelesenen von 761 mm. Ein solches Zurückführen auf eine bestimmte Temperatur (meistens 0^0 C) ist stets erforderlich, wenn Barometerstände, die zu verschiedenen Zeiten oder in verschiedenen Räumen abgelesen sind, miteinander verglichen werden sollen.

b) Da einem Barometerstande von 736 mm Qu ein Flächeneinheitsdruck von 10000 kg/qm entspricht, so ist im vorliegenden Falle: $P = (10000 : 736) \times 756{,}2 = 10280$ kg/qm.

c) Der Barometerstand entspricht einem Drucke von 1,028 at.

Aufgabe 2. Bei rein physikalischen Untersuchungen wird meistens ein (auf 0° C zurückgeführter) Barometerstand von 760 mm Qu als sogenannter normaler Barometerstand angesehen. Welchem Flächeneinheitsdrucke P und welcher at-Zahl entspricht dieser Wert?

Lösung. $P = (10000 : 736) \times 760 = 10330$ kg/qm entsprechend 1,033 at.

Aufgabe 3. Für eine Dampfturbine ist ein Dampfverbrauch von 8 kg/KW-st nur unter der Voraussetzung gewährleistet, daß im Kondensator ein Vakuum — wie es gewöhnlich heißt — (besser ein Unterdruck) von 90% herrscht.

An dem Tage, an welchem der Abnahmeversuch der Turbine stattfindet, wird ein (auf 0° zurückgeführter) Barometerstand von 758 mm festgestellt, während das Vakuummeter (ein mit dem Kondensator in Verbindung stehendes Barometerrohr) 670 mm anzeigt. Entspricht das dem verlangten Unterdrucke von 90%?

Lösung. Würde in dem Kondensator vollkommene Luftleere herrschen, dann würde ein an diesen Kondensator angeschlossenes Quecksilberbarometer (Abb. 2) einen Barometerstand h (natürlich nach der negativen Seite hin) zeigen, der genau (zu 100%) dem Barometerstande der Außenluft an dem betreffenden Tage entsprechen würde. Soll dagegen der Unterdruck nur 90% betragen, so heißt das: der Unterdruck im Kondensator soll so groß sein, daß die Höhe h der (negativen) Quecksilbersäule am Kondensator 90% des an dem betreffenden Tage herrschenden (positiven) Barometerstandes beträgt.

Abb. 2.

Da $(670 : 758) \times 100 = 88{,}5\%$ sind, ist der Unterdruck im Kondensator an dem betreffenden Tage schlechter als verlangt. Es muß infolgedessen für die Turbine ein höherer Dampfverbrauch als der gewährleistete zugebilligt werden.

Aufgabe 4. Im Dampfkessel einer Niederdruck-Dampfheizung soll höchstens ein Überdruck über die Außenluft von 0,2 at auftreten. Um dies zu erreichen, wird der Kessel mit einem beiderseits offenen Sicherheitsrohre versehen. (Abb. 3.)

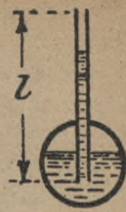


Abb. 3.

Wie groß darf l, die Länge des Rohres, höchstens sein?

Lösung. Da 10 m WS einer at entsprechen, darf die Länge des Rohres nur $l = 10 \cdot 0{,}2 = 2$ m betragen.

Aufgabe 5. Durch Abwiegen wurde festgestellt, daß 0,6 cdm Leuchtgas bei 15 °C und 750 mm Qu 0,3258 g wiegen. Wie groß ist das kg-Volumen dieses Leuchtgases?

Lösung. Da hier (wie eine einfache Überlegung zeigt) 0,6 cbm dieses Leuchtgases 0,3258 kg wiegen, beträgt das kg-Volumen

$$v = 0{,}6 : 0{,}3258 = 1{,}842 \text{ cbm/kg}.$$

Aufgabe 6. Ein Kolbengebläse (Luftverdichtungsmaschine) soll minutlich 600 cbm Luft von Außenluftspannung (angenommener Barometerstand 736 mm Qu) ansaugen und sie auf 0,5 at Ue verdichten. Wieviel PS sind dazu theoretisch erforderlich, wenn angenommen wird, daß die Luftverdichtung ohne Erhöhung der Temperatur erfolgt?

Lösung. Die theoretische Arbeitsweise des Gebläses ergibt sich aus Abb. 4, wobei nach den Gesetzen der Technischen Wärmelehre die Verdichtung von 1 cbm Luft eine Arbeit erfordert von

$$L = P_2 \log\text{nat} \frac{P_3}{P_2} \text{ mkg}.$$

Hierin ist $P_2 = 10\,000$ kg/qm, $P_3 = 15\,000$ kg/qm (entsprechend 1,5 at abs) und daher

$$L = 10\,000 \log\text{nat} \frac{1{,}5}{1} = 4050 \text{ mkg}.$$

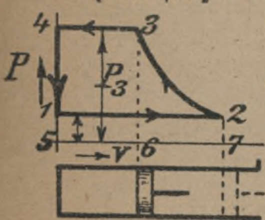


Abb. 4.

Da in der Minute 600, in der sek also 10 cbm angesaugt und verdichtet werden sollen, so ergibt sich eine sekundliche Arbeit von 40 500 sek mkg/sek oder

$$N = \frac{1}{75} \cdot 40500 = 540 \text{ PS}.$$

Aufgabe 7. Mittels eines Turbokompressors[1]) soll Luft von Außenluftspannung angesaugt werden (angenommener Barometerstand 736 mm Qu) und auf 6 at Ue verdichtet werden. Die Luftverdichtung soll unter ganz gleichmäßiger Arbeitsverteilung in einer größeren Anzahl von Stufen vor sich gehen[1]), und zwar unter der Annahme, daß sich während der Verdichtung die Temperatur nicht ändert (isothermische Verdichtung).

Wenn die Arbeitsverteilung auf alle Stufen ganz gleichmäßig sein soll, dann muß das Verhältnis von Enddruck zu Anfangsdruck in sämtlichen Stufen gleich groß sein und soll im vorliegenden Falle zu 1,1 angenommen werden. (Man spricht dann von einer „relativen Druckzunahme von 10 % in jeder Stufe".) Wieviel Stufen sind erforderlich?

Lösung. Ist p_0 in at die Ansaugespannung (Druck der Außenluft), p_1 in at die Endspannung in der ersten Stufe, p_2 die Endspannung in der zweiten Stufe usw. und p die Endspannung in der n-ten Stufe, dann ist nach Voraussetzung

$p_1/p_0 = 1{,}1$ oder (wegen $p_0 = 1$) $p_1 = 1{,}1 \cdot 1 = 1{,}1$ at. Ebenso ist nach Voraussetzung:

$p_2/p_1 = 1{,}1$ oder $p_2 = 1{,}1 \cdot p_1 = 1{,}1 \cdot 1{,}1 = 1{,}1^2$

$p_3 = 1{,}1^3, \cdots, p = 1{,}1^n$.

Da $p = 6$ at Ue $= 7$ at abs, so erhält man:

$$n \cdot \log 1{,}1 = \log 7 \text{ und daraus } n = \sim 20 \text{ Stufen.}$$

Aufgabe 8. Es wird ein Turbokompressor gebaut, welcher Luft von Außenluftspannung (entsprechend $p_1 = 1$ at abs) ansaugt und auf $p_2 = 11$ at abs verdichtet. Nach Fertigstellung in der Fabrik wird die Anlage hoch oben im Gebirge aufgestellt, wo der Luftdruck im Mittel nur $p' = 0{,}8$ at abs beträgt. Die zum Betriebe des Kompressors aufgewendete Arbeit soll dieselbe bleiben. Bis zu welcher Höhe p'' wird jetzt die Luft verdichtet?

Lösung. Da die aufgewendete Arbeit in beiden Fällen gleich groß sein soll, so ist für jeden cbm angesaugte Luft

1) Siehe des Verf. „Hebezeuge", 2. Aufl. (ANuG Bd. 196).

$L = P_1 \log \text{nat} \frac{p_2}{p_1} - P' \log \text{nat} \frac{p''}{p'}$, woraus $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{P_1} = \left(\frac{p''}{p'}\right)^{P'}$
und nach einer kleinen Umformung und Eintragung der Werte

$$\left(\frac{11}{1}\right)^{\frac{1}{0,8}} = \left(\frac{p''}{0,8}\right) \text{ oder } p'' = 0,8 \cdot 11^{1,25} = 9 \text{ at abs.}$$

Umgekehrt ist also wohl zu beachten: Wenn ein solcher Kompressor etwa hoch oben im Gebirge Luft von 0,8 at abs ansaugen und auf 9 at abs verdichten soll, dann muß er unten in der Ebene für 11 (!) at abs Verdichtung gebaut und ausprobiert werden.

Aufgabe 9. Wieviel wiegt 1 cbm Luft von 30° C bei einem Barometerstande von 750 mm Qu? Wie groß ist das kg-Volumen dieser Luft?

Lösung. Das Gewicht von 1 cbm ist das spezifische Gewicht $\gamma = P : RT$; die Gaskonstante für Luft ist $R = 29,26$; $T = 273 + 30 = 303^0$. P ist hier der Flächeneinheitsdruck in kg/qm bei einem Barometerstande von 750 mm Qu. Da für 736 mm Qu der Flächeneinheitsdruck $P' = 10000$ kg/qm ist, so ist im vorliegenden Falle $P = (10000 : 736) \times 750 = 10200$ kg/qm und daher

$$\gamma = \frac{10200}{29,26 \cdot 303} = 1,15 \text{ kg/cbm.}$$

Die Lösung könnte auch noch in einer anderen Weise erfolgen: Wenn man nämlich weiß, daß 1 cbm Luft bei $t_0 = 0^0$ C ($T_0 = 273^0$ abs) und 760 mm Qu $\gamma_0 = 1,293$ kg wiegt, so könnte man sagen: nach der allgemeinen Zustandsgleichung ist

$$\frac{P}{\gamma T} = \frac{P_0}{\gamma_0 T_0} \text{ oder } \gamma = \gamma_0 \left(\frac{P}{P_0}\right) \cdot \frac{T_0}{T} = 1,293 \cdot \frac{750}{760} \cdot \frac{273}{303} = 1,15 \text{ kg/cbm.}$$

Das kg-Volumen ist $v = \frac{1}{\gamma} = 0,87$ cbm/kg.

Aufgabe 10. Schornsteinzug. Es ist die günstigste Schornsteintemperatur zur Erzielung eines möglichst guten Zuges zu bestimmen.

Lösung. Um irgendeinen Brennstoff in einer Feuerungsanlage zu verbrennen, braucht man Sauerstoff, den man der Luft entnimmt, die meist durch natürlichen, sogenannten „Zug" in die Feuerung hineingebracht wird. Der Ausdruck „Zug" ist eigentlich verkehrt. Nicht um einen Zug handelt es sich, sondern im Gegenteil um einen

Druck: Durch die Wärme der Verbrennungsgase entsteht nämlich im Inneren der Feuerungsanlage, insbesondere in den hohen Schornsteinen, ein Unterdruck, und der Druck der Außenluft ist es, der dann immer wieder neue Luft in die Feuerungsanlage hineindrückt. Man kann einen Schornstein betrachten als die eine Seite eines Paares sogenannter kommunizierender Rohre von gleicher Länge, die andere Seite wäre dann die gesamte Außenluft bis zur Höhe des Schornsteines. Es ist bekannt, daß die Weite der Rohre gar keine Rolle spielt. Das eine der beiden kommunizierenden Rohre (hier die Außenluft) kann also einen sehr großen, das andere (der Schornstein) einen verhältnismäßig sehr kleinen Durchmesser haben, ohne daß dadurch die für die kommunizierenden Rohre geltenden Gesetze eine Änderung erfahren. Das weite Rohr (die Außenluft) ist angefüllt mit kalter, also schwerer Luft, das enge Rohr (der Schornstein) mit heißer, also leichter Luft. Nach dem Gesetz der kommunizierenden Rohre sucht nun die schwere Flüssigkeit (kalte Luft) des einen Rohres die leichte Flüssigkeit (heiße Luft) des anderen Rohres zu verdrängen. Auf diesem Wege wird aber die schwere „Flüssigkeit" durch die Verbrennung des Brennstoffes selber zur leichten Flüssigkeit, und so kommt eine ständige Luftbewegung durch die Feuerungsanlage hindurch auf natürlichem Wege zustande. Die Skizze Abb. 5 zeigt diese Verhältnisse, wobei die Außenluft durch das weite Rohr dargestellt wird. Um die folgenden Betrachtungen zu vereinfachen, möge noch angenommen werden, daß der Durchmesser d des Schornsteines und die im Inneren des Schornsteines herrschende Temperatur t_1 durchweg unveränderlich seien, sowie daß die Verbrennungsgase in ihren Eigenschaften mit der Luft vollständig übereinstimmen.

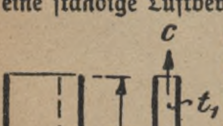


Abb. 5.

Soll im Inneren der Anlage Gleichgewicht vorhanden sein, eine Bewegung also nicht stattfinden, so müßte etwa an der Stelle $x - x$ das Gewicht der im Schornsteine befindlichen Luft $G_1 = \frac{d^2\pi}{4} \cdot H \cdot \gamma$ gleich sein dem Drucke G, den die Außenluft auf den unteren Schornsteinquerschnitt ausübt, wobei sich G leicht berechnen läßt, wenn der Barometerstand an dem betreffenden Tage gegeben ist. Beträgt er z. B. b mm Qu, so wäre jener Druck auf den unteren Schornsteinquerschnitt $G = \frac{b \cdot 10000}{736} \cdot \frac{d^2 \pi}{4}$ (vgl. Aufg. 1, Frage b), was man wieder als das Gewicht einer Flüssigkeitssäule von gleichem Durchmesser d auffassen kann. In Wirklichkeit ist das nun, wenn die Feuerungsanlage im Betriebe ist, nicht der Fall. Es ist dann $G > G_1$, und $G - G_1$ ist die Kraft, welche bewirkt, daß sich die Luft mit einer gewissen Geschwindigkeit c durch den Schornstein hindurchbewegt und oben aus ihm ausströmt. Da G_1 um so kleiner, $G - G_1$ also um so größer wird, je höher die Temperatur im Inneren des Schornsteines ist, so müßte man zunächst annehmen, daß der Schornstein immer besser „ziehen" würde, mit je höherer Temperatur die Feuergase den Schornstein verlassen. Die folgenden Betrachtungen sollen zeigen, daß das in Wirklichkeit nicht der Fall ist.

Eine Ausflußgeschwindigkeit h läßt sich bekanntlich immer dar stellen durch die Formel $c = \sqrt{2\,g\,h}$ m/sek, wobei h in m immer eine Höhe der ausfließenden Flüssigkeit darstellt. Man kann nun h hier auffassen als die Höhe einer Luftsäule von gleichem Durchmesser, gleicher Temperatur und Dichtigkeit wie die Luftsäule im Schornstein und ihrem Gewichte nach entsprechend dem oben erwähnten Gewichtsunterschied $G - G_1$. Man erhält dann also (Abb. 6) ein Paar kommunizierender Rohre von verschiedener Länge, aber angefüllt mit derselben Flüssigkeit (heißer Luft), wodurch natürlich in dem kürzeren Schenkel ebenfalls die obenbesprochene Bewegung eintritt. Das Gewicht der heißen Luftsäule von der Höhe $H + h$ wäre dann also gleich dem Gewichte der früheren kalten Luftsäule von der Höhe H (Abb. 5), und da beide Luftsäulen unter demselben (Außenluft-) Drucke stehend zu denken sind, verhalten sich nach dem Gesetze von Gay-Lussac ihre Volumina wie ihre absoluten Temperaturen, d. h. $\frac{H+h}{H} = \frac{T_1}{T}$ oder $h = H\left(\frac{T_1 - T}{T}\right)$ und damit die theoretische

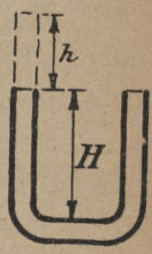


Abb. 6.

Geschwindigkeit, mit welcher die Gase durch den Schornstein streichen, $c = \sqrt{2gh} = \sqrt{2gH\frac{T_1-T}{T}}$ m/sek. Die tatsächliche Geschwindigkeit ist nun freilich eine wesentlich geringere, da ja hier alle die vielen Widerstände unberücksichtigt geblieben sind, welche die Feuergase beim Hindurchstreichen durch die Feuerungsanlage zu überwinden haben. Berücksichtigt man diese Widerstände, indem man eine Vorzahl $\zeta < 1$ hinzufügt, also setzt $c = \zeta\sqrt{2gH\left(\frac{T_1-T}{T}\right)}$, so lassen sich aus dieser Gleichung, auch wenn man die Größe von ζ nicht bestimmen kann, trotzdem wichtige Schlüsse ziehen mit Bezug auf diejenige sekundliche Menge Q kalter Luft, welche bei einer bestimmten Schornsteintemperatur T_1 der Feuerung zugeführt wird. Die Größe dieser zugeführten Luftmenge ist ja aber entscheidend für den „Zug", welchen der Schornstein ausübt. Das der Feuerung sekundlich zuströmende Gewicht an kalter Luft muß selbstverständlich gleich sein dem Gewicht der in derselben Zeit aus dem Schornstein entweichenden heißen Luft von der Menge $f \cdot c$ cbm/sek, und da beide Luftmengen unter demselben (Außenluft-) Drucke stehen, verhalten sich wieder ihre Volumina wie die absoluten Temperaturen, d. h. $\frac{Q}{f \cdot c} = \frac{T}{T_1}$ und daher $Q = f \cdot \frac{T}{T_1} \cdot c = f \cdot \frac{T}{T_1} \cdot \zeta\sqrt{2gH\left(\frac{T_1-T}{T}\right)}$ $= f \cdot \zeta\sqrt{2gH} \cdot \sqrt{\frac{T(T_1-T)}{T_1^2}}$. In dieser Gleichung kann $f \cdot \zeta\sqrt{2gH}$ = Const, d. h. als ein für eine vorhandene Feuerungsanlage annähernd gleichbleibender Wert angesehen werden. Setzt man noch $\sqrt{\frac{T(T_1-T)}{T_1^2}} = m$, so erhält man schließlich

$$Q = \text{Const} \cdot m.$$

Führt man statt der absoluten Temperaturen die Temperaturen der Celsiusskala ein und setzt die Temperatur der Außenluft $t = 0^0$, so erhält man für Schornsteintemperaturen

$t_1 =$	110	150	200	273	300	400	500° C
$m =$	0,453	0,479	0,494	0,5	0,499	0,492	0,478.

Hieraus ergibt sich nun folgende für die Praxis außerordentlich wichtige Tatsache: Eine Erhöhung der Schornsteintemperaturen über etwa 273° hat keine Verstärkung des Zuges mehr zur Folge (denn m und damit Q nehmen wieder ab!). Anderseits wird durch eine Erniedrigung der Schornsteintemperatur auf 200° C, ja selbst auf 150° C die Stärke des „Zuges" nur unwesentlich herabgemindert. Es ist also unwirtschaftlich, mit zu hohen Schornsteintemperaturen zu arbeiten, da natürlich mit diesen hohen Temperaturen in demselben Verhältnis auch die Wärmemenge zunimmt, welche die Schornsteingase unausgenützt aus der Feuerungsanlage mit fortnehmen.

Aufgabe 11. Umrechnen von Gasmengen auf anderen Druck und Temperatur. In einem 3 lit fassenden Gefäß befinde sich Leuchtgas von 22° C. Ein an das Gefäß angesetztes, teilweise mit Wasser gefülltes Barometerröhrchen (vgl. Abb. 7 a. f. S.) zeigt, daß der Überdruck des Gases über die Außenluft 30 mm WS beträgt. Der Barometerstand an dem betreffenden Tage betrage $b = 752$ mm Qu. Welchen Raum nimmt dieses Leuchtgas ein bei 0° C, wenn es unter einem absoluten Drucke von 760 mm Qu steht?

Lösung. 30 mm WS entsprechen $\frac{30 \cdot 736}{10000} = 2{,}2$ mm Qu. Das Gas steht also in dem Gefäße unter einem absoluten Drucke von $752 + 2{,}2 = 754{,}2$ mm Qu. Nach der allgemeinen Zustandsgleichung für Gase ist $\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$. In dieser Gleichung ist oder kann gesetzt werden $P_1 = 754{,}2$ mm; $V_1 = 0{,}003$ cbm; $T_1 = 273 + 22 = 295$; $P_2 = 760$ mm Qu; $T_2 = 273°$ abs. Gesucht wird V_2. Man findet $V_2 = \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot V_1 = \frac{754{,}2}{760} \cdot \frac{277}{295} \cdot 0{,}003 = 0{,}0028$ cbm.

Aufgabe 11a. Es soll der Heizwert von Gasen mittels des Heizwertmessers von Junkers bestimmt werden.

Lösung. Unter Heizwert H eines Gases versteht man diejenige Wärmemenge, welche 1 cbm Gas bei vollkommener Verbrennung liefert. Er wird in der Weise bestimmt, daß man mit dem Gase Wasser erwärmt und aus der Menge des erwärmten Wassers und des dazu verbrauchten Gases die betreffende Wärmemenge berechnet.

Eine Wärmeeinheit (WE) wird verbraucht zur Erwärmung von 1 kg, also 1 lit, Wasser um 1° C. Hat man also m kg Wasser um

t^0C erwärmt, so hat das zur Erwärmung verbrauchte Gas $m \cdot t$ WE geliefert. Sind zu dieser Erwärmung n cbm Gas verbrannt worden, so hat 1 cbm Gas bei seiner Verbrennung $H = \frac{m \cdot t}{n}$ WE/1 cbm geliefert.

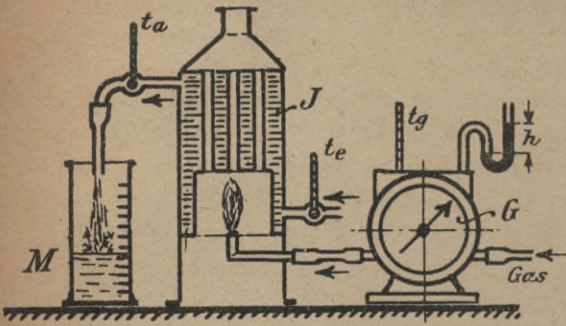


Abb. 7.

Die Skizze Abb. 7 gibt ein Schema der Anordnung, wie sie bei Heizwertbestimmungen mit dem Heizwertmesser (Kalorimeter) von Professor Junkers angewendet wird. G ist eine Gasuhr, auf welcher das verbrauchte Gas in lit abgelesen wird. J ist der eigentliche Heizwertmesser, bestehend in einer Art von Feuerrohrkessel, in dessen Innerem eine Gasflamme brennt. Die Temperatur t_e des eintretenden und die Temperatur t_a des austretenden Wassers wird mit geeignet angebrachten Thermometern gemessen. Es möge hier nur kurz erwähnt werden, daß der Junkerssche Heizwertmesser in Wirklichkeit nicht ein so einfacher Feuerrohrkessel ist, wie ihn die schematische Skizze Abb. 7 der Deutlichkeit wegen zeigt. Bei der skizzierten Ausführung würden nämlich die Verbrennungsgase ihre Wärme nicht vollständig genug an das Wasser abgeben. Eine solche vollständige Wärmeabgabe muß aber natürlich erstrebt werden, wenn die Messungsergebnisse genau sein sollen. Bei dem Junkersschen Apparate werden daher die Verbrennungsgase in sinnreicher Weise mehrfach an den Kesselwandungen entlanggeführt und treten dann annähernd mit Raumtemperatur aus dem Apparate aus, woraus zu ersehen ist, daß sie ihren gesamten Wärmeinhalt an das durchfließende Wasser abgegeben haben.

Wie man erkennt, ist $t = t_a - t_e$ die Anzahl Grade, um welche das durchfließende Wasser erwärmt wird. Für den Versuch leitet man mittels eines Gummischlauches auf Kommando das abfließende

Wasser in ein Meßgefäß M und schiebt, wieder auf Kommando, den Gummischlauch beiseite, wenn eine bestimmte Gasmenge, gewöhnlich 3 lit, also $n = 0{,}003$ cbm, durch die Gasuhr hindurchgegangen sind. Das Meßgefäß gibt dann die Anzahl m der während des Versuches hindurchgeflossenen und von dem Gase erwärmten lit Wasser an.

Bei einem Versuche wurden abgelesen $t_e = 11^0$, $t_a = 21^0$ C, $m = 1{,}45$ kg (lit) Wasser, $n = 0{,}003$ cbm (3 lit) Gas. Man findet den Heizwert, wir wollen ihn zunächst H' nennen, nach der oben angegebenen Formel $H' = \frac{m \cdot t}{n} = \frac{m(t_a - t_e)}{n} = \frac{1{,}45 \cdot 10}{0{,}003} = 4850$ WE. Es ist dabei wohl zu beachten, daß gemäß der obigen Ableitung der Formel m in kg, also in lit, n dagegen in cbm einzusetzen ist.

Der gefundene Wert bedarf, wenn es auf Genauigkeit ankommt, noch einer kleinen Verbesserung. Es kann natürlich nicht gleichgültig sein, welche Temperatur das zugeführte Gas hat, und unter welchem Drucke es steht. Wäre die Temperatur niedrig und gleichzeitig der Druck des Gases hoch, so würde 1 cbm Gas eine größere Gewichtsmenge Gas darstellen, also offenbar einen größeren Heizwert haben als 1 cbm eines Gases von sonst genau gleicher Zusammensetzung, aber höherer Temperatur und niedrigerem Drucke (vgl. Aufg. 11). Bei genauen Versuchen ist es daher notwendig, die Menge des verbrauchten Gases umzurechnen in diejenige Menge, die ein sogenanntes Normalgas, d. h. ein Gas von einer bestimmten Temperatur (gewöhnlich 0^0 C) und bei einem bestimmten Drucke (gewöhnlich 760 mm Qu) einnehmen würde. Ein an der Gasuhr angebrachtes Thermometer zeige eine Temperatur des Gases $t_g = 22^0$ C an; ein mit Wasser gefülltes Barometerröhrchen einen Überdruck über die Außenluft $h = 30$ mm WS. Der Barometerstand an dem betreffenden Tage betrage 752 mm Qu. Welchen Raum nehmen also 3 lit dieses Gases ein bei 0^0 C und einem absoluten Drucke entsprechend 760 mm Qu? Diese Aufgabe wurde aber bereits unter Nr. 11 gelöst, und es ergab sich dort $V = 0{,}0028$ cbm. Es sind also bei unserem Versuche sozusagen nicht 3 lit, sondern nur 2,8 lit jenes Normalgases von 0^0 C und 760 mm verbrannt worden, und der in dieser

Weise richtiggestellte Heizwert des Gases beträgt also $H = \frac{1,45 \cdot 10}{0,0028}$ $= 5180$ WE.

Bezüglich des weiteren Unterschiedes zwischen H_o, oberem Heizwert, und H_u, unterem Heizwert, siehe Aufg. 19.

Aufgabe 11b. In einem Heizwertmesser (Kalorimeter) war durch unmittelbare Messung gefunden worden, daß $V_1 = 1$ cbm Leuchtgas bei vollständiger Verbrennung einen Heizwert $H_1 = 4980$ WE entwickelt. Das Gas hatte während der Messung eine durchschnittliche Temperatur von $t_1 = 9{,}5^0$ C, der „Gasdruck" während der Messung, genauer ausgedrückt der Überdruck des Gases über die Außenluft, betrug 26 mm WS, der auf 0^0 zurückgeführte Barometerstand an dem Tage betrug 768 mm Qu.

Der Heizwert soll umgerechnet werden auf ein Normalgas von 15^0 C und einen Druck entsprechend 760 mm Qu. Wie groß ist dieser umgerechnete Heizwert H bei dem untersuchten Gas?

Folgende Fragen sind der Reihe nach zu beantworten:

a) Welchen Flächeneinheitsdruck P_1 besitzt das Gas während des Versuches?

b) Welchen Raum V nimmt 1 cbm des untersuchten Gases ein, umgerechnet auf $t = 15^0$ C ($T = 288^0$ abs) und einen Flächeneinheitsdruck P entsprechend 760 mm Qu?

c) Wie groß ist der Heizwert H von 1 cbm dieses (Normal-)Gases?

Lösungen. a) 26 mm WS entsprechen $26 : 10\,000 = 0{,}0026$ at.
768 mm Qu entsprechen $768 : 736 = 1{,}043$ at.

Das Gas stand also während des Versuches unter einem Gesamtdruck von 1,0456 at abs, entsprechend $P_1 = 10\,456$ kg/qm.

b) Bei der angenommenen Zustandsänderung (Umrechnung) bleibt das Gewicht des Gases dasselbe, so daß man in der Umrechnungsformel V statt v setzen kann.

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P \cdot V}{T} \text{ und das gesuchte } V = V_1 \cdot \frac{P_1}{P} \cdot \frac{T}{T_1}.$$

Da dem Drucke von 760 mm Qu ein Flächeneinheitsdruck $P = 10\,330$ kg/qm entspricht, so ist

$$V = 1 \cdot \frac{10456}{10330} \cdot \frac{288}{282{,}5} = 1{,}03 \text{ cbm}.$$

c) Da also bei dem untersuchten Gase, wenn es in den Normalzustand umgerechnet wird, 1,03 cbm Gas einen Heizwert $H_1 =$ 4980 WE entwickeln, so ist der wahre Heizwert H des untersuchten Gases, d. h. diejenige Wärmemenge, die 1 cbm des untersuchten Gases im angenommenen Normalzustand bei vollständiger Verbrennung entwickelt:

$$H = 4980 : 1,03 = 4840 \text{ WE}.$$

Aufgabe 12. Bei jedem Kompressor wird die in den Zylinder eingesaugte Luft durch die von den vorhergehenden Verdichtungen erwärmten Zylinderwandungen ebenfalls erwärmt. Es soll nun bei einem Versuche die Temperatur der Luft am Ende des Ansaugeabschnittes berechnet werden, nachdem man sich vom Kompressor unter Zuhilfenahme eines Indikators ein Diagramm ähnlich Abb. 4 S. 3 hat aufschreiben lassen. Die durch ein Thermometer gemessene Temperatur der aus dem Zylinder austretenden verdichteten Luft (im Zustande 3 der Abb. 4) sei $t_3 = 192^0$ C ($T_3 = 465^0$ abs). Der Verdichtungsdruck (Zustand 3 der Abb. 4) ergebe sich aus dem Diagramm zu $p_3 = 4,2$ at Überdruck, der Druck im Zustande 2 sei $p_2 = 1$ at abs.

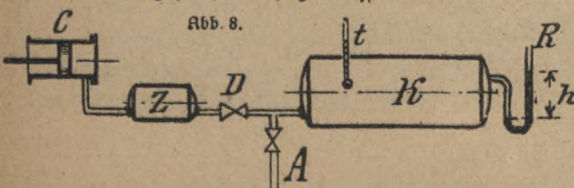
Lösung. Durch Abmessen aus dem Diagramm ergebe sich das Verhältnis $V_2 : V_3 = 99 : 30$. Da bei der Zustandsänderung von Punkt 2 nach Punkt 3 des Diagrammes oder umgekehrt das Luftgewicht dasselbe bleibt, erhält man die gesuchte Temperatur t_2 aus

$$\frac{V_2 \cdot P_2}{T_2} = \frac{V_3 \cdot P_3}{T_3} \text{ oder } T_2 = T_3 \cdot \frac{V_2}{V_3} \cdot \frac{P_2}{P_3} = 465 \cdot \frac{99}{30} \cdot \frac{1}{5,2} = 295$$

und $t_2 = 22^0$ C.

Aufgabe 13. Es soll durch einen Versuch festgestellt werden, wieviel Luft der Kompressor C (Abb. 8) in einer gewissen Zeit ansaugt. Die Versuchsanordnung ist die folgende (Abb. 8): Der Kompressor C drückt die angesaugte Luft zunächst in einen kleinen Zwischenbehälter Z. Das Ventil A ist zunächst ganz offen.

Abb. 8.



Vermittels des teilweise geschlossenen Ventiles D wird die vom Kompressor geförderte Luft so weit gedrosselt, daß in Z irgendein gewünschter Druck entsteht, etwa derjenige Druck, auf welchen der Kompressor im regelmäßigen Betriebe die Luft verdichtet.

Schließt man das Ventil A, so gelangt die vom Kompressor geförderte Luft in den Kessel K, die Spannung in K nimmt zu, was man daran erkennt, daß das Quecksilber in dem oben offenen Schenkel des an den Kessel angesetzten Barometerrohres R zu steigen beginnt. Bestimmt man nun in zwei aufeinander folgenden Zeitpunkten, nämlich dann, wenn die Qu-Säule auf h_1 und auf h_2 gestiegen ist, Temperatur und Druck im Inneren des Kessels K, so läßt sich zunächst berechnen, welches Luftgewicht der Kompressor in diesem zwischen den beiden Ablesungen liegenden Zeitraume in den Kessel K hineingedrückt hat.

Der Rauminhalt von Kessel und Rohrleitung rechts von D sei durch Berechnung festgestellt zu $V = 19{,}68$ cbm. Im Zeitpunkte 1 sei $h_1 = 200$ mm Qu; $t_1 = 13^\circ$C; im Zeitpunkte 2 sei $h_2 = 1600$ mm Qu; $t_2 = 17^\circ$C; der Barometerstand an dem betreffenden Tage sei $b = 758$ mm Qu.

Lösung. Das in Kessel und anschließender Rohrleitung befindliche Luftgewicht G_1 im Zeitpunkte 1 findet man aus

$$P_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 = P_1 \cdot \frac{V}{G_1}; \text{ das heißt } G_1 = \frac{P_1 \cdot V}{R \cdot T_1}.$$

Die Größe des Flächeneinheitsdruckes P_1 ist einzusetzen entsprechend einer Qu-Höhe von $758 + 200 = 958$ mm Qu zu

$$P_1 = (10000 : 736) \cdot 958 = 13000 \text{ kg/qm und daher}$$

$$G_1 = \frac{13000 \cdot 19{,}68}{29{,}26 \cdot 286} = 30{,}6 \text{ kg.}$$

In derselben Weise ergibt sich das in Kessel und Rohrleitung im Zeitpunkte 2 befindliche Gewicht G_2 zu

$$G_2 = \frac{10000 \cdot 2358 \cdot 19{,}68}{29{,}26 \cdot 736 \cdot 290} = 74{,}2 \text{ kg.}$$

Der Kompressor förderte also in der gemessenen Zeit $G = G_2 - G_1 = 74{,}2 - 30{,}6 = 43{,}6$ kg Luft. Ist $t_a = 10^\circ$C die Temperatur, mit welcher die Luft vom Kompressor angesaugt wurde, so beträgt die vom Kompressor in der gemessenen Zeit nutzbar angesaugte Luftmenge V_a: $V_a = \frac{G \cdot R \cdot T_a}{P_a} = \frac{43{,}6 \cdot 29{,}26 \cdot 283}{10000 \cdot \frac{758}{736}} = 35{,}2$ cbm.

Aufgabe 14. Bei einem Kompressor ist durch Versuch (vgl. Aufgabe 13) festgestellt, daß er in der Stunde $V_1 = 3120$ cbm Luft von $t_1 = 15^0$ C bei einem Barometerstande von $b = 760$ mm Qu ansaugt. Wieviel cbm Preßluft V_2 stehen am Ende einer langen Rohrleitung in der Stunde zur Verfügung, wenn die Luft dort eine Pressung von $p_2 = 5{,}2$ at Ue hat und ihre Temperatur $t_2 = 18^0$C beträgt?

Lösung. Es liegt eine regelrechte Zustandsänderung vor, bei welcher das Luftgewicht unverändert bleibt (von Undichtigkeitsverlusten natürlich abgesehen), so daß in der Formel für die allgemeine Zustandsänderung V an Stelle von v gesetzt werden kann. Da ferner nur das Verhältnis von $P_1 : P_2$ in Frage kommt, können an Stelle der Flächeneinheitsdrücke auch at abs eingesetzt werden (nicht etwa at Ue!). Es ergibt sich also:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2};$$

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = 3120 \cdot \frac{1{,}033}{6{,}2} \cdot \frac{291}{288} = 525 \text{ cbm/st.}$$

Aufgabe 15. Bei einer Ammoniak-Kompressions-Kältemaschine (Abb. 9, s. d. Verf. Technische Wärmelehre) ist durch Berechnung festgestellt, daß zur Erzeugung einer bestimmten Menge Eis stündlich $G = 590$ kg Ammoniak durch jeden Rohrquerschnitt der Anlage hindurchgehen müssen. Es ist ferner festgestellt, daß das Ammoniakgas aus dem Verdampfer d der Abb. mit einer Temperatur von -10^0 C und einer Spannung von 2,64 at abs vom Kompressor a angesaugt wird.

Abb. 9.

Welches Volumen V muß der Kompressor stündlich ansaugen, wenn die Gaskonstante für Ammoniak $R = 49{,}76$ beträgt?

Lösung. $P \cdot v = R \cdot T = P \cdot \frac{V}{G}$, woraus

$$V = \frac{R \cdot T \cdot G}{P} = \frac{49{,}76 \cdot (273-10) \cdot 590}{2{,}64 \cdot 10000} = 292 \text{ cbm/st.}$$

Aufgabe 16. Ein Hochofengebläse I mit liegenden Zylindern saugt die Luft aus dem Keller des Maschinenhauses mit $t_1 = 5^0$ C an. Dicht daneben befindet sich ein Gebläse II mit aufrecht stehenden Zylindern von genau denselben Zylinderabmessungen, welches die Luft oben aus dem Maschinenraume ansaugt, wo die Temperatur der Luft $t_2 = 26^0$ C beträgt. Wie verhalten sich die von beiden Gebläsen bei derselben minutlichen Umdrehzahl angesaugten Luftgewichte?

Lösung. Es handelt sich hier um zwei angesaugte Luftmengen, die beide dasselbe Volumen V, aber verschiedene Gewichte G_1 und G_2 haben. Beide Luftmengen stehen während des Ansaugens unter derselben Pressung P, haben aber verschiedene Temperaturen T_1 und T_2. Da es sich beide Male um denselben Stoff, nämlich Luft handelt, mit derselben Gaskonstante, so ist

$$R = \frac{P \cdot v}{T} = \frac{P \cdot \frac{V}{G_1}}{T_1} = \frac{P \cdot \frac{V}{G_2}}{T_2} \quad \text{und daraus}$$

$$G_1 = \frac{T_2}{T_1} \cdot G_2 = \frac{299}{278} \cdot G_2 = 1{,}08\, G_2.$$

Das Gebläse I, welches die kältere Luft ansaugt, fördert also unter sonst ganz gleichen Bedingungen ein um 8 % größeres Luftgewicht. Es ist daher nicht zweckmäßig, von einem Gebläse die Luft aus dem warmen Maschinenraume ansaugen zu lassen.

Aufgabe 17. In eine Trockenkammer tritt Luft von $t = 150^0$ C mit einem Überdruck von 40 mm WS ein. Wie groß ist γ, das Gewicht von 1 cbm dieser Luft (spezifisches Gewicht), wenn der Barometerstand an dem betreffenden Tage 768 mm Qu beträgt?

Lösung. $P : \gamma = R \cdot T$ und daraus $\gamma = P : (R \cdot T)$.
40 mm WS = 0,004 at; 768 mm Qu = 768 : 736 = 1,042 at; 0,004 + 1,042 = 1,046 at entsprechen einem Flächeneinheitsdrucke $P = 10460$ kg/qm;

mithin $$\gamma = \frac{10460}{29{,}26 \cdot (273 + 150)} = 0{,}845 \text{ kg/cbm.}$$

Aufgabe 18. Ein unten offenes, oben verschlossenes Glasrohr von der Länge l wird im Wasser untergetaucht (Abb. 10). Bis zu welcher Entfernung x von dem verschlossenen Ende dringt das Wasser in das Rohr ein, wenn die Öffnung des Glasrohres H Meter unter Wasser steht? Angenommen spezifisches Gewicht des Wassers in allen Tiefen gleichbleibend; ferner 1 at = 10 m WS.

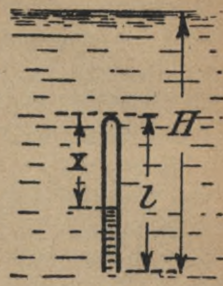


Abb. 10.

Lösung. Beim Eintauchen des Rohres in das Wasser findet eine isothermische Zustandsänderung (Verdichtung) der in dem Glasrohre befindlichen Luftmenge v statt, daher:

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2 \text{ oder } P_1 : P_2 = v_2 : v_1,$$

wobei die Kennziffer 1 für das noch nicht eingetauchte Rohr, die Kennziffer 2 für das eingetauchte Rohr gilt. Da nur das Verhältnis von $P_1 : P_2$ und das Verhältnis $v_2 : v_1$ in Frage kommt, so kann man statt der Flächeneinheitsdrücke die absoluten Drücke, gemessen in m WS, setzen und statt der Volumina der in dem Rohre eingeschlossenen Luft die Längen x und l. Man erhält also

$$\frac{10}{10+H} = \frac{x}{l} \text{ und daraus } x = \frac{10}{10+H} \cdot l.$$

Löst man die Gleichung nach H auf, so erhält man die Gleichung

$$H = \frac{10\,(l-x)}{x}.$$

Auf dieser Formel beruht der Grundgedanke des sogenannten „Patentlotes", mit welchem die Seeleute Wassertiefen messen: Eine oben geschlossene, auf der Innenseite mit einer gewissen Masse bestrichene Glasröhre wird in geeigneter Weise mit der Öffnung nach unten so lange versenkt, bis die Vorrichtung auf dem Meeresboden aufstößt. Die Anstrichmasse im Inneren des Rohres ist rot gefärbt und wird von dem eindringenden Meereswasser aufgelöst. Man hat also nur nötig, nach dem Herausziehen der Vorrichtung die rot gebliebene Länge x nachzumessen, diese Größe in die oben gefundene Gleichung für H einzutragen, und erhält auf diese Weise die Wassertiefe an der Stelle, wo das Rohr versenkt wurde.

Da l ein gleichbleibender Wert ist, kann man sich schon vorher für verschiedene Werte von x die Werte von H oder auch umgekehrt ausrechnen und auf einer Art von Maßstab auftragen. Man hat dann nur nötig, diesen Maßstab an das wieder heraufgeholte Rohr anzulegen, um aus der Länge des rot gebliebenen Teiles des Rohres die Wassertiefe abzulesen. Selbstverständlich kann jedes Rohr nur einmal benützt werden.

Es sei z. B. $l = 0{,}75$ m; $x = 0{,}1$ m; dann ist die gesuchte Wassertiefe $H = (10 \cdot 0{,}65) : 0{,}1 = 65$ m.

Die Rechnung ist insofern etwas ungenau, als bei dem eingetauchten Rohre der Druck, unter dem die eingeschlossene Luft steht, genau genommen nicht der Höhe H entspricht, sondern der Höhe $H - (l - x)$. Der Fehler ist aber, wie aus dem Zahlenbeispiel leicht zu ersehen ist, sehr gering und kommt für die Zwecke, für welche die Vorrichtung gebraucht wird, nicht in Betracht.

Aufgabe 19. Der Begriff des oberen und unteren Heizwertes soll bestimmt und seine Größe berechnet werden.

Lösung. Würde man mit einem Junkersschen Heizwertmesser (Abb. 7 S. 10) einen Versuch in der dort angegebenen Anordnung anstellen, so würde man die Beobachtung machen, daß aus dem Raume, in welchem die Gasflamme brennt, Wasser heraustropft. Dieses Wasser ist nicht etwa eine Folge von Undichtigkeiten des Apparates, sondern entsteht auf folgende Weise: Jedes brennbare Gas enthält Wasserstoff, der bekanntlich bei der Verbrennung des Gases zu Wasserdampf verbrennt. Haben nun die Wandungen, an welchen die Verbrennungsgase entlangstreichen, eine Temperatur von mehr als 100° C, so bleibt der Wasserdampf dampfförmig und verflüchtigt sich in der umgebenden Luft. Haben dagegen die Wandungen eine so niedrige Temperatur wie hier bei dem Heizwertmesser (vgl. Aufg. 11 a), so schlägt sich der Wasserdampf an den kalten Wandungen nieder, er verdichtet sich zu Wasser. In dem Augenblicke aber, wo sich Wasserdampf zu Wasser verdichtet, gibt er die gesamte sehr beträchtliche Verdampfungswärme ab, ein Vorgang, auf dem ja bekanntlich z. B. der Grundgedanke unserer Dampfheizungen beruht (vgl. Aufg. 70). Diese, wie man sich ausdrückt, freiwerdende Wärme geht natürlich hier bei dem Heizwertmesser mit in das durchfließende Wasser über und erhöht dadurch ebenfalls dessen Temperatur. In allen anderen Fällen — und sie bilden die Regel! —, wo der Wasserdampf keine Gelegenheit findet, sich zu Wasser zu verdichten und seine Verdampfungswärme abzugeben, hat demnach das verbrennende Gas eine geringere Heizkraft, d. h. einen geringeren Heizwert. Daraus folgt:

Jedes Gas hat einen höheren, sogenannten oberen Heizwert H_o und einen geringeren, sogenannten unteren Heizwert H_u, je nachdem bei der Verbrennung des Gases dem Wasserdampfe Gelegenheit gegeben ist, sich zu verdichten oder nicht. Während in der Praxis fast ausschließlich der untere Heizwert zur Geltung kommt, ist es klar, daß der in Aufgabe 11a mit dem Heizwertmesser festgestellte Heizwert der obere Heizwert des Gases ist. Genauer wird man also dort sagen müssen: der obere Heizwert des dort untersuchten Gases ist $H_o = 5180$ WE/cbm. Will man den unteren Heizwert wissen, so braucht man nur das aus dem Feuerraume während der Dauer des Versuches abtropfende Wasser aufzufangen und dann aus diesem aufgefangenen Wasser zu berechnen, wieviel Wasser kondensieren würde, wenn 1 voller cbm Gas verbrannt ist. Man pflegt gewöhnlich anzunehmen, daß hier durch die freiwerdende Verdampfungswärme und Abkühlung des verdichteten Dampfes rund 600 WE für je 1 kg verdichteten Dampfes an das den Heizwertmesser durchfließende Wasser übergegangen sind. Sind nun bei der Verbrennung von 1 cbm Gas w kg Wasserdampf zu Wasser verdichtet, so ist zur Auffindung des unteren Heizwertes H_u von dem oberen Heizwerte H_o der Betrag von $w \cdot 600$ WE abzuziehen, d. h. es ergibt sich entsprechend den Darlegungen in Aufgabe 11a

$$H_o = \frac{m \cdot (t_a - t_e)}{n} \text{ WE/cbm;}$$

$$H_u = H_o - w \cdot 600 = \frac{m \cdot (t_a - t_e)}{n} - w \cdot 600 \text{ WE/cbm.}$$

Dabei ist also w diejenige Wassermenge in kg (lit), welche während des Verbrennens von 1 cbm (nicht etwa von 3 lit!) Gas kondensiert ist

Es sei angenommen, daß während des in Aufgabe 11a behandelten Versuches 2,95 g verdichtetes Wasser aufgefangen sind. (In Wirklichkeit wird man der Genauigkeit halber für die Bestimmung der Menge des verdichteten Wassers den Versuch etwa auf die 10 fache Zeit ausdehnen, also 30 lit Gas verbrennen lassen, und dann die auf die Versuchsdauer von 3 lit entfallende Wassermenge ausrechnen.)

Während des Versuches wurden (s. Aufg. 11) verbrannt 0,0028 cbm des „Normalgases" von 0° C und 760 mm Qu. Bei der Verbrennung von 1 cbm Gas wurden also $w = \frac{0{,}00295}{0{,}0028} = 1{,}05$ kg Dampf zu Wasser verdichtet, und es beträgt demnach der untere Heizwert H_u des untersuchten Gases

$$H_u = H_o - w \cdot 600 = 5180 - 1{,}05 \cdot 600 = 4550 \text{ WE/cbm}.$$

Aufgabe 20. An zwei Gasmaschinen I und II werden zu verschiedenen Zeiten Versuche angestellt, um den Gasverbrauch für die PS-st zu ermitteln. Bei Maschine I ergibt sich ein Gasverbrauch von $V_1 = 0{,}49$ cbm/PS-st. Das Gas hatte bei dem Versuch eine Temperatur von $t_1 = 9{,}5^0$ C und stand unter einem Überdrucke von $h_1 = 28$ mm WS. Der Barometerstand an dem Tage war $b_1 = 764$ mm Qu. Die betreffenden Werte bei dem Versuch an Maschine II waren: $V_2 = 0{,}5$ cbm/PS-st; $t_2 = 12^0$C; $h_2 = 26$ mmWS; $b_2 = 749$ mm Qu. Welche Gasmaschine hatte den geringeren Gasverbrauch für die PS-st?

Lösung. Um einen genauen Vergleich anstellen zu können, müssen die beiden Volumina V_1 und V_2 umgerechnet werden in die Volumina V'_0 und V''_0 bei gleicher Temperatur t_0 und gleichem Gasdruck P_0. Gewählt werde $t_0 = 0^0$ C und $P_0 = 10333$ kg/qm, entsprechend einer Qu-Höhe von 760 mm Qu. (Man sagt dann kurz: die Volumina werden umgerechnet auf 0° C und 760 mm). Nach der allgemeinen Zustandsgleichung ist bei Maschine I

$$\frac{V_1 \cdot P_1}{T_1} = \frac{V'_0 \cdot P_0}{T_0} \text{ und daraus } V'_0 = V_1 \cdot \frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_1}.$$

$h_1 = 0{,}0028$ at; $b_1 = 764 : 736 = 1{,}038$ at; $h_1 + b_1 = 1{,}0408$ at
$P_1 = 10408$ kg/qm. Es ergibt sich daher:

$$V'_0 = 0{,}49 \cdot \frac{10\,408}{10333} \cdot \frac{273}{282{,}5} = 0{,}476 \text{ cbm.}$$

In derselben Weise findet man bei Maschine II:

$$V''_0 = 0{,}5 \cdot \frac{10200}{10333} \cdot \frac{273}{285} = 0{,}472 \text{ cbm.}$$

Die Maschine II verbraucht also in Wirklichkeit eine geringere Gasmenge als die Maschine I.

Aufgabe 21. In einem geschlossenen Behälter befindet sich Luft, deren Flächeneinheitsdruck größer ist als der Druck der Außenluft. Ein an dem Behälter angebrachtes Manometerrohr zeigt einen Überdruck von 36 mm WS. Wie groß ist dieser Ue über die Außenluft ausgedrückt in kg/qm?

Lösung. Einer at entspricht einerseits ein Flächeneinheitsdruck von 10 000 kg/qm, anderseits eine Höhe von 10 m = 10 000 mm WS. Mithin entspricht 1 mm WS gerade einem Drucke von 1 kg/qm und 36 mm WS = 36 kg/qm.

Aufgabe 22. An dem Kessel *K* der in Aufgabe 13 beschriebenen Versuchseinrichtung ist eine gut abgerundete Ausflußöffnung (Düse) von kreisförmigem Querschnitt *F* angebracht (Abb. 11). Der Überdruck der im Kessel befindlichen Luft über die Außenluft sei $P_2 - P_1 = h = 60$ mm WS $= 60$ kg/qm (vgl. Aufg. 21). Die Temperatur der Luft im Inneren des Kessels sei $t_2 = 18^0$ C. Der Barometerstand an dem betreffenden Tage sei $b = 748$ mm Qu. Es soll berechnet werden, mit welcher Geschwindigkeit *c* die Luft aus der Düse ausströmt.

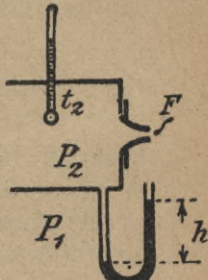


Abb. 11.

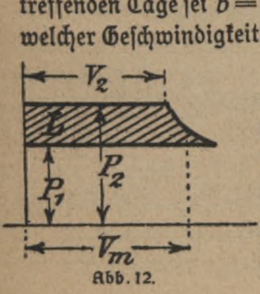


Abb. 12.

Lösung. Wenn 1 kg Luft vom Volumen v_2 cbm/kg sich von P_2 auf P_1 kg/qm ausdehnt, so verrichtet es die durch Fläche *L* (Abb. 12) dargestellte Arbeit in mkg. Nun ist der Unterschied $P_2 - P_1$ hier außerordentlich gering. Wollte man das Diagramm in dem sehr großen Maßstabe 1 at = 100 mm zeichnen, so würde die Höhe $P_2 - P_1$ erst 0,6 mm betragen. Die Fläche L läßt sich also genügend genau als Trapez ansehen, so daß der Inhalt $L = v_m \cdot (P_2 - P_1)$ gesetzt werden kann. Man findet nun v_m genügend genau, wenn man in die allgemeine Formel $v = (R \cdot T) : P$ die bequem abzulesenden Werte T_2 (Temperatur im Inneren des Kessels) und P_1 (entsprechend dem abgelesenen Barometerdruck, der sich von P_2 nur sehr wenig unterscheidet) einsetzt. Also

$$v_m = \frac{R \cdot T_2}{P_1} = \frac{29{,}26 \cdot 291}{\frac{748}{736} \cdot 10000} = 0{,}84 \text{ cbm/kg}.$$

G kg Luft, welche aus der Düse ausströmen, leisten die Arbeit $G \cdot L = G \cdot v_m \cdot (P_2 - P_1)$ mkg. Diese Arbeit muß sich wiederfinden in der lebendigen Kraft der bewegten Luft. Ist c die Geschwindigkeit, welche die Luft bei der Ausströmung erlangt hat, und $G : g = m$ die „Masse" der bewegten Luft (g = Erdbeschleunigung), dann ist die lebendige Kraft bekanntlich $\frac{1}{2} mc^2$ und daher

$$G \cdot L = \frac{mc^2}{2} = \frac{G \cdot c^2}{g \cdot 2} \text{ und}$$

$$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot L} = \sqrt{2 \cdot g \cdot v_m \cdot (P_2 - P_1)} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}84 \cdot 60}$$
$$= 31{,}5 \text{ m/sek}.$$

Aufgabe 23. Die in Aufgabe 22 verwendete Düse habe an der engsten Stelle einen lichten Durchmesser von $D = 50$ mm, entsprechend einem Durchtrittsquerschnitt von $F = 0{,}001963$ qm. Welches Luftvolumen V strömt sekundlich aus der Düse aus, wenn die Verhältnisse sonst genau dieselben sind wie in Aufgabe 22?

Lösung. Da Volumen = Querschnitt $\times$ Geschwindigkeit, so ist zunächst theoretisch $V' = F \cdot c = 0{,}001963 \cdot 31{,}5 = 0{,}0618$ cbm/sek. In Wirklichkeit ist, wie die Erfahrung lehrt, selbst bei gut abgerundeten Düsen dieser Wert etwas zu groß und muß, um die tatsächliche Ausflußmenge zu erhalten, mit einem Werte multipliziert werden, der etwa $\zeta = 0{,}99$ beträgt. Es ist also:

$$V = \zeta \cdot V' = 0{,}99 \cdot 0{,}0618 = 0{,}0612 \text{ cbm/sek}.$$

Setzt man die beschriebene Düse an den Kessel der Versuchseinrichtung, Aufgabe 13, an, so erhält man eine sehr bequeme Vorrichtung, um die von einem Kompressor gelieferte Luftmenge zu bestimmen. Zu beachten wäre nur, daß das Volumen V hier berechnet wurde mit der Temperatur t_2 im Inneren des Kessels und dem Drucke P_1 entsprechend dem Drucke der Außenluft. Soll das Volumen umgerechnet werden auf die Ansaugetemperatur $t_a = 10^0$C (Aufg. 13), so erhält man

$$\frac{V \cdot P_1}{T_2} = \frac{V_a \cdot P_1}{T_a} \text{ oder } V_a = \frac{T_a}{T_2} \cdot V = 0{,}0612 \cdot \frac{283}{291} = 0{,}0595 \text{ cbm/sek}$$

Faßt man die Formeln aus Aufgabe 22 und der eben besprochenen Aufgabe zusammen, so ergibt sich die vom Kompressor angesaugte Luftmenge bei Benützung einer Versuchseinrichtung ähnlich der nach Abb. 8 S. 13, jedoch in Verbindung mit einer Düse (Abb. 11)

$$V_a = \frac{T_a}{T_2} \cdot \zeta \cdot F \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{R \cdot T_2}{P_1} (P_2 - P_1)}$$

oder mit $\zeta = 0{,}99$; $g = 9{,}81$; $R = 29{,}26$; $P_2 - P_1 = h$ mmWS $P_1 = 10000 \cdot (b : 736)$ zu

$$V_a = 6{,}44 \cdot T_a \cdot F \cdot \sqrt{\frac{h}{b \cdot T_2}}.$$

In dieser Formel ist also T_a die absolute Temperatur der angesaugten Luft; F der Querschnitt der Düse in qm; h der Überdruck der im Kessel befindlichen Luft über die Außenluft, gemessen in mm WS, b der Barometerstand an dem betreffenden Tage, gemessen in mm Qu, und T_2 die absolute Temperatur im Inneren des Kessels.

Aufgabe 24. Es soll die durch eine Rohrleitung strömende Luftmenge vermittels einer Stauscheibe gemessen werden.

Lösung. Um die durch eine Rohrleitung strömende Luft- oder Gasmenge zu messen, kann man sich einer sehr einfachen Vorrichtung bedienen. Man setzt an einer Stelle (Abb. 13) eine aus dünnem Bleche gefertigte Scheibe, eine sogenannte Stauscheibe, ein; welche in der Mitte eine kreisrunde Öffnung hat, deren Durchmesser d kleiner ist als der innere Durchmesser D der Rohrleitung. Die Größe der Öffnung sei f qm, der Querschnitt der Rohrleitung F qm. Gelingt es, die

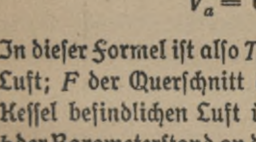


Abb. 13.

Geschwindigkeit c m/sek zu bestimmen, mit welcher die Luft oder das Gas durch die Öffnung f hindurchströmt, so ergibt sich die theoretische sekundliche Durchflußmenge: $V = f \cdot c$ cbm. Die tatsächliche sekundliche Durchflußmenge V' ist kleiner, weil der die Öffnung durchfließende Luftstrom eine Zusammenziehung erfährt, sein tatsächlicher Querschnitt also kleiner als f wird. Die wirkliche Durchflußmenge ist demnach $V' = \mu \cdot f \cdot c$ cbm, wobei μ, eine Zahl kleiner als 1, die sogenannte Durchflußzahl „für Öffnungen in sehr dünner Wand" darstellt, und deren Größe sich übrigens mit dem Verhältnis $d:D$ ändert. Angaben darüber später. Die Drosselscheibe kann auch als dicke Platte ausgebildet werden (Abb. 14), nur muß dann die Durchflußöffnung sich in der Strömungsrichtung sehr stark erweitern.

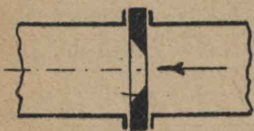


Abb. 14.

Um die Luft durch die engere Öffnung hindurchzupressen, ist eine gewisse Arbeit erforderlich, zu der ein Teil der Pressung P_1 kg/qm verbraucht wird, welche die Luft vor der Stauscheibe besitzt. Hinter der Stauscheibe (in Richtung der Luftströmung) ist die Pressung geringer (P_2 kg/qm). Ist also z. B. 1 kg Luft vom Volumen v_1 durch die Öffnung der Stauscheibe hindurchgegangen und hat sich dabei, unter Verminderung der Spannung P_1 auf P_2 kg/qm, auf das Volumen v_2 ausgedehnt, so ist dabei eine Arbeit geleistet worden, die sich darstellen läßt durch die Größe des gestrichelten Diagrammes (Abb. 15). Da die Pressungsunterschiede $P_1 - P_2$ immer nur sehr klein sind — sie sollten nie mehr als etwa 100 mm WS betragen —, so kann die Fläche des Diagrammes mit genügender Genauigkeit als ein Trapez angesehen werden, und es ergibt sich die Fläche des Diagrammes, also die Größe der geleisteten Arbeit $L = (P_1 - P_2) \cdot v_m$ mkg.

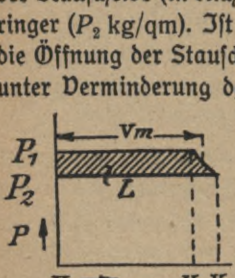


Abb. 15.

Einem absoluten Drucke von 1 kg/qm entspricht der Druck von 1 mm WS, da 1 at einem Drucke von 10000 kg/qm oder 10000 mm WS gleichzusetzen ist (vgl. Aufgabe 21). Bringt man daher die beiden Enden eines mit Wasser gefüllten Barometerröhrchens in Verbindung mit den beiden Seiten der Stauscheibe (s. Abb. 13), so ist h mm WS $= P_1 - P_2$, und da ferner bekanntlich $v_m = \frac{1}{\gamma_m}$, das cbm-Gewicht γ_m aber in Anbetracht der ganz geringen Pressungsunterschiede mit genügender Genauigkeit bei diesem Vorgange als gleichbleibend angesehen werden kann, so ergibt sich schließlich $L = \frac{h}{\gamma}$ mkg, wobei h in mm WS einzusetzen ist, γ in kg/cbm, bestimmt z. B. aus der Formel $\frac{P}{\gamma} = R \cdot T$.

Kommt es nicht auf sehr genaue Messungen an, so kann von einem gewissen Öffnungsverhältnis an $\left[\text{etwa } d \leqq \frac{D}{2}\right]$ die Geschwindigkeit w der Luft vor der Stauscheibe gegenüber der Geschwindigkeit c vernachlässigt werden. Es wäre dann also die ganze Arbeit L zur Hervorbringung der Geschwindigkeit c verwendet worden, und das in Betracht gezogene 1 kg Luft von der Masse $m = \frac{1}{g}$ hätte unmittelbar hinter der Stauscheibe die lebendige Kraft $\frac{mc^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{g} \cdot c^2$, d. h. es wäre $L = \frac{h}{\gamma} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{g} \cdot c^2$ oder $c = \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{h:\gamma}$.

Die tatsächliche Luftgeschwindigkeit ergibt sich zu $c' = \mu \cdot c = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{h:\gamma}$ m/sek, wobei μ für Luft nach Versuchen von A. O. Müller aus nebenstehendem Diagramm (Abb. 16) entnommen werden kann.

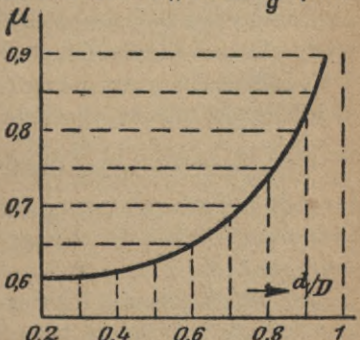


Abb. 16.

Beispiel. Die Rohrleitung habe einen inneren (lichten) Durchmesser von $D = 0{,}5$ m. Die Drosselscheibe habe einen Öffnungsdurchmesser $d = 0{,}25$ m, entsprechend einem Durchschnittsquerschnitt von $f = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 0{,}049$ qm. Der Pressungsunterschied sei $h = 10$ mm

WS. Der Barometerstand an dem betreffenden Tage betrage $b = 762$ mm Qu. Die Lufttemperatur sei $t = 22^0$ C.

Aus dem Diagramm Abb. 16 ergibt sich $\mu = 0{,}625$ für $\frac{d}{D} = \frac{1}{2}$. Ferner ergibt sich

$$\gamma = P \cdot \frac{1}{R \cdot T} = \frac{762 \cdot 10000}{736} \cdot \frac{1}{29{,}26 \cdot (273 + 22)} = 1{,}2 \text{ kg/cbm.}$$

Damit wird aber

$$c' = 0{,}625 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{10}{1{,}2}} = 8{,}0 \text{ m/sek}$$

und die tatsächlich durchfließende Menge

$$V' = f \cdot c' = 0{,}049 \cdot 8 = 0{,}392 \text{ cbm/sek.}$$

Aufgabe 25. Es ist die Gleichung der polytropischen Zustandsänderung zu entwickeln und zu erläutern.

Lösung. Von den unendlich vielen überhaupt möglichen Zustandsänderungen eines Gases spielen vier eine besonders wichtige Rolle, es sind: 1. die Zustandsänderung bei gleichbleibender Spannung, in einer Formel ausgedrückt $P = C_1$, wobei C_1 ein gewisser gleichbleibender (konstanter) Wert ist, 2. die Zustandsänderung bei gleichbleibendem Volumen, $v = C_2$, 3. die Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur, $T = C_3$ oder auch $P \cdot v = C_3$, und 4. die Zustandsänderung, bei welcher Wärme weder zugeführt noch abgeführt wird (adiabatische Zustandsänderung), ausgedrückt durch $P \cdot v^\varkappa = C_4$, wobei $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ das Verhältnis der spezifischen Wärme bei gleichbleibender Spannung zur spezifischen Wärme bei gleichbleibendem Volumen ist. Bekanntlich ist bei den meisten wichtigen Gasen $\varkappa = 1{,}4$.

Jene vier Gleichungen kann man nun in einer Form schreiben, in welcher sie miteinander große Ähnlichkeit haben. Beachtet man nämlich, daß jede Zahl in der Potenz Null $= 1$ ist, also $v^0 = 1$, so kann man statt $P = C_1$ offenbar schreiben $P \cdot v^0 = C_1$. Ferner kann man die Gleichung für die isothermische Zustandsänderung in der Form schreiben $P \cdot v^1 = C_3$. Wie man sieht, haben zunächst drei von den obigen vier Gleichungen die allgemeine Form $P \cdot v^m = C$, wobei m die drei verschiedenen Werte 0, 1 und $\varkappa$ hat. Um die Gleichung $v = C_2$ in jener Form schreiben zu können, schreiben wir zunächst die allgemeine Gleichung in der Form $P_1 \cdot v_1{}^m = P_2 \cdot v_2{}^m$ oder $(P_1/P_2)^{1/m} = v_2/v_1$. Setzt man hierin $m = \infty$, so wird $1/m = 0$ und damit $(P_1/P_2)^{1/m} = 1$, d. h. aber $v_1 = v_2 = \ldots = v = C_2$. Man sieht also, auch die Gleichung $v = C_2$ läßt sich in der Form $P \cdot v^m = C$ schreiben, wenn darin $m = \infty$ gesetzt wird.

Zustandsänderungen eines Gases, die so verlaufen, daß im P, v-Diagramm die betreffende Ausdehnungs- oder Verdichtungslinie die Gleichung erfüllt $P \cdot v^m = C$, nennt man polytropische Zustandsänderungen. Die obengenannten vier wichtigen Zustandsänderungen sind also nur Sonderfälle von polytropischen Zustandsänderungen, nämlich solche, bei denen m die Werte 0, 1, $\varkappa$ oder ∞ hat. Eine zeichnerische Zusammenstellung dieser vier Fälle gibt nun fesselnde, für die Praxis wichtige Aufschlüsse. Befindet sich im Zylinder 1 kg Gas unter einer gewissen Pressung, so kann dieser Zustand in einem P, v-Diagramm dargestellt werden

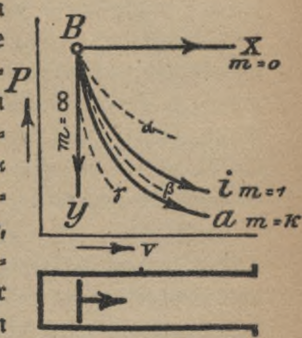


Abb. 17.

durch den Punkt B (Abb. 17). Das Gas hat in diesem Augenblick die Spannung P_B, das Volumen v_B. Die „Kurven" x, i, a, y geben nun die obenerwähnten vier wichtigen Zustandsänderungen wieder, wobei i den Druck- und Volumenverlauf bei isothermischer, a den bei adiabatischer Zustandsänderung darstellt. Bei der Zustandsänderung nach der Kurve y muß offenbar Wärme sehr energisch abgeführt werden, wenn die Spannung sinken soll, ohne daß das Volumen zunimmt, also ohne daß Arbeit geleistet wird. Bei adiabatischer Zustandsänderung, Kurve a, wird bekanntlich Wärme weder zugeführt noch abgeführt, bei isothermischer Zustandsänderung, Kurve i, muß Wärme zugeführt werden, und zwar gerade so viel, daß die Temperatur unverändert bleibt. Man erkennt nun leicht folgendes: Während der Zustandsänderungen muß offenbar um so mehr Wärme zugeführt werden, je mehr die von B ausgehenden Kurven oberhalb von a nach x zu liegen, d. h. je weiter sich in der Gleichung $P \cdot v^m = C$ der Wert m von ($\varkappa =$) 1,4 aus der Null nähert, denn bei der Kurve x ist ja, wie wir oben gesehen hatten, $m = 0$. Es muß ferner um so mehr Wärme abgeführt werden, je mehr die Kurven unterhalb von a nach y zu liegen, d. h. je mehr der Wert m über 1,4 hinaus zunimmt. (Bei der Kurve y ist $m = \infty$.)

Umgekehrt: Hat ein Indikator während einer Zustandsänderung eine Kurve aufgezeichnet, und läßt sich, was meistens möglich sein wird, wenigstens ein Stück dieser Kurve durch eine Gleichung von der Form $P \cdot v^m = C$ ausdrücken, so kann man aus dieser Gleichung sofort ersehen, ob während der betreffenden Zustandsänderung Wärme zugeführt oder abgeführt wird: ergibt sich $m < \varkappa$, so wurde Wärme zugeführt, ergibt sich $m > \varkappa$, so wurde Wärme abgeführt. Wie die Größe von m bestimmt werden kann, wird weiter unten in Aufgabe 26 angegeben.

Die Kurven ergeben aber auch noch etwas anderes: Bei isothermischer Zustandsänderung i ($m = 1$) bleibt, wie ja der Name schon sagt, die Temperatur des Gases unverändert; bei adiabatischer Zustandsänderung wird Arbeit geleistet ohne Wärmezuführung, also auf Kosten der inneren Wärme des Gases, d. h. die Temperatur des Gases muß abnehmen. Die Temperatur des Gases muß natürlich sehr energisch abnehmen, wenn wie bei y eine so starke Wärmeabführung stattfindet, daß die Spannung abnimmt, ohne daß Arbeit geleistet wird. Bei der Zustandsänderung x ($m = 0$) wird Arbeit geleistet, ohne daß die Spannung sinkt, es muß also sehr viel Wärme zugeführt werden: die Temperatur erhöht sich sehr stark. Mit anderen Worten: Aus der Lage der betreffenden Kurve läßt sich sofort auch ersehen, ob während der Zustandsänderung die Temperatur zu- oder abnimmt. Liegt die Kurve oberhalb von i, z. B. bei α (Abb. 17), ist also $m < 1$, so nimmt die Temperatur zu. Liegt die Kurve unterhalb von i, ist also $m > 1$, so nimmt die Temperatur ab, und zwar um so mehr ab, je größer m wird, bei Zustandsänderung γ also mehr als bei β. Man erkennt leicht, welche wichtigen Schlüsse man z. B. über die inneren Vorgänge im Zylinder einer Gasmaschine ziehen kann lediglich durch Untersuchung der Kurve, welche der Indikator aufgeschrieben hat.

Wie sich die Verhältnisse bei einer Verdichtung vom Punkte B aus gestalten, ist nach dem Vorhergehenden an Hand der nebenstehenden Abbildung (18) ohne weiteres verständlich: Bei einer Zustandsänderung nach y muß hier Wärme zugeführt werden, bei einer Zustandsänderung nach x muß hier Wärme abgeführt werden. Bei einer Zustandsänderung nach a (adiabatische Zustandsänderung) wird Wärme weder zugeführt noch abgeführt. Bei einer Zustandsänderung nach i (isothermische Zustandsänderung) wird nur so viel Wärme abgeführt, als der zum Verdichten aufgewendeten Arbeit entspricht, so daß die Temperatur unverändert bleibt. Wird mehr Wärme abgeführt, so würde die betreffende Kurve unterhalb von i liegen, würde weniger Wärme abgeführt, so würde sie zwischen i und a liegen. Oberhalb von a müßte um so mehr Wärme zugeführt werden, je mehr sich die Kurve der Lage von y nähern soll.

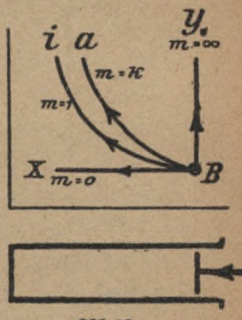


Abb. 18.

Die Temperaturen steigen während der Verdichtung um so mehr, je mehr sich die Kurven von i aus der Lage von y nähern; sie würden um so mehr abnehmen, je weiter die Kurven unterhalb von i liegen.

Aufgabe 26. Es soll der Exponent m der polytropischen Zustandsänderung berechnet werden.

Lösung. Die Gleichung $P \cdot v^m = C$ läßt sich auch in der Form schreiben $P_1 \cdot v_1{}^m = P_2 \cdot v_2{}^m$ oder $P_1/P_2 = (v_2/v_1)^m$. Daraus ergibt sich aber $m \cdot \log(v_2/v_1) = \log(P_1/P_2)$ oder $m = \frac{\log(P_1/P_2)}{\log(v_2/v_1)}$ oder auch $m = \frac{\log P_1 - \log P_2}{\log v_2 - \log v_1}$.

P_1 und P_2 lassen sich aus dem Indikatordiagramm unmittelbar ablesen, da ja der Maßstab des Indikatordiagrammes bekannt ist. Für die Bestimmung von v_1 und v_2 aus dem Indikatordiagramm müssen natürlich die Abmessungen des Zylinders bekannt sein, und es muß ferner bekannt sein der sogenannte Laderaum des Zylinders, d. h. derjenige Raum, der sich hinter dem Kolben befindet, wenn der Kolben in der (in Abb. 19) linken Totstellung v_0 sich befindet. Je näher aneinander man für die Untersuchung die Punkte 1 und 2 auf der Kurve wählt, mit um so größerer Genauigkeit kann man annehmen, daß sich dieses Stück der Kurve durch eine Gleichung von der Form $P \cdot v^m = C$ ausdrücken läßt. Es ist nämlich nicht ausgeschlossen, wird sogar die Regel bilden, daß im Verlaufe der Kurve die Größe von m wechselt. Es kann z. B. im oberen Teile der Kurve $m < \varkappa$ sein (es wird also in diesem Zeitraume Wärme zugeführt), während im weiteren Verlaufe der Kurve allmählich $m > \varkappa$ wird, d. h. es wird (z. B. durch Kühlwasser) Wärme abgeführt.

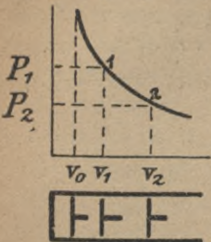


Abb. 19.

Beispiel. Die Untersuchung von kleinen Teilen der Ausdehnungslinie eines Gasmaschinendiagrammes (Abb. 20) ergab von oben nach unten für m folgende Werte: $m_1 = 1{,}39$; $m_2 = 1{,}41$; $m_3 = 1{,}45$; $m_4 = 1{,}51$ usw. Wie man sieht, ist im oberen Teile $m < \varkappa$, es wird also, wie der Indikator anzeigt, dem Gase in dieser Zeit Wärme zugeführt. Tatsächlich wird ja nun aber, wie aus der Bauweise der Gasmaschine bekannt ist, der Zylinder durch Wasser gekühlt, es wird also Wärme abgeführt. Man kann demnach allein aus dieser Untersuchung der Ausdehnungslinie den Schluß ziehen, daß im vorliegenden Falle dem Gase in dem ersten Abschnitte der Ausdehnung noch recht energisch Wärme zugeführt wird, z. B. durch nachträgliche Verbrennung. Es würde also daraus geschlossen werden können, daß die Verbrennung im obersten Punkte des Diagrammes noch nicht vollendet ist.

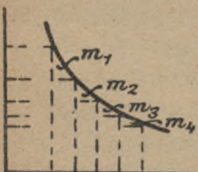


Abb. 20.

Zweiter Abschnitt.

Wärme und Arbeit.

Aufgabe 27. Wenn eine Maschine in 1 sek eine Last von 75 kg 1 m hochgehoben hat, so hat sie bekanntlich 1 nutzbare PS (1 PS_n) geleistet. Wieviel Wärme würde die Maschine sekundlich zu ihrem Betriebe benötigen, wenn es möglich wäre, sämtliche der Maschine zugeführte Wärme in Arbeit umzusetzen?

Lösung. Nach dem ersten Hauptsatze der mechanischen Wärmetheorie ist $A = {}^1/_{427}$ die Umrechnungszahl, welche angibt, wieviel Wärme man bei vollständiger Ausnützung zur Verrichtung von 1 mkg Arbeit verbraucht. Der Wärmeverbrauch in der gestellten Aufgabe wäre also ${}^{75}/_{427} = 0{,}176$ WE/sek.

Aufgabe 28. Bei einem Versuche, der im Jahre 1909 an einer Pumpmaschine im Hamburger Wasserwerk angestellt wurde, ergab sich, daß zu einer Leistung von 1 PS-st, ausgedrückt in gehobenem Wasser (d. h. stündlich gehobenes Wassergewicht $\times$ Förderhöhe : 75), an Kohle 0,535 kg verbraucht wurde. Die Kohle hatte einen Heizwert $H = 7516$ WE/kg (d. h. bei vollständiger Verbrennung entwickelt 1 kg Kohle H Wärmeeinheiten).

a) Wieviel mkg nutzbare Arbeit L wurde also bei Verbrennung von 1 kg Kohle gewonnen und

b) welches war der Gesamtwirkungsgrad der ganzen Pumpenanlage?

Lösungen. a) Da 1 PS-st $= 75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ mkg sind, so wird $L = 270\,000 : 0{,}535 = 505\,000$ mkg, die nach dem ersten Hauptsatze einer Wärmemenge $W = 505\,000 : 427 = 1180$ nutzbar gemachten WE/1 kg Kohle entsprechen. Damit wird

b) der Wirkungsgrad der gesamten Pumpenanlage

$$= W : H = 1180 : 7516 = 0{,}157 = 15{,}7\,\%.$$

Aufgabe 29. Welche Wärme ist unter Voraussetzung vollständiger Wärmeausnützung nötig, um 1 Stunde lang 1 PS oder, anders ausgedrückt, eine Arbeit von 1 PS-st zu verrichten?

Lösung. Wenn eine Maschine 1 Stunde lang 1 PS leistet, so verrichtet sie insgesamt eine Arbeit von $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ mkg, welche nach dem ersten Hauptsatze einer Wärmemenge von $270\,000 : 427 = 632$ WE entsprechen. Da diese Zahl bei sehr vielen Rechnungen eine große Rolle spielen wird, stellen wir noch einmal kurz fest:

$$1 \text{ PS-st} = 632 \text{ WE}.$$

Aufgabe 30. Bei einer Gasmaschine ist durch einen kurzen Versuch von 50 min Dauer festgestellt worden, daß die Maschine durchschnittlich 1,7 PS leistete. Wieviel von der in dem Gase zugeführten Wärme wurde in dieser Zeit in nutzbare Arbeit umgesetzt?

Lösung. Die Maschine hat $\frac{50}{60} \cdot 1{,}7$ PS-st geleistet. Nach Aufgabe 29 entspricht das $\frac{50}{60} \cdot 1{,}7 \times 632 = 895$ WE.

Aufgabe 31. Für mittelgute Dampfmaschinenanlagen kann man überschlägig annehmen, daß die der Maschinenanlage in der Kohle zugeführte Wärme zu etwa 10 % in nutzbare Arbeit umgewandelt wird. Unter dieser Voraussetzung und unter der Annahme, daß 1 kg Steinkohle bei vollkommener Verbrennung 7000 WE entwickelt, soll der stündliche Kohlenverbrauch einer Dampfmaschinenanlage von 40 PS überschlägig berechnet werden.

Lösung. In einer Stunde verrichtet die Maschine 40 PS-st, was nach Aufgabe 29 einer Wärme von $40 \cdot 632 = 25\,280$ WE entspricht. Da nur 10 % der mit den Kohlen zugeführten Wärme nutzbar gemacht werden, so verbraucht die Maschinenanlage stündlich 252 800 WE oder $252\,800 : 7000 = 36$ kg Kohle.

Aufgabe 32. Ein Bremsversuch an einer Gasmaschine hat 1 st 20 min gedauert, wobei die Gasmaschine durchschnittlich 36 PS_n (Nutzpferdestärken) leistete. Durch Ablesen an einer Gasuhr wurde festgestellt, daß die Maschine in dieser Zeit 24,48 cbm Leuchtgas verbrauchte. Versuche, die gleichzeitig mit einem Heizwertmesser (Kalorimeter) angestellt wurden, ergaben, daß das Leuchtgas einen Heizwert von $H = 5190$ WE/cbm entwickelte (vgl. Aufg. 11 a).

a) Welche Wärme verbrauchte die Gasmaschine während des Versuches?

b) Welchem Wärmewerte entſpricht die von der Maſchine verrichtete Arbeit?

c) Zu wieviel $^0/_0$ iſt demnach die Wärme in der Maſchine ausgenützt worden?

Löſungen. a) $24{,}48 \cdot 5190 = 126\,800$ WE.

b) $(^{80}/_{60}) \cdot 36 \cdot 632 = 30\,300$ WE.

c) $(30\,300 : 126\,800) \cdot 100 = 23{,}9\,^0/_0$.

Aufgabe 33. In einem Zylinder von 1 qdm Querſchnitt (Abb. 21) befindet ſich 1 kg Waſſer von 0^0, auf welchem ein gewichtslos gedachter Kolben aufruht, der mit einem Drucke von 4 at belaſtet iſt. Der Zylinder wird nun ſo lange erwärmt, bis ſämtliches Waſſer in Dampf verwandelt iſt, was bei der geſtrichelten Kolbenſtellung der Fall ſein möge.

Welcher Wärmemenge entſpricht die Arbeit, die aufzuwenden iſt, um den Kolben entgegen dem auf ihm laſtenden Drucke bis in die obere Stellung zu heben? Das vom Zylinder und dem Kolben in ſeiner oberen Stellung eingeſchloſſene Volumen beträgt, wie aus Dampftabellen zu entnehmen iſt, 0,4708 cbm.

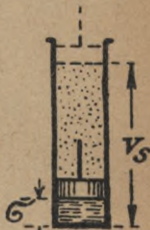


Abb. 21.

Löſung. Das Volumen in der Anfangsſtellung des Kolbens beträgt bekanntlich 1 cdm. Der Kolben von 100 qcm Querſchnitt mußte alſo um $470{,}8 - 1 = 469{,}8$ dm $= 46{,}98$ m gehoben werden. Das entſpricht aber bei 4 at, die auf dem Kolben laſten einer Arbeit von $4 \cdot 100 \cdot 46{,}98 = 18\,792$ mkg oder $18\,792 : 427 = 44$ WE.

Aufgabe 34. Wieviel Wärme Q braucht man, um $G = 320$ lit Waſſer von $t_1 = 18^0$ auf $t_2 = 45^0$ zu erwärmen?

Löſung. Um 1 kg Waſſer um 1^0 zu erwärmen, braucht man eine Wärmemenge, die man als 1 WE (Wärmeeinheit) bezeichnet. Da 1 lit Waſſer 1 kg wiegt, iſt $Q = G \cdot (t_2 - t_1) = 320 \cdot (45 - 18) = 8460$ WE.

Aufgabe 35. Wieviel Wärme Q braucht man, um $G = 120$ kg Blei von $t_1 = 15^0$ auf $t_2 = 100^0$ C zu erwärmen, bei einer ſpezifiſchen Wärme des Bleies $c = 0{,}031$ WE/kg?

Lösung. Spezifische Wärme c irgendeines Stoffes ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg dieses Stoffes um 1^0 zu erwärmen. Um G kg des Stoffes von t_1 auf t_2 zu erwärmen, braucht man also $Q=G\cdot c\cdot(t_2-t_1)$, d. h. in unserem Falle $120\ 0{,}031\cdot 85 = 316$ WE.

Aufgabe 36. Wasserwert. Wenn eine Flüssigkeit in einem Gefäße erwärmt werden soll, so muß nicht nur die Flüssigkeit, sondern zunächst auch das Gefäß erwärmt werden. Man versteht dabei unter Wasserwert eines Gefäßes dasjenige Wassergewicht, welches zu seiner Erwärmung um t^0 genau so viel Wärme verbraucht als das betreffende Gefäß ohne Wasser.

Es soll nun eine Flüssigkeit in einem Gefäße erwärmt werden, dessen Eisenteile 300 kg, dessen Kupferteile 50 kg wiegen. Wie groß ist der Wasserwert dieses Gefäßes, wenn die spezifische Wärme des Eisens $c_e = 0{,}114$, die des Kupfers $c_k = 0{,}093$ beträgt?

Lösung. Um das Gefäß um 1^0 zu erwärmen, braucht man

$$Q = 300\cdot 0{,}114 + 50\cdot 0{,}093 = 38{,}8\ \text{WE}.$$

Genau so viel kg Wasser lassen sich aber auch mit 38,8 WE um 1^0 C erwärmen. Der Wasserwert des Gefäßes beträgt also 38,8.

Aufgabe 37. In einem rings geschlossenen Behälter befinden sich 1,5 cbm Luft von $t_1 = 30^0$ C. Ein an den Behälter angesetztes Barometerrohr zeigt einen Überdruck der eingeschlossenen Luft von 18 mm Qu. Der Barometerstand an dem betreffenden Tage beträgt 752 mm Qu. Wieviel Wärme braucht man, um die Luft in dem Behälter auf $t_2 = 50^0$ C zu erwärmen?

Lösung. Die Erwärmung geht bei gleichbleibendem Volumen vor sich. Um 1 kg Luft unter dieser Voraussetzung um 1^0 zu erwärmen, braucht man $c_v = 0{,}17$ WE. Um G kg Luft von $T_1{}^0$ auf $T_2{}^0$ zu erwärmen, braucht man

$$Q = G\cdot c_v\cdot(T_2 - T_1)\ \text{WE}.$$

Man findet zunächst

$$G = \frac{P\cdot V}{R\cdot T} = \frac{10000\cdot\frac{752+18}{736}\cdot 1{,}5}{29{,}26\cdot(273+30)} = 1{,}775\ \text{kg}$$

und damit $Q = 1{,}775\cdot 0{,}17\cdot 20 = 6{,}03$ WE.

Aufgabe 38. Der Luftzutritt zum Verbrennungsraume einer Dampfkesselfeuerung sei so geregelt, daß bei Verbrennung von je 1 kg Steinkohle 20 kg Verbrennungsgase von $t_1 = 1570^0$ C entstehen. Die spezifische Wärme der Gase bei gleichbleibendem Drucke sei derjenigen von Luft gleich, also $c_p = 0{,}24$ WE/kg. Durch Abgabe von Wärme an die Kesselwandungen mögen sich die Gase auf $t_2 = 300^0$ C abkühlen. Wieviel Wärmeeinheiten Q gibt jedes kg Kohle bei der Verbrennung an das Kesselinnere ab?

Lösung. $Q = 20 \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) = 20 \cdot 0{,}24 \cdot (1570 - 300)$
$= 6100$ WE.

Aufgabe 39. Für Sauerstoff beträgt die spezifische Wärme bei gleichbleibendem Volumen $c_v = 0{,}156$ WE/kg. Das kg-Volumen bei 0^0 und 760 mm ist $v = 0{,}7$ cbm/kg; die Gaskonstante $R = 26{,}50$. Es soll daraus c_p, die spezifische Wärme bei gleichbleibendem Drucke, berechnet werden.

Lösung. Der Wert $R = 26{,}5$ läßt sich bekanntlich auch deuten als Arbeit von 1 kg Gas bei 1^0 Temperaturerhöhung. Das heißt also hier: Bei gleichbleibender Spannung und einer Temperaturerhöhung um 1^0 C leistet 1 kg Sauerstoff eine Arbeit von 26,5 mkg, was nach dem ersten Hauptsatze einem Wärmeaufwand von $26{,}5 : 427 = 0{,}062$ WE entspricht. Diese Wärme wurde also einzig und allein für die Verrichtung von Arbeit verbraucht. Zur Erwärmung des 1 kg Sauerstoff um $1^0 C$ mußten außerdem $c_v = 0{,}156$ WE aufgewendet werden. Im ganzen sind also erforderlich $0{,}156 + 0{,}062 = 0{,}218$ WE, und diese Wärmemenge nennt man c_p: es ist diejenige Wärmemenge, welche notwendig ist, um 1 kg Sauerstoff bei gleichbleibendem Drucke um 1^0 zu erwärmen. Es ist also für Sauerstoff $c_p = 0{,}218$ WE/kg.

Viel kürzer wird die Berechnung, wenn man sich daran erinnert, daß bei Gasen $c_p : c_v = \varkappa = 1{,}4$ ist. Man findet:

$$c_p = 1{,}4 \cdot c_v = 1{,}4 \cdot 0{,}156 = 0{,}218.$$

Aufgabe 40. Wie groß ist für Sauerstoff die spezifische Wärme bei gleichbleibendem Volumen C_v, bezogen auf 1 cbm von 15^0 und 1 at?

Lösung. Wenn nichts dazu gesagt wird, bezieht man die spezifische Wärme immer auf 1 kg des betreffenden Stoffes. Soll sie daher, wie hier, auf 1 cbm bezogen werden, so hat man nur nötig, das Gewicht von 1 cbm in dem angegebenen Zustande zu bestimmen und diesen Wert mit dem Werte der spezifischen Wärme bezogen auf 1 kg zu multiplizieren, d. h. es ist

$$C_v = \gamma \cdot c_v.$$

Im vorliegenden Falle findet man unter Berücksichtigung der in Aufgabe 39 angegebenen Werte:

$P:\gamma = R \cdot T$ oder $\gamma = P:(R \cdot T) = 10000:(26{,}5 \cdot 288) = 1{,}31$ kg/cbm
und $\quad C_v = 1{,}31 \cdot 0{,}156 = 0{,}204$ WE/cbm.

Aufgabe 41. Es ist der Wirkungsgrad einer Salztrocknungsanlage zu berechnen. Abb. 22 stellt die Gerippskizze einer Anlage dar, wie sie in Salinen zur Trocknung des Salzes verwendet wird: Eine schräg gelagerte Trommel wird in ständiger Umdrehung erhalten. Durch die Trommel wird von einem Gebläse in der Richtung von links nach rechts erwärmte Luft hindurch getrieben, während das Salz sich in umgekehrter Richtung durch die Trommel bewegt. Infolge der Drehung der Trommel durchdringt die heiße Luft das Salz und entzieht ihm dabei seine Feuchtigkeit.

Es soll nun der Wirkungsgrad einer solchen Anlage berechnet werden, d. h. es soll berechnet werden, welcher Prozentsatz der mit der Luft zugeführten Wärme nutzbringend (nämlich zur Verdampfung von Wasser und zur Erwärmung des Salzes) verwendet wird. Die Gesamtanlage besteht aus 8 Trommeln, in welchen innerhalb 24 Stunden 25 Tonnen Salz getrocknet werden. Das Salz enthält beim Eintritt in die Trommeln 15 % Wasser. Der Barometerstand werde zu $b = 760$ mm Qu angenommen; die spezifische Wärme des Salzes beträgt $c = 0{,}22$ WE/kg. Die Anlage arbeitet unter folgenden Verhältnissen: Temperatur der Luft beim Eintritt in die Trommeln $t_e = 150^0$ C. Temperatur der Luft beim Austritt aus den Trommeln $t_a = 50^0$ C. Überdruck der Luft kurz vor Eintritt in die Trommeln 40 mm WS. Luftverbrauch, gemessen unmittelbar vor Eintritt in die Trommeln, für jede Trommel $V = 1000$ cbm/st. Das Salz erwärmt sich beim Durchgange durch die Trommeln um 85^0.

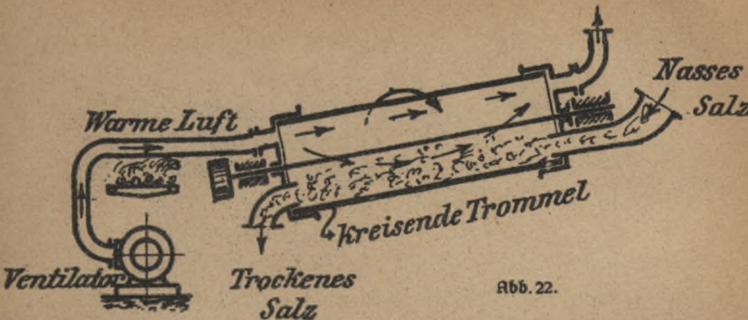


Abb. 22.

Lösungen. Zur Lösung der Aufgabe sind folgende drei Fragen zu beantworten:

a) Welche Wärmemenge Q_1 gibt die Luft beim Hindurchstreichen durch die Trommel an das feuchte Salz ab?

b) Welche Wärmemenge Q_2 wäre theoretisch notwendig, um das im Salze enthaltene Wasser vollständig zu verdampfen und das Salz um 85° C zu erwärmen? Dabei soll überschlägig angenommen werden, daß zur Verdampfung von 1 kg Wasser 600 WE erforderlich sind.

c) Wie groß ist der Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis $\eta = Q_2 : Q_1$?

Die Fragen sind wie folgt zu beantworten:

a) Die durch die 8 Trommeln in 24 st hindurchstreichende Luft besitzt ein gewisses Gewicht G, welches sich von 150° auf 50° abkühlt. Das spezifische Gewicht der Luft ist

$$\gamma = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{(0{,}004 + 1{,}0333) \cdot 10000}{29{,}26 \cdot (273 + 150)} = 0{,}84 \text{ kg/cbm},$$

und damit wird

$$G = 8 \cdot 24 \cdot V \cdot \gamma = 8 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot 0{,}84 = 161\,000 \text{ kg/24 st}.$$

Dieses Luftgewicht kühlt sich nun bei gleichbleibender Spannung ($c_p = 0{,}24$) von 150° auf 50° C ab, gibt also an das Salz eine Wärme ab

$$Q_1 = G \cdot c_p (150 - 50) = 161\,000 \cdot 0{,}24 \cdot 100 = 3\,860\,000 \text{ WE}.$$

b) In 24 st werden den 8 Trommeln 25 000 kg Salz mit 15% Wassergehalt zugeführt. Es müssen also in 24 st verdampft werden

$25000 \cdot 0{,}15 = 3750$ kg Wasser, wozu theoretisch nach der gemachten Annahme $3750 \cdot 600 = 2250000$ WE erforderlich sind.

Das Gewicht an trockenem Salz beträgt mithin nur noch $G_s = 25000 - 3750 = 21250$ kg, welche um 85° zu erwärmen sind, wozu $G_s \cdot c \cdot 85 = 21250 \cdot 0{,}22 \cdot 85 = 398000$ WE erforderlich sind. Theoretisch sind also zum Verdampfen des Wassers und zum Erwärmen des Salzes notwendig:

$$Q_2 = 2250000 + 398000 = 2648000 \text{ WE}.$$

c) Aus den gefundenen Werten ergibt sich:

$$\eta = Q_2 : Q_1 = 2648000 : 3860000 = 0{,}68.$$

Aufgabe 42. Auf einem Eisenhüttenwerke soll für einen Schweißofen (Abb. 23), in welchem Pakete von Eisenschrott S, S für Feineisenerzeugung auf Schweißwärme gebracht werden, eine überschlägige Wärmebilanz aufgestellt werden.[1]) Die Betriebsbedingungen sind die folgenden:

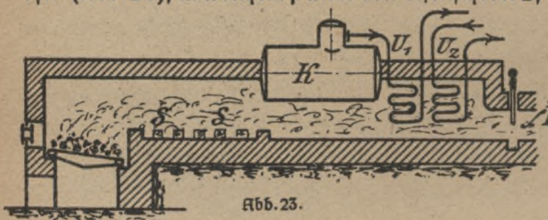


Abb. 23.

Während einer Arbeitsschicht wurden verfeuert 2960 kg Steinkohle mit einem Heizwerte von 6800 WE/kg. Der Ofen lieferte in dieser Zeit 7250 kg fertige Ware, 460 kg Abfall und 1580 kg Schweißschlacke. In dem Dampfkessel wurden während derselben Zeit rund 10000 kg Dampf von 7 at Ue erzeugt. Dieser Dampf und außerdem noch dieselbe Dampfmenge aus einem anderen Dampfkessel wurden durch zwei Überhitzer U_1 und U_2 geleitet und hier auf rund 250° überhitzt. Durch Messungen wurde festgestellt, daß das Gewicht der Abgase 50900 kg betrug bei einer Temperatur von 420° C im Fuchs (Austrittskanal) F. Die spezifische Wärme der Abgase wurde zu $c_p = 0{,}24$ ermittelt. Die Außentemperatur betrug im Mittel 10° C.

Lösung. Um annähernd die Wärme festzustellen, welche in dem zur Schweißglut gebrachten Eisen und in der geschmolzenen und er-

1) Unter Benützung einer Mitteilung von W. Tafel in „Stahl und Eisen".

hitzten Schlacke steckte, wurden zunächst folgende Vorversuche angestellt:

1. Vorversuch. In ein Gefäß, welches 240 lit Wasser von 16 °C enthielt, wurden 28 kg auf Schweißwärme gebrachtes Schmiedeisen (Schrottpakete aus dem Ofen) hineingeworfen. Nachdem gut umgerührt war, betrug die Temperatur des Wassers 45 °C.

Wieviel Wärme ist also nach diesem Versuch nötig, um 1 kg Schrott auf Schweißofentemperatur zu bringen?

Da die Wärme, die in dem Eisen steckte, gleich sein muß der zur Temperaturerhöhung des Wassers erforderlichen Wärmemenge, so ergibt sich

$$28 \cdot x = 240 \cdot (45 - 16) \text{ und daraus } x = 248 \text{ WE/kg}.$$

2. Vorversuch. Unter genau denselben Verhältnissen wurden 17,7 kg flüssige Schlacke aus dem Ofen in das Wasser geworfen. Das Wasser erwärmte sich auf 40°. In genau derselben Weise, wie bei Vorversuch 1 ergibt sich die Wärme, welche nötig war, um 1 kg Schlacke zu schmelzen und zu erhitzen, aus der Beziehung

$$17{,}7 \cdot y = 240 \cdot (40 - 16) \text{ und } y = 326 \text{ WE/kg}.$$

Die Wärmebilanz.

a) Einnahme: Die in den verbrannten Kohlen steckende Wärmemenge, nämlich $Q = 2960 \cdot 6800 = 20\,128\,000$ WE.

b) Ausgabe, bestehend aus folgenden Einzelposten:

1) Diejenige Wärme, welche zum Erhitzen der fertigen Ware und des Abfalles aufgewendet werden mußte (s. Vorversuch 1):

$$Q_1 = (7250 + 460) \cdot 248 = 1\,918\,000 \text{ WE}.$$

2) Diejenige Wärme, welche zum Schmelzen und Erhitzen der gesamten Schlacke aufgewendet werden mußte (s. Vorversuch 2):

$$Q_2 = 1580 \cdot 326 = 515\,000 \text{ WE}.$$

3) Die zur Verdampfung des Wassers notwendige Wärme. Bei solch überschlägigen Rechnungen nimmt man gewöhnlich an, daß zur Verdampfung von 1 kg Wasser 600 WE erforderlich sind:

$$Q_3 = 10\,000 \cdot 600 = 6\,000\,000 \text{ WE}.$$

4) Diejenige Wärme, welche nötig ist, um den in den Kesseln erzeugten Dampf von 8 at abs (der eine Temperatur von rund $t_1 = 170\,°C$

hat) auf $t_2 = 250^0$ zu überhitzen. Die spezifische Wärme bei gleichbleibender Spannung beträgt hier $c_p = 0{,}54$:

$$Q_4 = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) = (2 \cdot 10\,000) \cdot 0{,}54 \cdot (250 - 170) = 865\,000 \text{ WE}.$$

5) Wärmeverluste durch Abgase: Darunter ist zu verstehen diejenige Wärme, welche nutzlos aufgewendet werden mußte, um die gesamten Abgase von der Außentemperatur (10^0 C) auf 420^0 C zu erwärmen:

$$Q_5 = 50\,900 \cdot 0{,}24 \cdot (420 - 10) = 5\,000\,000 \text{ WE}.$$

6) Verluste durch den Wirkungsgrad des Kessels (angenommen zu $\eta_k = 0{,}85$; die Verluste durch die Essengase sind schon berücksichtigt, daher erscheint der Wirkungsgrad etwas hoch) und den Wirkungsgrad der Überhitzer (angenommen zu $n_u = 0{,}75$). Da zum Verdampfen des Wassers nach Nr. 3 theoretisch 6000000 WE erforderlich sind, verbrauchte also der Kessel in Wirklichkeit 6000000:0,85 WE. In derselben Weise ergibt sich der tatsächliche Wärmeverbrauch der Überhitzer (vgl. Nr. 4) zu 865000:0,75 WE. Die fraglichen Verluste ergeben sich also aus

$$Q_6 = \frac{6\,000\,000}{0{,}85} + \frac{865\,000}{0{,}75} - (6\,000\,000 + 865\,000) = 1\,347\,000 \text{ WE}.$$

7) Der noch fehlende Rest stellt die Verluste durch unvollkommene Verbrennung, Wärmeleitung und Wärmestrahlung dar:

$$Q_7 = Q - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) = 4\,483\,000 \text{ WE}.$$

In einer Tabelle zusammengefaßt ergibt sich folgende Übersicht:

	WE	v. H.
Einnahme $Q =$	20 128 000	100
Ausgabe $Q_1 =$	1 918 000	9,53
$Q_2 =$	515 000	2,55
$Q_3 =$	6 000 000	29,84
$Q_4 =$	865 000	4,30
$Q_5 =$	5 000 000	24,84
$Q_6 =$	1 347 000	6,69
$Q_7 =$	4 483 000	22,25
Summe	20 128 000	100,00

Aufgabe 43. Bei einer Dieselmaschine wird durch Indizieren des Zylinders eine Leistung von 50 PS festgestellt bei einem stündlichen Ölverbrauch von 12 kg. Durch Untersuchung ergab sich, daß das Öl bei vollkommener Verbrennung 9400 WE/kg entwickeln könnte. Wie groß ist η_t, der thermische Wirkungsgrad der Maschine?

Lösung. Thermischer Wirkungsgrad ist das Verhältnis von: in der Maschine nutzbar gemachter Wärme zur gesamten zugeführten Wärme. Zugeführt wurden aber der Maschine in der st 12 kg Öl, d. h. $12 \cdot 9400 = 112800$ WE. Nutzbar gemacht wurden während einer st 50 PS-st oder (vgl. Aufgabe 29) $50 \cdot 632 = 31600$ WE. Mithin ergibt sich $\eta_t = 31600 : 112800 = 0{,}28$ oder 28 %.

Aufgabe 44. Es soll die Isotherme für Gase (gleichseitige Hyperbel) aufgezeichnet werden.

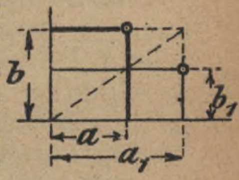


Abb. 24.

Lösung. Da die Gleichung der Gas-Isotherme $P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2$ ist, so beruht die Lösung der Aufgabe auf der einfachen Aufgabe der Planimetrie, das Rechteck $a \cdot b$ (Abb. 24) in ein anderes flächengleiches Rechteck von der Grundlinie a_1 zu verwandeln: Man zeichnet zunächst das Rechteck $b \cdot a_1$, zieht in diesem neuen Rechteck die angegebene Diagonale und findet in dem Schnittpunkte dieser Diagonalen mit der einen Seite des ursprünglichen Rechteckes die gesuchte Höhe b_1. Es ist dann also $a \cdot b = a_1 \cdot b_1$.

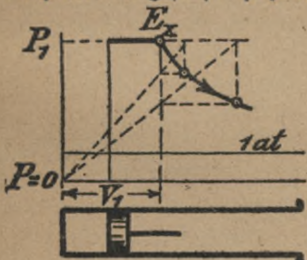


Abb. 25.

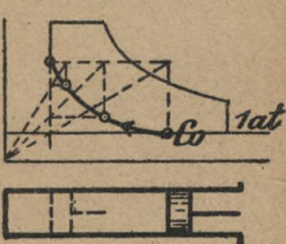


Abb. 26.

Aus Abb. 25 und 26 erkennt man leicht die Anwendung dieser Methode auf die Auffindung beliebig vieler Punkte (die alle der Bedingung: $P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2 = \ldots$ entsprechen), sobald nur ein einziger Punkt der Isotherme (gleichseitigen Hyperbel) gegeben ist. Genau zu beachten ist immer nur, daß als Ausgangspunkt der Strahlen derjenige Punkt zu wählen ist, in welchem $P = 0$ und $v = 0$ ist, und ja nicht etwa derjenige Punkt, in welchem der Überdruck $= 0$ d. h. $p = 1$ at ist!

Bei Dampfmaschinen (wie überhaupt bei allen Kolbenmaschinen) läßt der Kolben, wenn die Maschine im Totpunkte steht, hinter sich noch einen Raum frei, den sogenannten schädlichen Raum. Das Diagramm beginnt dann bei dieser Kolbenstellung. Soll nun vom Punkte „Ex“ (Expansion) (Abb. 25) aus eine gleichseitige Hyperbel gezeichnet werden, so ist auch hier wieder wohl zu beachten, daß die Strahlen nicht etwa von der Totpunkts-Stellung des Kolbens aus gezeichnet werden, sondern von der Stelle aus, wo $v = 0$ ist, denn auch das in dem „schädlichen Raume“ befindliche (Gas- oder) Dampfvolumen nimmt ja an der Zustandsänderung teil. Abb. 26 zeigt, wie die Kurve der Dampfverdichtung zu zeichnen ist, wenn die Verdichtung vom Punkte „Co“ (Compression) aus beginnen soll.

Aufgabe 45. Es soll eine Adiabate für Gase gezeichnet werden, deren Punkte bekanntlich der Gleichung $P_1 \cdot v_1^{\varkappa} = P_2 \cdot v_2^{\varkappa}$ genügen müssen, wobei $\varkappa = 1{,}4$ ist.

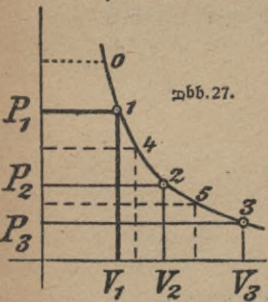


Abb. 27.

Lösung. Die Aufzeichnung geschieht hier am zweckmäßigsten in der Weise, daß man mehrere Punkte der Kurve berechnet. Besonders einfach wird diese Art der Aufzeichnung, wenn man die Gleichung in der allgemeinen Form schreibt $\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa}$ und hierin z. B. $P_2 : P_1 = 1 : 2$ setzt. Man erhält dann nämlich $v_2 = 1{,}641\ v_1$.

Es soll z. B. von dem Punkte 1 (Abb. 27) aus eine Adiabate gezeichnet werden. Da in der Abb. P_1 durch ein Strecke von 20 mm, v_1 durch eine Strecke von 10 mm dargestellt wird, so ergibt sich folgendes:

Für $P_2 = \frac{1}{2} \cdot P_1 = \frac{1}{2} \cdot 20 = 10$ mm wird
$v_2 = 1{,}641 \cdot v_1 = 1{,}641 \cdot 10 = 16{,}41$ mm.
Für $P_3 = \frac{1}{2} \cdot P_2 = \frac{1}{2} \cdot 10 = 5$ mm wird
$v_3 = 1{,}641 \cdot v_2 = 1{,}641 \cdot 16{,}41 = 27$ mm usw.

Will man noch mehr Punkte finden, so ergeben sich solche z. B. aus der weiteren allgemeinen Beziehung: für $P_2 : P_1 = 3 : 4$ wird $v_2 = 1{,}228 \cdot v_1$. Es ergibt sich dann z. B. für den gewählten Fall folgendes: Für $P_4 = {}^3/_4 P_1 = {}^3/_4 \cdot 20 = 15$ mm wird $v_4 = 1{,}228 v_1 = 1{,}228 \cdot 10 = 12{,}28$ mm; oder für $P_5 = {}^3/_4 P_2 = {}^3/_4 \cdot 10 = 7{,}5$ mm wird $v_5 = 1{,}228 \cdot v_2 = 1{,}288 \cdot 16{,}41 = 21{,}15$ mm usw. Die Ausrechnung der betreffenden Werte mit Hilfe des Rechenschiebers ist genügend genau.

Soll die Adiabate z. B. von dem Punkte 2 nach oben gezeichnet werden, so hätte man einfach zu rechnen: Für $P_1 = 2 \cdot P_2 = 2 \cdot 10 = 20$ mm wird $v_1 = v_2 : 1{,}641 = 16{,}41 : 1{,}641 = 10$ mm, und ebenso für $P_0 = {}^4/_3 P_1 = {}^4/_3 \cdot 20 = 26{,}6$ mm wird $v_0 = v_1 : 1{,}288 = 10 : 1{,}288 = 7{,}76$ mm usw.

Auf dieselbe Weise lassen sich auch noch andere Kurven ähnlicher Gattung zeichnen, bei denen der Exponent andere Werte besitzt (z. B. polytrope: Aufgabe 25). Siehe darüber Graßmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine, Karlsruhe 1912.

Aufgabe 46. Es soll die Arbeit L berechnet werden, die zum Ansaugen, Verdichten und Herausdrücken von 1 cbm Gas erforderlich ist, wenn der Kompressor nach einem Diagramm, ähnlich Abb. 28, arbeitet und die Verdichtung (Kurve 2—3) adiabatisch geschieht.

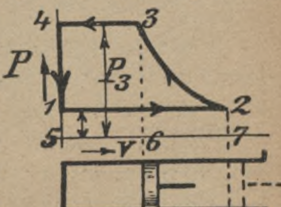


Abb. 28.

Lösung. Die zum Ansaugen, Verdichten und Herausdrücken von 1 **kg** Gas erforderliche Arbeit L_0 wird dargestellt durch die gesamte Fläche des Diagrammes 1, 2, 3, 4, welches seinerseits sich wieder zusammensetzt aus Arbeit L_1 = Fläche 2, 3, 6, 7, vermehrt um Arbeit L_3 = Fläche 3, 4, 5, 6, vermindert um Arbeit L_2 = Fläche 1, 2, 7, 5. Also $L_0 = L_1 + L_3 - L_2$.

L_1 stellt die Arbeit dar, die erforderlich ist, um 1 kg Gas lediglich von p_2 auf p_3 at zu verdichten. Sind T_2 und T_3 die entsprechenden absoluten Temperaturen, so ist nach den Gesetzen der Technischen Wärmelehre

$$1) \qquad L_1 = \frac{c_v}{A} \cdot (T_3 - T_2) = \frac{c_v}{A} \cdot T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) \text{ mkg.}$$

Beachtet man, daß $\frac{c_v}{A} = \frac{R}{\varkappa - 1}$, daß ferner $\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$ und endlich, daß $R \cdot T_2 = P_2 \cdot v_2$, so wird

$$L_1 = \frac{1}{\varkappa - 1} \cdot P_2 \cdot v_2 \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right] \text{mkg.}$$

2) Aus der Abb. ergibt sich $L_3 = P_3 \cdot v_3$ und $L_2 = P_2 \cdot v_2$, und daher unter Berücksichtigung, daß allgemein $P \cdot v = R \cdot T$,

$$L_3 - L_2 = R \cdot (T_3 - T_2) = R \cdot T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) = P_2 \cdot v_2 \cdot \left[\ldots \right],$$

genau derselbe Klammerwert, wie oben.

3) $$L_0 = L_1 + (L_3 - L_2) = \left(\frac{1}{\varkappa - 1} + 1 \right) \cdot P_2 \cdot v_2 \cdot \left[\ldots \right]$$

$$= \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot P_2 \cdot v_2 \cdot \left[\ldots \right].$$

4) Da 1 kg angesaugtes Gas ein Volumen von v_2 cbm hat, so ist die zum Ansaugen, Verdichten und Herausdrücken von 1 **cbm** Gas erforderliche Arbeit

$$L = \frac{1}{v_2} \cdot L_0 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot P_2 \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right] \text{mkg.}$$

Es ist wohl zu beachten, daß auf die Größe der erforderlichen Arbeit die Temperatur der angesaugten Luft ohne Einfluß ist; sie kommt in der Formel gar nicht vor!

Wird z. B. 1 cbm Luft von $p_2 = 1$ at angesaugt, adiabatisch auf 4 at verdichtet und aus dem Zylinder herausgedrückt, so ist dazu eine Arbeit erforderlich von

$$L = \frac{1{,}4}{0{,}4} \cdot 10000 \cdot \left[\left(\frac{5}{1} \right)^{\frac{0{,}41}{1{,}4}} - 1 \right] = 21\,000 \text{ mkg.}$$

Aufgabe 47. Ein Luftkompressor saugt stündlich 1800 cbm Luft von $p_2 = 1$ at an und verdichtet sie adiabatisch auf $p_3 = 5$ at Ue (vgl. Diagramm Abb. 28). Wieviel PS sind theoretisch zum Betriebe dieses Kompressors erforderlich?

Lösung. In der sek werden $1800 : 3600 = 0{,}5$ cbm Luft angesaugt. Durch Eintragung der Werte in die Formel für L am Schlusse von Aufgabe 46 erhält man die Arbeit, die sekundlich zum Betriebe des Kompressors (theoretisch) aufgewendet werden muß:

$$L = 0{,}5 \cdot \left[\frac{1{,}4}{0{,}4} \cdot 10\,000 \cdot \left[\left(\frac{6}{1} \right)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} - 1 \right] \right] = 12\,000 \text{ mkg/sek}$$

und daraus die Anzahl der erforderlichen PS:

$$N = 11\,750 : 75 = 160\,\text{PS}.$$

Aufgabe 48. Wieviel PS sind theoretisch zum Betriebe eines Kompressors erforderlich, der unter denselben Bedingungen wie in Aufgabe 47 arbeitet, nur mit dem Unterschiede, daß die Verdichtung isothermisch erfolgt?

Lösung. Zum Ansaugen, Verdichten und Herausdrücken von 1 cbm Luft gehören bei isothermischer Verdichtung nach den Gesetzen der Technischen Wärmelehre $L = P_2 \cdot \log\text{nat}\,\frac{P_3}{P_2}$ mkg. In unserem Fall wird daher

$$N = {}^1/_{75} \cdot 0{,}5 \cdot 10\,000 \cdot \log\text{nat}\,{}^6/_1 = 119\,\text{PS}.$$

Aufgabe 49. Abb. 29 stellt die Gerippskizze eines sogenannten hydraulischen Kompressors dar, d. h. einer Anlage, bei welcher allein durch geschickte Ausnützung eines Wassergefälles verdichtete Luft ohne Zuhilfenahme einer Kolbenmaschine erzeugt werden kann: Aus einem offenen Behälter b, der mit dem zufließenden Wasser in Verbindung steht, fällt das Wasser durch ein Rohr in den geschlossenen Behälter c. Das herabstürzende Wasser saugt bei a Luft an, die sich zunächst mit dem Wasser mischt, nachher aber in dem Kessel c wieder aus dem

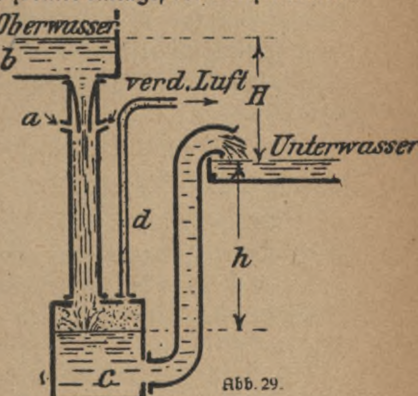


Abb. 29.

Wasser ausscheidet. Von dem Behälter c aus steigt das Wasser in einem Rohre von der Länge h in die Höhe und fließt dann in dem Unterlaufe des Wassergefälles von der Höhe H ab. Die in dem Behälter c ausgeschiedene Luft erhält hierdurch eine Pressung entsprechend h m WS und kann vermittels des Rohres d zu beliebiger Verwendung weitergeleitet werden. Infolge der großen Wassermenge, mit welcher die Luft bei der Verdichtung in unmittelbare Berührung kommt, ist die Verdichtung eine rein isothermische.

Die Höhe der Verdichtung hängt, wie man sieht, nicht von der Größe des vorhandenen Wassergefälles H ab, sondern lediglich von der Höhe h. Man kann also durch entsprechendes Tieflegen des Behälters c selbst mit kleinem Wassergefälle H eine hohe Luftpressung h erzielen.

Es soll nun berechnet werden, wieviel cbm Luft V vermittels einer gegebenen Wasserkraft von Q cbm in der Zeiteinheit bei H m Gefälle theoretisch angesaugt und verdichtet werden können, wenn die Pressung der Luft h m WS beträgt.

Lösung. Um V cbm Luft bei einem Flächeneinheitsdrucke P_1 kg/qm anzusaugen und auf P_2 kg/qm isothermisch zu verdichten und fortzudrücken, ist theoretisch eine Arbeit erforderlich von

$$L_1 = V \times P_1 \cdot \log\text{nat}\, P_2 : P_1 \text{ mkg (vgl. Aufgabe 48).}$$

Die gleichzeitige Arbeit L_2 der Wasserkraft ergibt sich, da 1 cbm Wasser 1000 kg wiegt, zu $L_2 = Q \cdot 1000 \times H$ mkg.

Da im günstigsten Falle offenbar $L_1 = L_2$ sein muß, so findet man die Luftmenge V, welche im günstigsten Falle angesaugt werden kann, zu

$$V = \frac{Q \cdot 1000 \times H}{P_1 \cdot \log\text{nat}\,\frac{P_2}{P_1}} \text{ cbm.}$$

Hierin ist $P_1 = 10\,000$ kg/qm der Flächeneinheitsdruck der Außenluft. Statt des Verhältnisses $P_2 : P_1$ kann man auch die entsprechenden Drücke in at abs einsetzen, und da ein Überdruck von h m WS $= (0{,}1 \cdot h)$ at Ue $= (0{,}1 \cdot h + 1)$ at abs ist und anderseits einem Flächeneinheitsdrucke P_1 ein Druck von 1 at abs entspricht, so folgt schließlich

$$V = Q \cdot \frac{H}{10 \cdot \log\text{nat}\,(0{,}1 \cdot h + 1)} \text{ cbm.}$$

So wird z. B. für $Q = 10$ cbm/min, $H = 10$ m, $h = 60$ m

$$V = 10 \cdot \frac{10}{10 \cdot \log\text{nat}\,(6+1)} = 5{,}15 \text{ cbm in der min}$$

angesaugte Luft von atmosphärischer Pressung. Wäre Q in cbm/sek angegeben, so würde das gefundene V natürlich ebenfalls cbm/sek darstellen.

Die in Wirklichkeit von einem solchen hydraulischen Kompressor angesaugte Luftmenge V' ist naturgemäß infolge verschiedener Widerstände und Verluste wesentlich kleiner, und zwar beträgt im Mittel das Verhältnis $\eta = V' : V = 0{,}6 \sim 0{,}7$.

Aufgabe 50. Überschlägige Berechnung einer Kompressorleistung. Um gelegentlich rasch (wenigstens überschlägig) die für die Verdichtung einer bestimmten Luftmenge nötige Kompressorleistung feststellen zu können, ist es zweckmäßig, sich die zur Verdichtung von 1 cbm angesaugter Luft von $p_1 = 1$ at Pressung auf verschiedene Verdichtungsspannungen p_2 erforderliche Arbeit für isothermische und adiabatische Verdichtung (entspr. Aufg. 47 und 48) auszurechnen. Man findet:

		für $p_2 =$	1,5	2	3	4	5	6	7	at abs
bei isoth.	Verdichtung	$L_{is} =$	4050	6900	11000	13900	16100	17900	19500	mkg
bei adiab.	Verdichtung	$L_{ad} =$	4300	7700	12900	17100	20500	23500	26100	mkg.

Rein isothermische oder rein adiabatische Verdichtung kommen kaum vor. Bei niedrigen Verdichtungen (Gebläsen, Ventilatoren) ist der Unterschied im Arbeitsbedarf gering. Man wird in vorkommenden Fällen einen abgerundeten Wert wählen, der zwischen den Zahlen für isothermische und adiabatische Verdichtung liegt; wenn man sicher gehen will, etwa einen Wert, der um $^2/_3$ des Unterschiedes näher an den Zahlen für adiabatische Verdichtung liegt.

Beispiel. Ein Kompressor soll stündlich 7200 cbm Außenluft auf 5 at Ue pressen. Wieviel PS sind überschlägig dazu erforderlich?

Lösung. In der sek sind $7200 : 3600 = 2$ cbm Luft zu verdichten. Die betreffenden Zahlen für 6 at abs sind nach der Tabelle 17900 und 23500. Wählt man abgerundet den dazwischenliegenden Wert 21000 mkg, so sind sekundlich zu verrichten

$$2 \cdot 21\,000 = 42\,000 \text{ mkg}$$ oder überschlägig

zu leisten $$N = 42\,000 : 75 \fallingdotseq 560 \text{ PS}.$$

Aufgabe 51. In einem Zylinder befinden sich 0,2 cbm Luft von $t_1 = 20^0$ C und $p_1 = 1$ at Pressung. Durch Hineindrücken des Kolbens in den Zylinder soll die Luft auf $p_2 = 4$ at Ue isothermisch verdichtet werden. Die entstehende Verdichtungswärme soll von 5 lit Wasser vollständig aufgenommen werden. Um wieviel erwärmt sich das Wasser?

Lösung. In dem Zylinder befinden sich $G = \frac{P_1 \cdot V}{R \cdot T_1} = \frac{10\,000 \cdot 0{,}2}{29{,}26 \cdot 293}$

$= 0{,}233$ kg Luft. Um dieses Luftgewicht von p_1 auf p_2 at isothermisch bei $t = 20^0$C zu verdichten, dazu sind erforderlich:
$L = 0{,}233 \cdot R \cdot T \cdot \log \operatorname{nat} P_2 : P_1 = 0{,}233 \cdot 29{,}26 \cdot 293 \cdot \log \operatorname{nat} {}^5/_1$
$= 3220$ mkg, entsprechend nach dem ersten Hauptsatze $3220 : 427$
$= 7{,}55$ WE. Sollen diese 7,55 WE von 5 kg Wasser aufgenommen werden, so erwärmt sich das Wasser um $7{,}55 : 5 = 1{,}51^0$C.

Aufgabe 52. Vergleich zwischen isothermischer und adiabatischer Verdichtung. Die kleine Tabelle in Aufgabe 50 läßt zahlenmäßig erkennen, was die Abb. 30 durch die verschiedenen Diagrammflächen zeigt, daß nämlich für adiabatische Verdichtung (gestrichelte Kurve) unter sonst gleichen Umständen mehr Arbeit aufzuwenden ist als für isothermische Verdichtung (stark ausgezogene Kurve). Die Arbeit wird verringert, wenn man während des Verdichtungsvorganges die Luft künstlich, z. B. mit Hilfe von Wasser, kühlt. Anders ausgedrückt: Man spart bei der Verdichtung an Arbeit, wenn man Wasserkühlung anwendet.

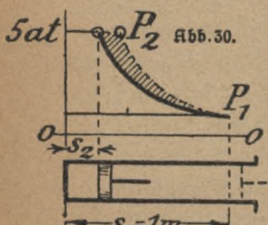


Abb. 30.

Hier muß nun aber vor einer irrigen Ansicht gewarnt werden, zu der man auf Grund einer falschen Anwendung des ersten Hauptsatzes gelangen könnte. Es liegt nämlich nahe zu sagen: Eine Ersparnis an Arbeit durch Wasserkühlung kann nicht eintreten, denn neben der verdichteten Luft erhält man ja infolge der Wasserkühlung warmes Wasser. Wärme ist aber gleichbedeutend mit Arbeit. Man spart also zwar bei der isothermischen Verdichtung an Arbeit, wie ja schon die kleinere Diagrammfläche beweist, muß doch aber dafür anderseits Arbeit aufwenden, um warmes Wasser zu erzeugen. Da diese Erwärmung von Wasser bei adiabatischer Verdichtung fortfällt, kann also die Ersparnis in Wirklichkeit zum mindesten nicht groß sein. Daß das ein Irrtum ist erkennt man sofort, wenn man den ganzen Vorgang umkehrt. Man denke sich den Zylinder (Abb. 28 S. 43) bei Kolbenstellung 3 mit Luft von p_3 at gefüllt. Soll jetzt die Luft sich isothermisch, d. h. ohne Abnahme der Temperatur ausdehnen und dabei Arbeit leisten, so ist das überhaupt nur dadurch möglich, daß die (bei dem umgekehrten Vorgange) in das Wasser übergegangene Wärme wieder voll verwendet wird, denn ein wichtiger Satz der Thermodynamik sagt: Bei isothermischer Zustandsänderung (Ausdehnung) wird die ganze zugeführte Wärme in Arbeit umgewandelt. Also bei der isothermischen Verdichtung erhält man nicht etwa: erstens in der verdichteten Luft aufgespeicherte Arbeit, zweitens Wärme, die in das Wasser übergeführt wurde, sondern die in das Wasser übergeführte Wärme stellt geradezu die aufgewendete Verdichtungsarbeit dar und muß wieder vollständig aufgebraucht werden, wenn man den Vorgang umkehrt, also unter isothermischer Ausdehnung Arbeit leisten will. Zur weiteren Klärung diene folgendes

Beispiel: In einem Zylinder (Abb. 28 S. 43) befinden sich V_3 cbm $= 0{,}233$ kg Luft von $p_3 = 4$ at Ue und $t_3 = 20^0$ C (vgl. Aufg. 51). Die Luft dehne sich unter Arbeitsleistung (Vorwärtstreiben des Kolbens) adiabatisch bis $p_2 = 1$ at aus.

a) Wie groß wird t_2, die Temperatur am Ende der adiabatischen Ausdehnung?

b) Welche Arbeit L leistet der Kolben während der adiabatischen Ausdehnung der Luft von 3 nach 2?

c) Wie groß ist das Volumen der Luft V_2' nach der adiabatischen Ausdehnung auf $p_2 = 1$ at?

Lösung.

a) $T_2 = T_3 \cdot \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 293 \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 184^0 \text{ abs} = -89^0 \text{ C}.$

b) $L = 0{,}233 \times \frac{c_v}{A} \cdot (T_2 - T_1) = 0{,}233 \times 0{,}17 \cdot 427 \cdot (293 - 185)$
$= 1830 \text{ mkg}.$

c) $V_2' = \frac{G \cdot R \cdot T_2}{P_2} = \frac{0{,}233 \cdot 29{,}26 \cdot 185}{10000} = 0{,}126 \text{ cbm}.$

Die Verhältnisse wurden absichtlich genau so gewählt wie in Aufgabe 51. Man erkennt leicht: Luft von 4 at Ue, die den Zylinder (Abb. 28) bei Kolbenstellung 3 erfüllt, kann zwar auch ohne besondere Zuführung von Wärme Arbeit leisten; aber erstens ist diese Arbeit kleiner als diejenige, welche (vgl. Aufg. 51) bei isothermischer

Verdichtung von 2 nach 3 aufgewendet werden mußte, welche also auch wieder bei isothermischer Ausdehnung gewonnen werden würde (1830 gegen 3220 mkg), zweitens wäre Volumen V_2' bei adiabatischer Ausdehnung von 3 nach 2 kleiner als Volumen V_2 bei isothermischer Ausdehnung (0,126 gegen 0,2 cbm), und drittens hätte bei adiabatischer Ausdehnung die auf $p_2 = 1$ at ausgedehnte Luft nicht, wie bei isothermischer Ausdehnung, eine Temperatur von 20° C, sondern von − 89° C.

Nebenbei bemerkt beruht auf einer Vereinigung der in den beiden Aufgaben 51 und 52 geschilderten Vorgänge der Grundgedanke der Kältemaschinen: Man verdichtet ein Gas, wobei man die Verdichtungswärme abführt, und läßt dann das Gas sich ohne Wärmezuführung ausdehnen.

Aufgabe 53. Welches ist die höchste Verdichtung, die in einem einzigen Zylinder möglich ist, wenn, wie es bei geeigneten Schmiermitteln und Kühlung der Zylinderwände angängig ist, im Inneren des Zylinders noch eine Temperatur von etwa $t_2 = 350°$ C zugelassen werden kann?

Lösung. Nimmt man rein adiabatische Verdichtung an, wie sie bei raschlaufenden Kompressoren wenigstens annähernd vorkommt, dann folgt bei einer Ansaugetemperatur von $t_1 = 10°$ C und atmosphärischer Ansaugespannung der höchste zulässige Verdichtungsdruck p_2 aus der Formel

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \text{ oder } p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} = 1 \cdot \left(\frac{273+350}{273+\ \ 10}\right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$
$$= 15,8 \text{ at.}$$

Kompressoren für 200 at und mehr sind heute nichts Seltenes mehr, z. B. zum Betriebe von Druckluftlokomotiven. Eine so hohe Verdichtung läßt sich aber nur dadurch erreichen, daß die Verdichtung in mehreren Zylindern hintereinander erfolgt und zwischen den einzelnen Zylindern (Stufen) die Luft jedesmal durch Wasser wieder bis annähernd auf die Anfangstemperatur abgekühlt wird.

Aufgabe 54. Größe des Laderaumes und Höhe der Luftverdichtung in einer Dieselmaschine zu berechnen. Eine Dieselmaschine soll einen Zylinderdurchmesser von $D = 450$ mm und einen Kolbenhub von $s = 0,68$ m bekommen. Es soll berechnet werden, auf welchen Druck P_2 die angesaugte Luft verdichtet werden muß (siehe Diagramm Abb. 33 S. 53), damit ihre Temperatur am Ende der Verdichtung $t_2 = 800^0$ C beträgt, um eine sichere Zündung des eingespritzten Brennstoffes zu erreichen. Wie groß muß dann der Laderaum werden?

Es soll dabei angenommen werden, daß die angesaugte Luft sich während des Einströmens in den Zylinder auf $t_1 = 100^0$ C erwärmt, und daß am Ende des Ansaugehubes infolge der Ansaugewiderstände im Zylinder ein Druck $P_1 = 0,9$ at abs herrscht.

Lösung. Bezeichnet man den Laderaum, d. h. den Verdichtungsraum am Ende der Verdichtung, mit v_0 (Abb. 31), das vom Kolbenboden während des Hubes zurückgelegte Volumen mit $v_s = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot s = \frac{0,45^2 \pi}{4} \cdot 0,68 = 0,108$ cbm und setzt den gesamten Zylinderinhalt $v_0 + v_s = v$, so findet man zunächst das Verhältnis des Verdichtungsraumes zum gesamten Zylinderinhalt aus der Beziehung

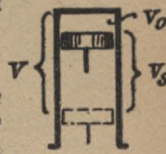


Abb. 31.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_0}{v}\right)^{\varkappa - 1} \text{ oder } \frac{v_0}{v} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}} = \left(\frac{373}{1073}\right)^{\frac{1}{0,4}} = 0,0708.$$

Aus der Gleichung $v_s = v - v_0 = v \cdot \left(1 - \frac{v_0}{v}\right) = v \cdot (1 - 0,0708)$, also $v \cdot 0,9292 = v_s = 0,108$ ergibt sich

$$v = 0,116 \text{ cbm und } v_0 = v - v_s = 0,008 \text{ cbm}.$$

Aus der allgemein geltenden Formel

$$\frac{P_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot v_2}{T_2} \text{ folgt } \frac{P_2}{P_1} = \frac{v_1}{v_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

oder mit den hier gewählten Bezeichnungen

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{v}{v_0} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \frac{0,116}{0,008} \cdot \frac{1073}{373} = 41,7.$$

Wegen des am Ende des Ansaugehubes im Zylinder herrschenden Druckes $P_1 = 0,9$ at abs ergibt sich die gesuchte Endspannung zu

$$P_2 = 0,9 \cdot 41,7 = 37,53 \text{ at abs.}$$

Dritter Abschnitt.

Kreisprozesse und Carnotscher Kreisprozeß.

Aufgabe 55. In dem Zylinder einer Wärmekraftmaschine möge sich nebenstehender (nicht maßstäblich gezeichneter) Kreisprozeß (Abb. 32) abspielen: Im Punkte 1 befinden sich im Zylinder $G = 1$ kg eines Gasluftgemisches von $t_1 = 20^0$ C und $p_1 = 1$ at Pressung.

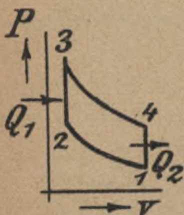


Abb. 32.

Dieses Gemisch wird von 1 nach 2 adiabatisch auf $p_2 = 6$ at abs verdichtet. Hier finde bei stillstehendem Kolben eine plötzliche Zuführung von Q_1 Wärmeeinheiten statt (z. B. durch Entzündung des Gasgemisches), wobei die Spannung bis auf $p_3 = 20$ at steige. Von $3 \sim 4$ finde adiabatische Ausdehnung statt, worauf bei stillstehendem Kolben und rascher Abführung von Q_2 Wärmeeinheiten (Abkühlung) der Anfangszustand wieder erreicht wird. Die Verhältnisse entsprechen ungefähr denen einer Verpuffungsgasmaschine. Die zur Berechnung erforderlichen Werte R, v, c_v, $\varkappa$ seien gleich denen für Luft.

Es soll der thermische Wirkungsgrad η_t dieses Kreisprozesses berechnet werden, ferner soll berechnet werden der thermische Wirkungsgrad η_{t_c}, der erzielt werden würde, wenn eine andere Wärmekraftmaschine zwischen gleichen Temperaturgrenzen nach dem Carnotschen Kreisprozesse arbeiten würde.

Lösung. Da $\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$ ist, kommt es nur darauf an, Q_1 und Q_2 zu berechnen. Nun ist, da sowohl Wärmezuführung wie Wärmeabführung bei gleichbleibendem Volumen vor sich gehen,

$$Q_1 = G \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \text{ und } Q_2 = G \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1).$$

Außer T_1 sind aber sämtliche Temperaturen unbekannt und müssen zunächst mit Hilfe der Formeln für adiabatische Zustandsänderungen aus den Spannungen berechnet werden, von denen allerdings P_4 auch erst wieder berechnet werden muß.

Der Gang der Rechnung gestaltet sich demnach folgendermaßen, wobei die Kennziffern bei den Größen P, v, T angeben, für welche Diagrammpunkte die einzelnen Größen gelten:

1) $v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{29{,}26 \cdot 293}{10000} = 0{,}857$ cbm/kg.

2) $v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = 0{,}857 \cdot \left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1}{1{,}4}} = 0{,}239$ cbm/kg.

3) $T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 293 \cdot 6^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} = 487^0$ abs $[= 214^0$ C].

4) $T_3 = T_2 \cdot \frac{P_3}{P_2} = 487 \cdot \frac{20}{6} = 1623^0$ abs $[= 1350^0$ C] (Gesetz von Gay-Lussac).

5) $P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\varkappa} = 20 \cdot \left(\frac{0{,}239}{0{,}857}\right)^{1{,}4} = 3{,}333$ at abs.

6) $T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1623 \cdot \left(\frac{3{,}333}{20}\right)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} = 967^0$ abs $[= 694^0$ C].

7) $Q_1 = G \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = 1 \cdot 0{,}17 \cdot (1623 - 487) = 193$ WE.

8) $Q_2 = G \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) = 1 \cdot 0{,}17 \cdot (967 - 293) = 114{,}5$ WE.

9) $\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{193 - 114{,}5}{193} = 0{,}406 = 40{,}6\,\%$.

10) $\eta_{t_c} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{1623 - 293}{1623} = 0{,}82 = 82\,\%$.

Aufgabe 56. In einem Zylinder einer Wärmekraftmaschine (Diesel-Maschine) möge sich nebenstehender (nicht maßstäblich gezeichneter) Kreisprozeß (Abb. 33) abspielen. Anfangszustand 1 (20^0 C und 1 at) und höchste Temperatur ($t_3 = 1350^0$ C) seien dieselben wie in Aufgabe 55. Auch die Konstanten R, v, $\varkappa$, c_p, c_v seien dieselben wie bei Luft. Bei 1 befinde sich im Zylinder $G = 1$ kg reine Luft

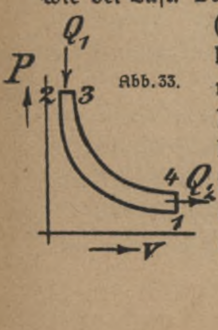


Abb. 33.

(also kein Gasgemisch), welche diesmal adiabatisch bis auf $p_2 = 35$ at verdichtet wird. Durch Zuführung von Q_1 Wärmeeinheiten, z. B. durch Einspritzen eines Brennstoffes (Petroleum od. dgl.), der sich bei der hohen Temperatur t_2 sofort entzündet, vergrößert sich das Volumen v_2 bei gleichbleibender Spannung auf v_3; dann erfolgt von 3 ∼ 4 adiabatische Ausdehnung, worauf durch Abführung von Q_2 Wärmeeinheiten bei gleichbleibendem Volumen (stillstehendem Kolben) der Anfangszustand wieder erreicht wird.

Es soll auch hier der thermische Wirkungsgrad η_t dieses Kreisprozesses berechnet werden. Der thermische Wirkungsgrad η_{t_c} (vgl. Aufg. 55!) ist natürlich, da die Temperaturgrenzen die gleichen sind genau derselbe wie in Aufgabe 55.

Lösung. Der Gang der Rechnung ist ganz ähnlich wie bei Aufgabe 55; die der Reihe nach zu berechnenden Größen sind folgende:

1) $v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{29,26 \cdot 293}{10000} = 0,857$ cbm/kg.

2) $v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = 0,857 \cdot \left(\frac{1}{35}\right)^{0,714} = 0,0685$ cbm/kg.

3) $T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = 293 \cdot \left(\frac{35}{1}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 810^0$ abs [$= 537^0$ C].

4) $T_3 = 1623^0$ abs [$= 1350^0$ C] gegeben.

5) $v_3 = v_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right) = 0,0685 \cdot \frac{1623}{810} = 0,1375$ cbm/kg (Gesetz von Gay-Lussac).

6) $P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_1}\right)^{\varkappa} = 35 \cdot \left(\frac{0,1375}{0,857}\right)^{1,4} = 2,7$ at abs.

7) $T_4 = T_1 \cdot \left(\frac{P_4}{P_1}\right) = 293 \cdot \left(\frac{2,7}{1}\right) = 517^0$ C (Gesetz von Gay-Lussac).

8) $Q_1 = G \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = 1 \cdot 0,238 \cdot (1623 - 810) = 193,5$ WE.

9) $Q_2 = G \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1) = 1 \cdot 0,17 \cdot (790 - 293) = 84,5$ WE.

10) $\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{109}{193,5} = 0,565 = 56,5\,\%$.

11) $\eta_{t_c} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{1623 - 293}{1623} = 0,82 = 82\,\%$ (vgl. Aufg. 55).

Aufgabe 57. Wie würde das Diagramm einer Wärmekraftmaschine aussehen, welche mit gesättigtem Dampfe nach dem Carnotschen Kreisprozesse arbeitet?

Lösung. Der Carnotsche Kreisprozeß besteht aus zwei Isothermen und zwei Adiabaten. Nun verläuft zwar die Adiabate für gesättigten Wasserdampf ähnlich wie die für Gase, die Isotherme für gesättigten Wasserdampf ist aber nicht eine gleichseitige Hyperbel wie bei Gasen, sondern eine wagerechte gerade Linie, denn bei gleichbleibender Temperatur bleibt auch die Spannung gesättigter Dämpfe immer dieselbe, wieviel auch das Volumen ab- oder zunehmen möge.

Das Diagramm hat also etwa die nebenstehende Form (Abb. 34). Der thermische Wirkungsgrad ist natürlich genau derselbe wie bei Gasen, nämlich $\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$. Auch sonst gelten hier dieselben Überlegungen und Folgerungen, die man für den Carnotschen Prozeß bei Gasen anzustellen pflegt.

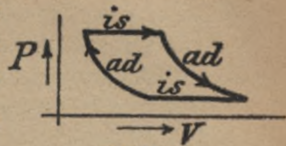


Abb. 34.

Vierter Abschnitt.

Dämpfe.[1])

Aufgabe 58. In einem Dampfkessel wird gesättigter Dampf von 10 at Ue erzeugt. Es soll angenommen werden, daß in demselben Maße, als Dampf aus dem Kessel nach der Maschine strömt, Wasser von der Temperatur des Dampfes in den Kessel gespeist wird. Durch vorhergehende Rechnungen (s. Aufg. 38) sei festgestellt, daß bei Verbrennung von je 1 kg Steinkohle $Q = 6100$ WE in das Kesselinnere übergehen. Wieviel kg Dampf könnte unter diesen Voraussetzungen mit je 1 kg Kohle erzeugt werden?

Lösung. Die Verdampfungswärme von Dampf von 10 at Ue = 11 at abs beträgt nach der Dampftabelle (s. Anhang: Tafel I) $r = 481{,}2$ WE, mithin

$$x = Q : r = 6100 : 481{,}2 = 12{,}7 \text{ kg.}$$

Infolge von Verlusten, die durch unvollkommene Verbrennung, Leitung und Strahlung entstehen, beträgt die tatsächliche „Verdampfungsziffer" selbst in günstigen Fällen nur etwa $^2/_3$ dieses Wertes, also nur $8 \sim 9$ kg Dampf/1 kg Kohle.

Aufgabe 59. Es liegen zwei Behälter vor, deren Inhalt je 1 cbm ist. Der eine Behälter ist angefüllt mit trocken gesättigtem Dampf von der Spannung 6 at Ue, der andere mit Wasser von der Temperatur dieses Dampfes.

1) Siehe hierzu die Tafeln I und II im Anhang.

a) Wieviel Wärme ist in beiden Behältern aufgespeichert, wenn man Wasser von 0° C als Ausgangspunkt nimmt und 1 cbm Wasser von der Temperatur jenes Dampfes $\gamma_w = 900$ kg wiegt?

b) Wie verhalten sich die in den beiden Behältern aufgespeicherten Wärmemengen zueinander?

c) Wie stellen sich die Verhältnisse bei 1 at Ue? [1 cbm Wasser wiegt hier 945 kg.]

Lösungen. a) Dampf von 7 at abs hat ein spezifisches Gewicht $\gamma = 3{,}59$ kg/cbm. Da die Gesamtwärme für 1 kg dieses Dampfes $\lambda = 662$ WE beträgt, so enthält der Dampfbehälter

$$\gamma \cdot \lambda = 3{,}59 \cdot 662 = 2375 \text{ WE}.$$

Die Flüssigkeitswärme des Dampfes von 7 at abs ist $q = 166$ WE; 1 cbm = 900 kg Wasser von der Temperatur dieses Dampfes enthält also $\gamma_w \cdot q = 900 \cdot 166 = 149\,400$ WE.

b) Das Verhältnis ist $2375 : 149400 = 1 : 63$!

c) Die Zahlen für 2 at abs sind

beim Dampf $\gamma \cdot \lambda = 1{,}11 \cdot 647 = 718$ WE,

bei Wasser $\gamma_w \cdot q = 945 \cdot 120 = 113400$ WE.

Das Verhältnis ist $1 : 158$!

Die Zahlen zeigen deutlich, daß Wasser ein wesentlich besserer Wärmespeicher ist als Dampf. Das ist z. B. der Grund, warum man Dampfkesseln, von denen zeitweise plötzlich eine große Leistung verlangt wird, die also zeitweise plötzlich große Dampfmengen abzugeben haben, nicht einen großen Dampfraum gibt, sondern einen großen Wasserinhalt. Auch die Bauart der sogenannten Abwärmespeicher, wie sie zum Betriebe von Abdampfturbinen gebraucht werden, beruht auf dieser Tatsache: sie enthalten große Mengen Wasser, um möglichst viel Wärme in sich aufnehmen zu können.

Aufgabe 60. In einem Dampfkessel mit 18 cbm Wasserinhalt werden stündlich 2000 kg Dampf von 8 at Ue erzeugt. Durch starke Dampfentnahme fällt die Spannung plötzlich auf 6 at. Da jetzt nun die dem Wasser innewohnende Flüssigkeitswärme größer ist, als sie bei der gesunkenen Dampfspannung eigentlich sein sollte, wird dieser Wärmeüberschuß zu einer Nachverdampfung von Wasser verbraucht.

Wieviel kg Dampf werden bei dieser Nachverdampfung erzeugt, und wieviel $^0/_0$ der stündlichen Dampferzeugung stellt diese Dampfmenge dar?

Lösung. Festzustellen ist zunächst der Unterschied zwischen der in dem gesamten Kesselwasser steckenden Flüssigkeitswärme entsprechend einer Spannung vor und nach dem Spannungsabfall. Infolge der Nachverdampfung steigt die Spannung allmählich wieder an, so daß man mit einer mittleren Verdampfungswärme zu rechnen hat. Die gesuchte Zahl x des nachverdampften Wassers multipliziert mit dieser mittleren Verdampfungswärme muß offenbar gleich jenem Wärmeüberschusse sein. Mit den üblichen Bezeichnungen ist nach der Dampftabelle (s. Anhang): $q_9 = 176{,}8$ WE; $q_7 = 166{,}1$ WE; $r_9 = 488$ WE; $r_7 = 496$ WE, also $r_{mittel} = 492$ WE. Es folgt:

$$x \cdot 492 = 18000 \cdot (176{,}8 - 166{,}1), \text{ woraus}$$

$x = 392$ kg, entsprechend $\frac{392}{2000} \cdot 100 = 19{,}6\,^0/_0$ der stündlichen Dampferzeugung.

Aufgabe 61. Ein Abwärmespeicher zum Betriebe einer Abdampfturbine besteht im wesentlichen aus einem Kessel, der zum Teil mit Wasser gefüllt ist. Bei manchen Bauarten ist das Wasser im Inneren des Kessels durch gewisse Anordnungen in viele kleinere Mengen zerteilt, um eine möglichst große Wasseroberfläche zu schaffen. Die Wirkung eines solchen Abwärmespeichers ist nun folgende: Man läßt den Abdampf von beliebig vielen Dampfmaschinen, die mit Auspuff arbeiten — zur Not genügt auch eine einzelne Maschine —, in das Innere des Wärmespeichers eintreten. Hier kondensiert der Dampf in dem Wasser und gibt dabei seine Verdampfungswärme an das Wasser ab: Wassertemperatur und Dampfspannung im Inneren des Wärmespeichers erhöhen sich. Hört eine oder mehrere der Dampf liefernden Maschinen (gegebenenfalls auch sämtliche Maschinen) auf zu arbeiten, so sinkt zwar die Dampfspannung im Wärmespeicher, aber gerade dadurch findet eine lebhafte Nachverdampfung des vorher angewärmten Wassers statt: der Wärmespeicher liefert noch eine längere Zeit hindurch Dampf (natürlich mit immer mehr sinkender Spannung), so daß, falls nur die Dampflieferung nicht zu lange Zeit hindurch stockt, durch den Abdampf solcher absatzweise arbeitenden Dampfmaschinen sich mit Hilfe eines Abwärmespeichers noch eine sogenannte Abdampfturbine betreiben läßt.

Es liege ein Abwärmespeicher vor, welcher den Abdampf einer Bergwerksfördermaschine aufzunehmen habe. Alle zwei Minuten beginne eine neue Förderung. Es soll berechnet werden, wieviel Abdampf der Wärmespeicher in sich aufspeichern kann, wenn die Temperatur im Inneren des Wärmespeichers nach Beginn einer jeden Förderung um $t = 5^0$ C ansteigen darf. Das Gesamtgewicht des im Wärmespeicher enthaltenen Wassers sei $G_w = 3000$ kg, das Gesamtgewicht des im Wärmespeicher befindlichen Gußeisens (das Wasser befindet sich in vielen gußeisernen Schalen) sei $G_e = 30\,000$ kg. Die spezifische Wärme des Wassers sei $c_w = 1$, die des Gußeisens $c_e = 0{,}11$. (Zahlen nach Angabe einer Mitteilung in Zeitschr. Ver. D. Ing. 1906, S. 355.)

Lösung. Um G_w kg Wasser um t^0 zu erwärmen, sind erforderlich $W_1 = G_w \cdot c_w \cdot t$ WE. Um G_e kg Eisen um t^0 zu erwärmen, sind erforderlich $W_2 = G_e \cdot c_e \cdot t$ WE. Diese Wärmemenge $W = W_1 + W_2$ muß geliefert werden von der Verdampfungswärme, welche der in den Wärmespeicher eintretende Dampf an das Wasser und an das Eisen abgibt. Ist nun G_d dieses gesuchte Dampfgewicht und $r = \sim 530$ WE die Verdampfungswärme von 1 kg eintretenden Dampfes (von etwa 2 at abs), so ist also

$$G_d \cdot r = W_1 + W_2 = G_w \cdot c_w \cdot t + G_e \cdot c_e \cdot t \text{ und daraus}$$

$$G_d = {}^1/_{530} \cdot [3000 \cdot 1 \cdot 5 + 30000 \cdot 0{,}11 \cdot 5] = \sim 60 \text{ kg}.$$

Da in der Stunde etwa 30 Förderungen stattfinden, könnte der Abdampfspeicher rund 1800 kg Dampf stündlich aufspeichern. Man erkennt leicht, daß die Hauptwirksamkeit in dem Wasser beruht, da Wasser eine neunmal größere spezifische Wärme hat als Eisen. Um also mehr Abdampf aufspeichern zu können, wird es zweckmäßiger sein, den Wasserinhalt zu vergrößern als den Eiseninhalt.

Aufgabe 62. In einem rings geschlossenen Behälter von $V = 1{,}52$ cbm Inhalt befinde sich Luft von $t_1 = 15^0$ C und $p_1 = 1$ at abs. Durch Anwärmen soll diese Luft auf eine Spannung von $p_2 = 2$ at Ue gebracht werden.

a) Auf welche Temperatur t_2 muß die Luft erwärmt werden?

b) Wieviel Wärmeeinheiten Q sind dazu erforderlich?

c) Welche Temperatur t'_2 — und

d) welche Wärmemenge Q' ist dazu erforderlich, um sich aus derselben Gewichtsmenge Wasser von gleicher Temperatur gesättigten Dampf von 2 at Ue zu verschaffen?

e) Wie verhalten sich $t_2 : t'_2$ und $Q : Q'$?

Lösungen. Zunächst ist festzustellen das im Behälter befindliche Luftgewicht $G = \frac{P_1 \cdot V}{R \cdot T_1} = \frac{10\,000 \cdot 1{,}52}{29{,}26 \cdot 288} = 1{,}8$ kg.

a) $T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} = 288 \cdot \frac{3}{1} = 864^0$ abs $[t_2 = 591^0$ C].

b) $Q = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) = 1{,}8 \cdot 0{,}17 \cdot (864 - 288) = 176$ WE.

c) Nach der Dampftabelle ist $t'_2 = 132{,}8^0$ C.

d) Ist $\lambda = 652$ die Gesamtwärme des Dampfes von 2 at Ue und $q = 15$ die Flüssigkeitswärme des Wassers von 15^0 C, so ist

$$Q' = G \cdot (\lambda - q) = 1{,}8 \cdot (652 - 15) = 1150 \text{ WE}.$$

e) $$t_2 : t'_2 = 591 : 132{,}8 = 4{,}45 : 1.$$
$$Q : Q' = 176 : 1150 = 0{,}15 : 1.$$

Das heißt also: Wenn man sich mit Luft eine Spannung von 2 at Ue verschaffen will, so wird zwar unter sonst gleichen Verhältnissen die Temperatur rund $4^1/_2$ mal höher als bei Dampf, jedoch braucht man bei Luft nur etwa den siebenten Teil der Wärme gegenüber Dampf. Das ist z. B. der Grund, warum man lange Zeit hindurch immer wieder versucht hat, Wärmekraftmaschinen zu bauen, die mit heißer Luft betrieben werden.

Aufgabe 63. Die aus einem Hochofen kommenden heißen Gase, sogenannten Gichtgase, enthalten sehr viel Staub und müssen, ehe sie z. B. in Gasmaschinen zur Verwendung kommen, gereinigt und abgekühlt werden. Dies geschieht dadurch, daß man die Gase mit fein zerteiltem Wasser in Berührung bringt, welches den Staub aufnimmt und gleichzeitig die Gase abkühlt.

Es sollen stündlich $Q = 55\,000$ cbm Gas gereinigt werden. Das Gas strömt den Reinigern mit $t_1 = 125^0$ C zu und soll auf $t_2 = 25^0$ C abgekühlt werden. Das zur Verfügung stehende Kühlwasser hat eine

Temperatur von $t_k = 20^0$ C. Das heiße Gas hat einen Wasserdampfgehalt von $G_1 = 0{,}1$ kg/cbm. Das mit Wasserdampf gesättigte abgekühlte Gas enthält $G_2 = 0{,}022$ kg/cbm. (Bekanntlich kann heißes Gas, z. B. heiße Luft, viel mehr Wasser in sich aufnehmen als kaltes Gas.) Die spezifische Wärme des Gases bezogen auf 1 cbm beträgt $C = 0{,}3$ WE/cbm (vgl. Aufg 40). Es soll berechnet werden, welche Wassermenge x stündlich für die Gichtgasreinigung erforderlich ist, wenn sich das Kühlwasser um $t = 25^0$ C erwärmen darf?

Lösung. Das Kühlwasser nimmt folgende Wärmemengen auf: 1. Diejenige Wärmemenge W_a, welche das Gas dadurch abgibt, daß es sich von t_1^0 auf t_2^0 abkühlt. 2. Diejenige Wärmemenge W_b, welche nötig ist, um den Unterschied im Wassergehalt des Gases, also $(G_1 - G_2)$ kg zu verdampfen. [Verdampfungswärme bei 125^0 rund $r = 520$ WE. Der eigentliche Vorgang ist natürlich umgekehrt: $(G_1 - G_2)$ kg Dampf kondensieren unter Einfluß des Kühlwassers zu heißem Wasser und geben dadurch ihre Verdampfungswärme r an das Kühlwasser ab.] 3. Diejenige Wärmemenge W_c, welche nötig ist, um das kondensierte Wasser $(G_1 - G_2)$ kg von der ursprünglichen Temperatur t_1 auf die Endtemperatur des Wassers $t_e = (t_k + t)^0$ C abzukühlen. Die Aufgabe lautet also kurz: Wieviel kg Wasser (x) sind erforderlich, wenn sie durch $W = (W_a + W_b + W_c)$ WE um t^0 erwärmt werden sollen?

$$W_a = Q \cdot c \cdot (t_1 - t_2) = 55\,000 \cdot 0{,}3 \cdot (125 - 25) = 1\,650\,000 \text{ WE/st}$$

$$W_b = Q \cdot (G_1 - G_2) \cdot r = 55\,000 \cdot (0{,}1 - 0{,}022) \cdot 520$$
$$= 2\,230\,000 \text{ WE/st}$$

$$W_c = Q \cdot (G_1 - G_2) \cdot (t_1 - t_e) = 55\,000 \cdot (0{,}1 - 0{,}022) \cdot 80$$
$$= 343\,000 \text{ WE/st.}$$

$$W = W_a + W_b + W_c = 4\,223\,000 \text{ WE/st und daraus}$$

$$W = x \cdot t \text{ oder } x = 4\,223\,000 : 25 = 168\,920 \text{ kg/st}$$
$$\text{oder} \sim 170 \text{ cbm/st.}$$

Aufgabe 64. Brutto- und Nettoverdampfung. An einem Dampfkessel wird ein Verdampfungsversuch vorgenommen. Durch Messungen ergab sich, daß während der Versuchszeit $Q = 37\,500$ kg Wasser von durchschnittlich 14^0 C in den Kessel gespeist wurden.

Der Dampfdruck betrug im Mittel 6 at Ue. Das Gewicht der in derselben Zeit verfeuerten Kohle betrug $G = 4350$ kg. Wie groß ist die Brutto- und Nettoverdampfungsziffer?

Lösung. Die sogenannte Bruttoverdampfungsziffer m_b, d. h. die Verdampfung bezogen auf den gegebenen Dampfdruck und die gegebene Speisewassertemperatur, beträgt $m_b = Q : G = 37\,500 : 4350 = 8{,}61$, d. h. in dem Dampfkessel wurde mit je 1 kg Kohle 8,61 kg Wasser von 14° C in gesättigten Dampf von 6 at Ue verwandelt.

Diese Bruttoverdampfungsziffer wird offenbar um so höher sein, d. h. man wird mit 1 kg Kohle in einem bestimmten Kessel um so mehr Wasser verdampfen können, erstens je höher die Temperatur des Speisewassers ist, zweitens je niedriger der Dampfdruck ist. Um daher eine zum Vergleich mit anderen Kesseln besser geeignete Zahl zu erhalten, pflegt man stets die Nettoverdampfungsziffer anzugeben, etwa bezogen auf Speisewasser von 0° und Dampf von 1 at abs, d. h. es soll nun berechnet werden, wieviel Dampf von 1 at abs man in demselben Kessel mit derselben nutzbar gemachten Wärme hätte erzeugen können, wenn das Speisewasser 0° gehabt hätte und man nicht Dampf von 6 at Ue, sondern nur Dampf von 1 at abs erzeugt hätte?

Zum Verdampfen von $m_b = 8{,}61$ kg Wasser von 14° C in Dampf von 6 at Ue sind erforderlich $W = m_b \cdot (\lambda_6 - q_w)$ WE, wobei λ_6 die Gesamtwärme des Dampfes von 6 at Ue darstellt, q_w die Flüssigkeitswärme von Wasser von 14° C. Mit dieser Wärme W könnte man nun m_n kg Wasser von 0° in Dampf von 1 at verwandeln, d. h., wenn λ_1 die Gesamtwärme von Dampf von 1 at ist: $W = m_n \cdot \lambda_1$. Man findet also: $m_n = m_b \cdot \frac{\lambda_6 - q_w}{\lambda_1} = 8{,}61 \cdot \frac{662 - 14}{639} = 8{,}75$ kg Dampf für 1 kg Kohle oder Nettoverdampfungsziffer dieses Kessels.

Aufgabe 65. Die bei einem Verdampfungsversuche festgestellte Bruttoverdampfungsziffer eines Kessels (vgl. Aufg. 64) betrug $m_b = 7{,}1$ kg Dampf/1 kg Kohle. Das Speisewasser hatte im Mittel eine Temperatur von $t_w = 12°$ C, der Dampf hatte im Mittel eine Spannung von 9 at Ue und war auf $t' = 200°$ überhitzt. Es soll die Nettoverdampfungsziffer berechnet werden, bezogen auf Speisewasser von 0° und Dampf von 1 at abs.

Lösung. Da hier der Dampf noch überhitzt ist (die Sättigungstemperatur würde nur $t = 179^0$ C betragen), so ist hier

$$W = m_b \cdot [\lambda_9 - q_w + c_{p_m} \cdot (t' - t)] = m_n \cdot \lambda_1, \text{ woraus}$$

$$m_n = 7{,}1 \cdot \frac{[666 - 12 + 0{,}59 \cdot (200 - 179)]}{639} = 7{,}42 \text{ kg Dampf/1 kg Kohle.}$$

Vielfach ist es auch üblich, die Gesamtwärme λ aus der Temperatur t des gesättigten Wasserdampfes zu berechnen nach der Formel $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305 \cdot t$. Die Nettoverdampfung wird dann gewöhnlich nicht auf Dampf von 1 at bezogen, sondern auf Speisewasser von 0^0 und Dampf von 100^0. Der Ausdruck für m_n in vorliegender Aufgabe würde dann lauten:

$$m_n = 7{,}1 \cdot \frac{[(606{,}5 + 0{,}305 \cdot 179) - 12 + 0{,}59 \cdot (200 - 179)]}{606{,}5 + 0{,}305 \cdot 100} = 7{,}42.$$

Aufgabe 66. Bei einer Kolbendampfmaschine von 250 PS_i tritt der Dampf mit 9 at Ue und einer Temperatur von 200^0 C in die Maschine ein und entweicht in den Kondensator mit einer Spannung von 0,1 at abs. Der Dampfverbrauch beträgt 5,3 kg/PS_i-st. In einer solchen Dampfmaschine entsteht ein Wärmeverlust, der auf etwa 110 ∼ 120 WE/PS_i-st, im Mittel also auf 115 WE geschätzt werden kann. Wie groß ist das Trockendampfgewicht beim Austritt des Dampfes aus der Maschine? (Zahlen nach einer Mittlg. von Hüttig in „Heizungs- und Lüftungsanlagen", Leipzig 1915.)

Lösung. Der Gang der Rechnung ist folgender: Der Wärmegehalt W_a des stündlich aus der Maschine austretenden Dampfes muß gleich sein dem Wärmegehalte W_e des stündlich in die Maschine eintretenden Dampfes, vermindert um die in Wärme W' umgerechnete von der Maschine geleistete Arbeit und vermindert ferner um den während einer Stunde eingetretenen Wärmeverlust W''. Also:

$$W_a = W_e - W' - W''.$$

Ferner ist nun aber W_a gleich der Flüssigkeitswärme des austretenden Dampfes von 0,1 at abs, vermehrt um die Verdampfungswärme des gesuchten Teilbetrages x an Dampf, welcher beim Austritt aus der Maschine noch in Dampfform vorhanden ist, also

$$W_a = (250 \cdot 5{,}3) \cdot (q + x \cdot r).$$

$W_e = 250 \cdot 5{,}3 \times$ Wärmeinhalt des überhitzten Dampfes von 10 at abs und 200° C, d. h. $= 250 \cdot 5{,}3 \cdot [666{,}13 + 0{,}59 \cdot (200 - 178{,}9)]$ $= 896\,000$ WE/st.

$W' = 250 \cdot 632 = 158\,000$ WE/st (1 PS-st = 632 WE).

$W'' = 250 \cdot 115 = 28\,750$ WE/st.

$W' + W'' = 186\,750$ WE.

$W_a = 709\,250 = 250 \cdot 5{,}3 \cdot [45{,}7 + x \cdot 570{,}3]$, woraus

$$x = 0{,}857.$$

Aufgabe 67. Es soll gefunden werden, wie groß in einem gegebenen Naßdampf der Gewichtsanteil an Trockendampf ist.

Lösung. Die Ermittelung des Trockendampfgewichtes kann nach Prof. Lorenz auf folgende Weise geschehen: Ein gegen Wärmeverlust gut geschütztes Gefäß, dessen Wasserwert W (s. Aufg. 36) bekannt ist, wird mit G_1 kg Wasser von der Temperatur t_0 angefüllt. Durch Einleiten des zu untersuchenden Dampfes erhöht sich das Gewicht um G_2 kg [Gewicht des eingeleiteten Dampfes], die Temperatur des Gefäßes samt Inhalt erhöht sich dadurch um t^0. Wie eine einfache Überlegung ergibt, muß die von dem Gefäß nebst Inhalt aufgenommene Wärmemenge W_1 gleich sein der vom Dampfe gelieferten Wärmemenge W_2, woraus sich das gesuchte Trockendampfgewicht x in folgender Weise ermitteln läßt:

Zur Erhöhung der Temperatur von Gefäß nebst Inhalt um t^0 C waren erforderlich $W_1 = (G_1 + W) \cdot t$ WE. Geliefert wurde diese Wärme dadurch, daß G_2 kg Dampf mit dem Trockendampfgewicht x kondensierten und sich auf $(t_0 + t)^0$ abkühlten. Die Wärme, welche der Dampf mitbrachte, war, wenn man von Wasser von 0° ausgeht, $W_2' = G_2 \cdot (q + x \cdot r)$ WE. Von dieser Wärme bleibt nach der Erwärmung des Wassers noch übrig diejenige Wärmemenge, welche in G_2 kg Wasser von $(t_0 + t)^0$ steckt, also $W_2'' = G_2 \cdot (t_0 + t)$ WE. Im ganzen lieferte der Dampf also

$$W_2' - W_2'' = W_2 = G_2 \cdot [q + x \cdot r - (t_0 + t)] \text{ WE}.$$

Da $W_1 = W_2$ sein muß und in dieser Gleichung alles außer x bekannt ist, läßt es sich sehr einfach berechnen.

Beispiel. Es sei $G_1 = 60$ kg, $W = 4{,}8$ kg, $t_0 = 10^0$, $t = 50^0$

$G_2 = 6$ kg. Für Dampf von 8 at abs ergibt sich aus den Dampftabellen: Flüssigkeitswärme $q = 171{,}7$; Verdampfungswärme $r = \varrho + A \cdot P \cdot (v_s - \sigma) = 491{,}8$. Damit erhält man aber

$$(60 + 4{,}8) \cdot 50 = 6 \cdot [171{,}7 + x \cdot 491{,}8 - 60], \text{ woraus}$$
$$x = 0{,}87.$$

Der untersuchte Dampf enthält also 13% Feuchtigkeit.

Aufgabe 68. Kurve gleichen Dampfgehaltes. In einem gegen Wärme undurchlässigen Dampfzylinder befinden sich hinter einem Kolben 0,5 kg Wasserdampf von 12 at abs und einem Trockendampfgewicht (Dampfgehalt oder spezifischer Dampfmenge) von $x = 0{,}8$. Das heißt also, der Dampf besteht nur zu 80% seines Gewichtes aus gesättigtem Dampf, zu 20% seines Gewichtes aus Wasser. Die Ausdehnung in dem Zylinder soll nun so vor sich gehen, daß sich die Dampffeuchtigkeit, also das Trockendampfgewicht während der Ausdehnung nicht ändert. Wie sieht die betreffende Kurve im P, v-Diagramm aus?

Lösung. Bei 12 at nimmt nach den Dampftabellen 1 kg trockenen gesättigten Dampfes einen Raum ein von $v = \frac{1}{5{,}96} = 0{,}168$ cbm, 0,5 kg also einen Raum von $V = 0{,}084$ cbm. Da der Dampf nur zu 80% [$x = 0{,}8$!] gesättigt ist, so ist sein kg-Volumen bekanntlich $v' = x \cdot v$, also hier $V' = 0{,}8 \cdot 0{,}084 = 0{,}0672$ cbm.

Dieser Punkt (0,0672 cbm bei 12 at) wird in irgendeinem Maßstabe (s. Abb. 35) in das P, v-Diagramm eingetragen. Um die verlangte Ausdehnungskurve zu finden, bestimmt man nun eine Reihe von Punkten bei verschiedenen Spannungen in ähnlicher Weise. So ist z. B. bei

at abs	v cbm/kg	$V = 0{,}5\,v$ cbm	$V' = 0{,}8\,V$ cbm
8	0,246	0,123	0,0984
3	0,616	0,308	0,2464
1	1,725	0,862	0,6896

Durch Eintragen der zusammengehörigen Werte aus der ersten und letzten Spalte in das P, v-Diagramm sind noch drei weitere Punkte der Kurve bestimmt, womit die Kurve mit genügender Genauigkeit festgelegt ist (ausgezogene Kurve der Abb. 35).

Es ist fesselnd, von demselben Punkte aus diejenige Kurve zu zeichnen (in Abb. 35 gestrichelt), nach welcher gewöhnlich bei Sattdampfmaschinen die Ausdehnung des Dampfes vor sich geht. Bekanntlich ist dies die Kurve $P \cdot v = \text{const}$ (vgl. Aufg. 44). Die Kurve liegt, wie man sieht (gestrichelte Kurve der Abb. 35), rechts von der Kurve gleichen Dampfgehaltes. Es ist also bei jeder Spannung das Volumen des nach der Kurve $P \cdot v = \text{const}$ sich ausdehnenden Dampfes größer als bei einer Ausdehnung unter gleichbleibendem Dampfgehalt. Mit anderen Worten, der Dampf wird während der Ausdehnung nach der Kurve $P \cdot v = \text{const}$ **trockener**, was darin seinen Grund hat, daß der Dampf mit fortschreitender Ausdehnung (also Abkühlung) den Zylinderwandungen einen Teil der Wärme wieder entzieht, die er im ersten Teile des Hubes, hauptsächlich während der Einströmung in den Zylinder, an die Wandungen abgegeben hatte. Eine einfache Rechnung zeigt das auch zahlenmäßig. Wegen $P \cdot V = \text{const}$, d. h. wegen $P_{12} \cdot V_{12} (= 12 \cdot 0{,}0672 = 0{,}8064) = P_8 \cdot V_8''$ erhält man $V_8'' = 0{,}8064 \cdot {}^1/_8 = 0{,}1008$ cbm, und in gleicher Weise $V_3'' = 0{,}8064 \cdot {}^1/_3 = 0{,}2688$ cbm, $V_1'' = 0{,}8064$ cbm. Vergleicht man diese Werte V'' (der Kurve $P \cdot V = \text{const}$) mit den Tabellen-Werten V' (S. 64) der Kurve gleichbleibenden Dampfgehaltes bei denselben Dampfspannungen, so sieht man, daß durchgängig $V'' > V'$ ist.

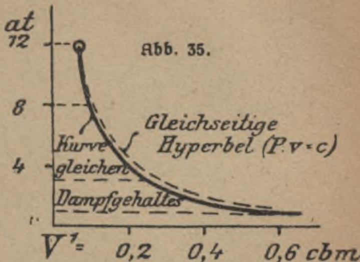


Abb. 35.

Aufgabe 69. Wasserreinigung. Für eine Dampfkesselanlage soll eine Wasserreinigung aufgestellt werden, welche stündlich $Q = 1000$ kg gereinigtes Kesselspeisewasser liefert. Das mit $t_0 = 12^0$ zufließende Rohwasser vom Gewichte G_1 kg st soll dabei durch den aus dem Kessel kommenden gesättigten Dampf von 8 at abs und 10 % Feuchtigkeit (Trockendampfgewicht $x = 0{,}9$) auf $t = 50^0$C angewärmt werden. Wie groß ist G_2, die Anzahl kg Dampf, welche stündlich für das Anwärmen verbraucht werden?

Lösung. Zur Berechnung der beiden Unbekannten G_2 und G_1 stehen uns zwei Gleichungen zur Verfügung: 1. Die zu liefernde Wassermenge Q besteht aus G_1 kg Rohwasser und G_2 kg verdichtetem Dampf, d. h. also $Q = G_1 + G_2$. 2. Die von dem Kesseldampf zum Anwärmen gelieferte Wärme entspricht der vom Rohwasser aufzunehmenden Wärme. Je 1 kg Dampf von 8 at und 10% Feuchtigkeit enthält eine Gesamtwärme $\lambda' = q + x \cdot r$, von der aber als Liefermenge wegen der Temperatur des erwärmten Wassers je $t = 50$ WE abzuziehen sind. Je 1 kg Rohwasser nimmt eine Wärme von $(t - t_0)$ WE auf. Es ist also $G_2 \cdot (q + x \cdot r - t) = G_1 \cdot (t - t_0)$. Aus der Dampftabelle findet man die Werte für q und r, so daß also
$G_2 \cdot (189{,}9 + 0{,}9 \cdot 478{,}18 - 50) = G_1 \cdot (50 - 12)$ oder $G_1 = 15 G_2$.
Trägt man diesen Wert von G_1 in die Gleichung $G_2 = Q - G_1$ ein, so erhält man

$$G_2 = 1000 - 15\, G_2 \text{ oder}$$
$$G_2 = 62{,}5 \text{ kg Dampf/st und}$$
$$G_1 = 15\, G_2 = 937{,}5 \text{ kg Rohwasser/st.}$$

Aufgabe 70. Es soll der Wärme- und Dampfbedarf für eine Heizungsanlage berechnet werden.

Lösung. Die Berechnung einer Heizungsanlage geht von der Erfahrungstatsache aus, daß bei zwei durch eine Wand getrennten Räumen in der Zeiteinheit durch jene Wand eine gewisse Wärmemenge hindurchgeht, wenn in den beiden Räumen verschiedene Temperaturen herrschen. Selbstverständlich wandert die Wärme aus dem Raume mit höherer Temperatur nach dem Raume mit niedererer Temperatur. Der Raum mit anfänglich höherer Temperatur kühlt sich also ab, und es muß ihm Wärme zugeführt werden, wenn er dauernd auf gleichbleibender Temperatur erhalten werden soll. Diese „Wärmezuführung“ (Heizung) geschieht nun z. B. dadurch, daß man gesättigten Wasserdampf in Rohrleitungen oder Heizkörpern durch jene zu erwärmenden Räume hindurchleitet. In diesen Rohrleitungen oder Heizkörpern kühlt sich der Dampf ab, er verdichtet sich dabei zu Wasser und gibt die bei dieser Verdichtung frei werdende sehr beträchtliche Verdampfungswärme an die Heizkörper und damit an den zu erwärmenden Raum ab.

Es handelt sich nun zunächst darum, festzustellen, wieviel WE der zu erwärmende Raum z. B. stündlich verliert. Die Anzahl dieser Wärmeeinheiten hängt ab 1. von der Größe der Trennungswand F: die durch die Wand stündlich hindurchgehende Wärmemenge wird in genau demselben Maße größer oder kleiner, je größer oder kleiner die Trennungswand ist; 2. in demselben Maße von der Größe des Temperaturunterschiedes $(t-t_0)$ zwischen beiden Seiten der Wand; 3. von der Beschaffenheit der Wand: man nennt die durch Versuche bestimmte Anzahl von WE, welche bei 1^0 Temperaturunterschied stündlich durch 1 qm Trennungswand hindurchgehen, die Wärmedurchgangszahl k der betreffenden Wand. Findet man also z. B. die Angabe, daß für $^1/_2$ Stein starke Wände aus Ziegelmauerwerk $k=2{,}4$ ist, so heißt das: durch je 1 qm dieser Wand gehen in der Stunde 2,4 WE hindurch, wenn zwischen beiden Seiten dieser Wand ein Temperaturunterschied von 1^0C herrscht. Die Werte von k für die verschiedenen Arten von Wänden sind aus Werken über Heizung und Lüftung zu entnehmen. (Siehe z. B. Mayer, Lüftung und Heizung, ANuG Bd. 241.) Unter Berücksichtigung dieser Erwägungen findet man diejenige Wärmemenge W, welche der zu erwärmende Raum stündlich verliert, die ihm also z. B. mit der Dampfheizung zugeführt werden muß, aus der Gleichung

$$W=F\cdot(t-t_0)\cdot k \text{ WE}.$$

Beispiel. Es soll eine freistehende Baracke geheizt werden. Die Baracke besitzt 530 qm Wandfläche aus $^1/_2$ Stein starkem Mauerwerk ($k=2{,}4$); 410 qm Dachfläche aus Teerpappdach ($k=2{,}2$); 22 qm einfache Fenster ($k=5{,}1$); 8 qm Türfläche ($k=2{,}0$); 360 qm Fußboden ($k=1{,}6$). Als niedrigste Außentemperatur (t_0) soll -20^0 C angenommen werden, die Temperatur im Inneren der Baracke soll $t=18^0$C betragen, so daß für sämtliche Flächen außer dem Fußboden $(t-t_0)=38^0$C beträgt. Die Temperatur des Erdreiches unter dem Fußboden wird gewöhnlich mit $+5^0$C in Rechnung gesetzt, so daß hier $(t-t_0)=18-5=13^0$C beträgt.

Nach diesen Angaben verliert also die Baracke stündlich folgende Wärmemenge W, die durch die Dampfheizung zu ersetzen ist:

$W = (530 \cdot 2{,}4 + 410 \cdot 2{,}2 + 22 \cdot 5{,}1 + 8 \cdot 2{,}0) \cdot 38 + 360 \cdot 1{,}6 \cdot 13$
$= 94\,900$ oder rund $95\,000$ WE.

Die Heizung sei eine Niederdruckdampfheizung, in welcher ein Druck von 1,25 at abs herrscht und bei der der verdichtete Dampf als Wasser von 80° aus den Heizkörpern abfließt. Wieviel Dampf muß der Heizungskessel stündlich erzeugen?

Bei 1,25 at abs beträgt die Verdampfungswärme $r = 536{,}5$ WE/kg, die Flüssigkeitswärme $q = 103{,}2$ WE/kg, wie sich durch Zwischenrechnung (Interpolation) aus der Dampftabelle ergibt. Da sich der verdichtete Dampf in den Heizkörpern bis auf 80° abkühlt, gibt also jedes kg Dampf beim Hindurchströmen durch die Heizkörper ab $r + (q - 80) = 536{,}5 + (103{,}2 - 80) = 559{,}7$ WE, und da stündlich 95 000 WE erforderlich sind, muß der Kessel mindestens liefern $95\,000 : 559{,}7 = 170$ kg Dampf/st.

Aufgabe 71. Wärmebedarf für gemeinsame Kraft- und Heizungsanlagen. Erster Fall. Es soll berechnet werden, wieviel WE stündlich von einer Anlage verbraucht werden, welche einen Kraftbedarf von 250 PS_i und dazu einen dauernden Bedarf von 1 000 000 WE für Heizzwecke hat (vgl. Aufg. 70). Der Kraftbedarf soll befriedigt werden durch eine gute Heißdampfkondensationsmaschine mit 5,25 kg Dampfverbrauch für die PS_i-st. Der Heizbedarf wird gedeckt durch trocken gesättigten Dampf, welcher unmittelbar den Kesseln, aber vor dem Überhitzer entnommen und auf die für die Heizung erforderliche Spannung heruntergedrosselt wird. Die Spannung des Dampfes in den Kesseln betrage 10,5 at abs, vor der Maschine 10 at abs bei einer Temperatur von 200° C. Der Kondensatordruck betrage 0,08 at abs. Aus den Heizkörpern fließe das Kondensat mit 100° ab und werde mit 80° C wieder den Kesseln zugeführt.

Lösungen. a) Dampfmaschine. Die Gesamtwärme (der Wärmeinhalt) λ' von 1 kg überhitzten Dampfes ist gleich der Summe von Gesamtwärme des trocken gesättigten Dampfes, vermehrt um die Überhitzungswärme. Da nach der Tabelle für c_{p_m} (mittlere spezifische Wärme von überhitztem Dampf) bei 10 at und 200° $c_{p_m} = 0{,}59$

ist (S. 93), so ergibt sich $\lambda' = 666{,}1 + 0{,}59 \cdot (200 - 178{,}9) =$ 678,5 WE/kg. Der gesamte stündliche Dampfverbrauch ist 250 · 5,25 = 1312,5 kg, und damit ergibt sich für die Dampfmaschine eine Wärmezufuhr von

$$1312{,}5 \cdot 678{,}5 = 890\,000 \text{ WE/st.}$$

Nun wird aber das warme Wasser aus dem Kondensator (zur Kesselspeisung) wiedergewonnen. Die Flüssigkeitswärme bei Dampf von 0,08 at abs beträgt nach der Dampftabelle $q = 41{,}4$ WE, so daß also stündlich $41{,}4 \cdot 1312{,}5 = 54\,400$ WE aus dem Kondensator wiedergewonnen werden, d. h. die Kraftanlage verbraucht stündlich

$$890\,000 - 54\,400 = 835\,600 \text{ WE/st.}$$

b) Heizung. Der Wärmeinhalt von 1 kg trocken gesättigten Dampfes von 10,5 at ergibt sich aus den Dampftabellen durch Zwischenschaltung zu $\lambda = 666{,}5$ WE/kg, von denen aber wegen des aus den Heizkörpern mit 100^0 abfließenden Wassers nur 566,5 WE/kg zu Heizzwecken nutzbar gemacht werden können. Zur Erzeugung von 1 000 000 WE in den Heizkörpern sind also erforderlich $\frac{1\,000\,000}{566{,}5} =$ 1765 kg Dampf/st, entsprechend $1765 \cdot 666{,}5 = 1\,175\,000$ WE/st, von denen aber $1765 \cdot 80 = 141\,200$ WE/st durch das aus den Heizkörpern kommende heiße Wasser wiedergewonnen werden. Demgemäß beträgt der tatsächliche Wärmeverbrauch der Heizung $1\,175\,000 - 141\,200 = 1\,033\,800$ WE/st.

Der tatsächliche Wärmeverbrauch für Kraftzwecke und Heizung zusammen beträgt also

$$835\,600 + 1\,033\,800 = 1\,869\,400 \text{ WE/st.}$$

Aufgabe 72. Wärmebedarf für gemeinsame Kraft- und Heizungsanlagen. Zweiter Fall. Kraft- und Heizbedarf seien dieselben wie in Aufgabe 71. Der Heizungsbedarf soll nun aber in der Weise gedeckt werden, daß die Dampfmaschine zwar mit demselben Heißdampf wie in Aufgabe 71, aber mit Auspuff arbeitet und der Auspuffdampf mit einem Druck von 1,2 at abs unmittelbar in die Heizkörper tritt. Der Dampfverbrauch der Maschine beträgt in diesem Falle 8,8 kg/PS_i-st, im ganzen also 2200 kg Dampf/st. Auch hier läuft der verdichtete Dampf als Wasser von 100^0 aus den Heizkörpern ab und wird mit 80^0C in die Kessel zurückgespeist.

Lösungen. a) Dampfmaschine. Der Wärmeinhalt des Dampfes vor der Maschine wurde in Aufgabe 71 zu 678,5 WE/kg gefunden, so daß die der Maschine stündlich zugeführte Wärme $2200 \cdot 678{,}5 =$ 1490000 WE/st beträgt. Um den davon für die Heizung verfügbaren Betrag feststellen zu können, ist es notwendig zu berechnen, wieviel von der eben berechneten Wärme in der Maschine selbst verbraucht wird. In Arbeit werden umgesetzt 250 PS_i-st, entsprechend $250 \cdot 632 = 158000$ WE/st. Die sonstigen Verluste in der Maschine durch Leitung und Strahlung werden zu 115 WE/PS_i-st geschätzt, zusammen also $250 \cdot 115 = 28750$ WE/st.

Der aus der Maschine austretende Dampf enthält also nur noch eine Wärme von $1490000 - (158000 + 28750) = 1303250$ WE/st, so daß der für die Heizung verwertbare Wärmeinhalt von 1 kg Auspuffdampf $\frac{1303250}{2200} = 593$ WE/kg beträgt.

b) Heizung. Von jedem mit 593 WE/kg in die Heizkörper eintretenden kg Dampf können 100 WE wegen des aus den Heizkörpern mit 100^0 C abfließenden Wassers nicht ausgenützt werden. Da 1000000 WE für die Heizung erforderlich sind, verbraucht die Heizung $\frac{1000000}{493} = 2030$ kg Dampf/st, so daß also $2030 \cdot 80 =$ 162400 WE/st wieder in die Kessel zurückgelangen.

Der tatsächliche Wärmeverbrauch für Kraftzwecke und Heizung zusammen beträgt also $1490000 - 162400 = 1327600$ WE/st.

Aufgabe 73. Es soll berechnet werden, um wieviel sich unter Zugrundelegung der Verhältnisse in Aufgabe 72 der thermische Wirkungsgrad der Dampfmaschinenanlage gegenüber den Verhältnissen in Aufgabe 71 erhöht infolge davon, daß zwar der Dampfverbrauch erhöht wird, der gesamte Abdampf aber zu Heizzwecken Verwendung findet.[1])

Lösung. Es kann sich, so paradox das auch klingt, unter Um-

1) Die grundlegenden Zahlenwerte für diese sowie für die mit ihr zusammenhängenden Aufgaben 71 und 72 wurden zum Teil dem Werke

ständen die Möglichkeit bieten, den thermischen Wirkungsgrad einer guten, d. h. mit geringem Dampfverbrauch arbeitenden Dampfmaschinenanlage dadurch nicht unwesentlich zu verbessern, daß man den Dampfverbrauch der Maschine erhöht, daß man sie also z. B. mit Auspuff arbeiten läßt, während sie vorher mit Kondensation gearbeitet hat (vgl. Aufg. 71). Benützt man dann die in der Auspuffmaschine nicht ausgenützte Wärme, die sogenannte Abwärme, z. B. dazu, um einen gleichzeitig vorliegenden Heizungsbedarf damit zu befriedigen, so lassen sich durch eine solche Anordnung unter Umständen bedeutende Ersparnisse erzielen, die einer Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades der Dampfmaschine gleichzuachten sind.

In einem solchen Falle, wo also neben dem Kraftbedarf ein großer, und zwar andauernder Heizbedarf vorliegt, sind folgende zwei Anordnungen möglich: 1) Krafterzeugung durch Dampfmaschine mit möglichst geringem Dampfverbrauch; Heizdampf in besonderen Kesseln erzeugt (Aufg. 71). 2) Dampfmaschine mit hohem Dampfverbrauch; Benützung eines möglichst großen Teiles des Abdampfes zur Befriedigung des Heizbedarfes (Aufg. 72). — Daß der zweite Fall (Auspuffmaschine) unter Umständen sehr viel wirtschaftlicher sein kann als der erste Fall (Kondensationsmaschine), ergibt schon folgende einfache Überlegung: Bei Verwendung einer Kondensationsmaschine muß sowohl für die Krafterzeugung als auch für die Heizung Dampf aus Wasser erzeugt werden. Den größten Wärmebedarf bei der Dampferzeugung erfordert aber bekanntlich die sehr hohe Verdampfungswärme. Gelingt es daher, wie bei Verwendung einer Auspuffmaschine, für den einen Teil der Anlage, nämlich für die Heizung, den Aufwand an Verdampfungswärme gänzlich zu ersparen — die für die Heizung erforderliche Wärme wird ja von der Maschine bereits in Dampfform geliefert! —, so kann damit unter Umständen offenbar eine so beträchtliche Wärmeersparnis verbunden sein, daß dadurch der höhere Dampfverbrauch der Dampfmaschine (vgl. Aufg. 72) mehr als aufgewogen wird.

---

von Hüttig, „Heizungs- und Lüftungsanlagen in Fabriken", Leipzig 1915, entnommen.

Die beiden zusammenhängenden Aufgaben 71 und 72 behandeln zahlenmäßig zwei solcher Fälle: Durch Verwendung einer Auspuffmaschine mit hohem Dampfverbrauch (Aufg. 72) wurden gegenüber einer Kondensationsmaschine mit niedrigem Dampfverbrauch (Aufg. 71) ein Gewinn erzielt von

$$1\,869\,400 - 1\,327\,600 = 541\,800 \text{ WE/st},$$

was in Dampf von 1 at umgerechnet einer Ersparnis von

$$541\,800 : 639{,}3 = 850 \text{ kg Dampf/st}$$

entsprechen würde. Nimmt man an, daß in den Kesseln mit 1 kg Kohle 6 kg Dampf erzeugt werden können, so ergäbe das bei Verwendung einer Auspuffmaschine eine Ersparnis von 850 : 6 = 142 kg Kohle/st.

Eine solche Ersparnis läßt sich aber als gleichbedeutend auffassen mit einer Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades der Dampfmaschine, wie folgende Berechnungen zeigen: 1. Bei Verwendung einer Kondensationsmaschine (Aufg. 71) verbrauchte die Anlage für Kraftbedarf (250 PS_i) und Heizung (1000000 WE/st) insgesamt 1869400 WE/st, von denen also der Dampfmaschine nur 869400 WE/st angerechnet werden können, entsprechend einem Wärmeverbrauch von

$$869\,400 : 250 = 3480 \text{ WE/PS}_i\text{-st}.$$

Das ist aber gleichbedeutend mit einem thermischen Wirkungsgrade

$$\eta_t = 632 : 3480 = 0{,}181 = 18{,}1\ \%.$$

2. Bei Verwendung einer Auspuffmaschine mit hohem Dampfverbrauch (Aufg. 72) verbrauchte die Anlage insgesamt 1327600 WE/st, wovon der Kraftanlage allein wegen des Heizungsbedarfes nur 327600 WE/st angerechnet werden können, entsprechend einem Wärmeverbrauch von 327600 : 250 = 1309 WE/PS_i-st. Das ist aber gleichbedeutend mit einem thermischen Wirkungsgrade von $\eta_t = 632 : 1309 = 0{,}482 = 48{,}2\ \%$.

Es ist wohl ohne weiteres klar, daß diese gewaltige Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades eben nur ein Schein ist. In Wirklichkeit nützt natürlich die Dampfmaschine für sich allein die zugeführte Wärme nicht besser, sondern ganz erheblich schlechter aus als die

Kondensationsmaschine, was hier sofort sehr unangenehm in die Erscheinung treten würde, wenn plötzlich aus irgendeinem Grunde der Heizungsbetrieb eingestellt werden müßte.

Ist daher der Heizungsbedarf nicht ein andauernd großer, handelt es sich also z. B. um die Beheizung eines großen Gebäudes in gemäßigtem Klima, so wird es sorgfältiger, ähnlich wie hier durchgeführter Rechnungen bedürfen, um festzustellen, ob wirklich durch ständigen Auspuffbetrieb eine Wärmeersparnis erzielt wird. Es kann dann unter Umständen erforderlich werden, die Kondensationsanlage beizubehalten und die Maschine nur während der Heizdauer mit Auspuff arbeiten zu lassen.

Fünfter Abschnitt.

Entropie.[1])

Aufgabe 74. In dem Feuerraume eines Dampfkessels werden Steinkohlen verbrannt, deren Heizwert 7000 WE/kg beträgt. Es soll angenommen werden, daß die Verbrennung ohne jede Verluste und bei der höchstmöglichen Temperatur, der sogenannten Dissoziationstemperatur, stattfindet, welche hier zu etwa $t_1 = 2500^0$ C angenommen werden kann. Die Temperatur der Außenluft betrage $t_2 = 15^0$ C.

a) Welches wäre der thermische Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine, wenn sie nach dem Carnotschen Kreisprozesse zwischen diesen beiden Temperaturen t_1 und t_2 als Grenztemperaturen arbeiten könnte?

b) Welches wäre der Wert der Entropie der Verbrennungserzeugnisse von 1 kg Steinkohle nach dieser (praktisch nicht erreichbaren) vollständigen Verbrennung, wenn als Bezugspunkt der Zustand der Außenluft angenommen wird?

Lösungen. a) Der thermische Wirkungsgrad des betreffenden Carnotschen Kreisprozesses wäre $\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{2773 - 288}{2773} = 0{,}896$ oder 89,6 %. Das heißt also: Wäre es möglich, mit der genann-

1) Die grundlegenden Zahlen für die Beispiele dieses Abschnittes entnehme ich dem Werke Fr. Krauß, „Die Thermodynamik der Dampfmaschinen", Berlin 1907.

ten Kohle eine Wärmekraftmaschine nach dem Carnotschen Kreisprozesse mit jenen Temperaturen als Grenztemperaturen zu betreiben, so würde von den bei vollständiger Verbrennung von 1 kg Kohle erzeugten 7000 WE ein Betrag von $0{,}896 \cdot 7000 = 6272$ WE in nutzbare Arbeit umgewandelt werden können.

b) Um die Entropie, oder vielleicht besser die durch die Verbrennung eingetretene Entropieänderung (gegenüber dem Zustande der Außenluft als Bezugspunkt) zu bestimmen, erinnere man sich daran, daß Entropie S derjenige Zahlenwert ist, welcher mit der niedrigsten überhaupt in Frage kommenden absoluten Temperatur multipliziert diejenige Anzahl von Wärmeeinheiten ergibt, welche selbst unter Anwendung des günstigsten Kreisprozesses nicht in Arbeit umgewandelt werden können, sondern als Wärme abgeführt werden müssen. (Zweiter Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.) Die Anzahl dieser Wärmeeinheiten ergibt sich aber im vorliegenden Falle aus dem eben Gesagten zu $Q = 7000 - 6272 = 728$ WE. Man findet daher $Q = S \cdot T$ oder $728 = S \cdot 288$ und daraus $S = 728 : 288 = 2{,}53$ Entropieeinheiten.

Aufgabe 75. In dem Feuerraum eines Dampfkessels wird Steinkohle mit einem Heizwerte von 7000 WE/kg verbrannt. Die Luftzufuhr sei so geregelt, daß, wie es mittleren Verhältnissen des praktischen Betriebes entspricht, das Gewicht der Verbrennungserzeugnisse von 1 kg Kohle 20 kg beträgt. Es soll angenommen werden, daß die Verbrennung eine vollkommene ist und Wärmeverluste durch Ausstrahlung und Leitung nicht eintreten. Die Temperatur der Verbrennungserzeugnisse kann unter diesen Voraussetzungen zu etwa $t_1 = 1570^0$ C angenommen werden bei einer Außenlufttemperatur von $t_2 = 15^0$ C. Die spezifische Wärme der Verbrennungsgase sei unveränderlich und gleich der von Luft, also, da die Verbrennung bei gleichbleibendem (Außenluft-)Drucke stattfindet, $c_p = 0{,}24$. Wie groß ist die Entropie der Verbrennungserzeugnisse, oder um wieviel hat sich durch die Verbrennung die Entropie von Kohle plus Verbrennungsluft vermehrt, wenn der Zustand der Außenluft als Bezugspunkt angenommen wird?

Lösung. Der Wert der Entropie ergibt sich aus der Formel $S = \int_{T_2}^{T_1} \frac{c_p \cdot dT}{T}$. Da nach Voraussetzung c_p unveränderlich ist, also vor das Integralzeichen gesetzt werden kann, und da ferner durch die Verbrennung infolge des Hinzutretens von Luft 20 kg Verbrennungserzeugnisse entstehen, so ergibt sich $S = 20 \cdot c_p \cdot (\log\text{nat}\, T_1 - \log\text{nat}\, T_2) = 20 \cdot 0{,}24 \cdot \log\text{nat}\, \frac{1843}{288} = 8{,}9$ Entropie-Einheiten mit dem Zustand der Außenluft als Bezugspunkt. Das heißt also: Selbst wenn es möglich wäre, Kohlen unter den oben angegebenen günstigen Bedingungen zu verbrennen und dann eine Wärmekraftmaschine unter Benützung jener Verbrennungsgase derart zu betreiben, daß sich in dieser Wärmekraftmaschine ein denkbar günstigster, also Carnotscher Kreisprozeß abspielt mit den Temperaturen t_1 und t_2 als Grenztemperaturen, so könnte trotzdem von den 7000 WE des 1 kg Kohle der Betrag von $8{,}9 \cdot 288 = \sim 2560$ WE nicht mehr in Arbeit umgewandelt werden (vgl. Aufg. 74). Es entsteht mithin bei der obigen Dampfmaschinenanlage schon durch die Verbrennung in der Dampfkesselfeuerung, selbst wenn die Feuergase unter den günstigsten Verhältnissen ausgenutzt werden könnten, ein Arbeitsverlust von 2560 WE oder $\frac{2560}{7000} \cdot 100 = 36{,}6\,\%$ des ursprünglichen Heizwertes.

Es kann nicht eindringlich genug hervorgehoben werden, daß nicht etwa ein Wärmeverlust eintritt, denn es wurde ja oben eigens vorausgesetzt, daß die Verbrennung eine vollkommene ist und Wärmeverluste durch Strahlung und Leitung nicht eintreten. Es findet vielmehr durch die Verbrennung eine Entwertung der in den Kohlen steckenden Energie statt, was sich durch jene oben berechnete Vergrößerung der Entropie um 8,9 Entropieeinheiten ausdrückt.

Aufgabe 76. In dem Dampfkessel, in welchem die in Aufgabe 75 erwähnte Verbrennung stattfindet, werde gesättigter Wasserdampf von 10 at Ue erzeugt, dessen Temperatur nach der Dampftabelle 183° C beträgt. Es soll angenommen werden, daß der Übergang der Wärme von den Feuergasen in das Innere des Dampfkessels ohne

Verluste erfolgt. In genau demselben Gewichtsmaße, als Dampf aus dem Kessel nach der Maschine hin strömt, werde Wasser von der Dampftemperatur in den Kessel gespeist, so daß der Kesselinhalt stets derselbe bleibt. Die Gase, die ihre Wärme zum Teil an den Kessel abgegeben haben, sollen sich dabei auf 300° C abkühlen. Die Feuergase hatten nach der gemachten Annahme (Aufg. 75) bei ihrer Entstehung eine Temperatur von 1570° C. Der erzeugte Dampf hat nur eine Temperatur von 183° C.

Trotzdem nach unserer Annahme keinerlei Wärmeverluste auftreten, findet doch infolge davon, daß der Energieträger (nunmehr Wasserdampf) eine niedrigere Temperatur annimmt, als die Verbrennungsgase hatten, eine Energieentwertung statt, die sich also in einer Zunahme der Entropie gegenüber dem durch den Vorgang in Aufg. 75 erzeugten Zustand äußern muß. Es soll dieser durch die Dampferzeugung entstehende Entropiezuwachs berechnet werden. Als Bezugspunkt sei wieder der Zustand der Außenluft gewählt.

Lösung. Die Größe der Entropie S_1 von Kessel, Kohle und Verbrennungsluft vor der Erzeugung des Dampfes besteht in der nicht bekannten Entropie des Kesselinhaltes S_a, vermehrt um die in Aufgabe 75 gefundene Entropie der Verbrennungsgase, nämlich $S' = 8{,}9$, also

$$S_1 = S_a + S'.$$

Hat unter Einwirkung jener Verbrennungsgase die Verdampfung stattgefunden, so kann man sich das Ergebnis in folgender Weise vorstellen: Durch die Verbrennung von 1 kg Steinkohle und die Verwendung der entstandenen Feuergase zur Verdampfung sind 1) 20 kg Verbrennungserzeugnisse von 300° C entstanden, deren Entropie S'' mit dem Zustande der Außenluft als Bezugspunkt sich entsprechend Aufgabe 75 ergibt aus der Beziehung

$$S'' = 20 \cdot 0{,}24 \cdot \log \text{nat} \frac{573}{288} = 3{,}3;$$

2) beträgt die Entropie des Kesselinhaltes jetzt S_b Entropieeinheiten. Die Größe der Entropie S_2 von Kessel, Kohle und Verbrennungsluft (mit Außenluftszustand als Bezugspunkt) nach der Dampferzeugung ist also

$$S_2 = S_b + S''.$$

Der allein durch die Dampferzeugung entstandene Entropiezuwachs beträgt also:

$$S = S_2 - S_1 = (S_b + S'') - (S_a + S') = (S_b - S_a) + (S'' - S').$$

Um $S_b - S_a$, d. h. den Entropiezuwachs des Kesselinneren infolge der Dampferzeugung zu finden, beachte man, daß die Wärmezuführung während der Dampferzeugung bekanntlich bei gleichbleibender Temperatur T stattfindet (gesättigter Wasserdampf!). Es ist also einfach $S_b - S_a = Q : T$, wenn Q diejenige Wärme ist, die zum Zwecke der Dampferzeugung dem Kesselinneren zugeführt wurde. Da nach Voraussetzung sich bei der Dampferzeugung die 20 kg Verbrennungserzeugnisse von $t_1 = 1570^0$ auf $t_2 = 300^0$ abgekühlt haben, so beträgt $Q = 20 \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) = 20 \cdot 0{,}24 \cdot (1570 - 300) = 6100$ WE (vgl. Aufg. 38) und folglich

$$S_b - S_a = 6100 : (273 + 183) = 13{,}4 \quad \text{und damit}$$

(wegen $S'' - S' = 3{,}3 - 8{,}9 = -5{,}6$)

$$S = 13{,}4 - 5{,}6 = 7{,}8 \text{ Entropieeinheiten.}$$

Das heißt also: Nur infolge davon, daß durch die Dampferzeugung der Energieträger eine Temperaturerniedrigung erfahren hat, ist eine Energieentwertung oder ein Arbeitsverlust (kein Wärmeverlust) von $7{,}8 \cdot 288 = 2240$ WE oder von $2240 : 7000 = 0{,}32 = 32\,\%$ entstanden.

Faßt man die Ergebnisse dieser Aufgabe mit den Ergebnissen von Aufgabe 75 zusammen, so erhält man folgende ungemein wichtige Tatsache: Selbst unter so günstigen, in Wirklichkeit gar nicht zu erreichenden Voraussetzungen, wie sie hier gemacht wurden, tritt bei Erzeugung von Dampf in einem Dampfkessel schon in der Feuerung und dann bei der Übertragung der Wärme in das Innere des Dampfkessels eine starke Energieentwertung ein, die sich unter den gemachten Annahmen als Entropievergrößerung um $8{,}9 + 7{,}8 = 16{,}7$ Entropieeinheiten darstellt, entsprechend einem Arbeitsverlust von $16{,}7 \cdot 288 = 4800$ WE oder $4800 : 7000 = 0{,}686$, das sind $68{,}6\,\%$ des ursprünglichen Energiegehaltes der Kohle.

Auch hier wieder möge recht eindringlich darauf hingewiesen werden, daß es sich nicht etwa um Wärmeverluste handelt, da ja solche nach unserer Voraussetzung ausdrücklich ausgeschlossen waren, sondern nur um eine Entwertung von Energie, infolge deren etwa $^2/_3$ des in der Kohle steckenden Energiegehaltes entsprechend dem zweiten Hauptsatze der Thermodynamik nicht mehr in nutzbare Arbeit umgewandelt werden können, noch ehe der Dampf überhaupt in die Maschine gelangt ist.

Sechster Abschnitt.

S, T-Diagramm.

Aufgabe 77. In einem Zylinder befindet sich 1 kg Wasserdampf von 2 at abs bei einem Trockendampfgewicht von $x_a = 0{,}95$. Durch Abkühlung des Zylinders sinkt die Spannung bei festgehaltenen Kolben, also bei gleichbleibendem Volumen, auf 0,2 at abs.

Wie sieht diese Zustandsänderung, die im Druck-Volumendiagramm (P, v-Diagramm) bekanntlich durch eine senkrechte gerade Linie dargestellt wird, im S, T-Diagramm aus?

Lösung. Dampf von 2 at abs und $x_a = 0{,}95$ entspricht im S, T-Diagramm (Abb. 36) der Punkt a (Anfangspunkt der Zustandsänderung), welcher so gelegen ist, daß der links des Punktes a befindliche Abschnitt 0,95 der ganzen zwischen den Grenzkurven liegenden Geraden für 2 at ist.[1]) Ist v_a das kg-Volumen trocken gesättigten Dampfes von 2 at abs (aus den Dampftabellen zu entnehmen als reziproker Wert des spezifischen Gewichtes!), v_a' das kg-Volumen des feuchten Dampfes, so ist bekanntlich $v_a' = x_a \cdot v_a$, hier also $v_a' = 0{,}95\, v_a$. Der Endpunkt b der Zustandsänderung muß zunächst offenbar auf derjenigen Wagerechten zwischen den Grenzkurven liegen, welche der Spannung 0,2 at entspricht (s. Abb. 36). Um die Lage von b auf dieser Wagerechten zu finden, ist zunächst zu beachten, daß sein Trockendampfgewicht x_b nunmehr ein wesentlich anderes sein wird. Man findet es aus der Beziehung $v_b' = x_b \cdot v_b$, wo-

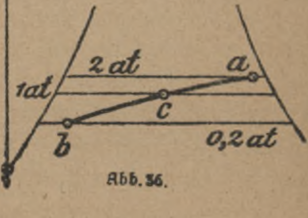


Abb. 36.

1) Die Abbildung ist maßstäblich gezeichnet. Die Maßstäbe für S und T sind dieselben wie in Abb. 40.

bei v_b das kg-Volumen trocken gesättigten Dampfes, v_b' das kg-Volumen des feuchten Dampfes von 0,2 at ist. Da nach Voraussetzung $v_a' = v_b'$ sein soll, so ergibt sich

$$x_a \cdot v_a = x_b \cdot v_b \text{ oder } x_b = x_a \cdot \frac{v_a}{v_b} = 0{,}95 \cdot \frac{0{,}901}{7{,}81} = 0{,}11.$$

Trägt man also auf der Wagerechten für 0,2 at den Punkt b so auf, daß der links von b gelegene Abschnitt 0,11 der ganzen zwischen den Grenzkurven liegenden Wagerechten ist, so ist dieser Punkt der gesuchte Endpunkt der Zustandsänderung. Um noch einen dazwischenliegenden Punkt zu finden, wählen wir z. B. die Wagerechte für 1 at abs. Der Punkt c auf dieser Wagerechten wird dann gefunden durch die Beziehung $v_c' = x_c \cdot v_c = x_a \cdot v_a$, woraus

$$x_c = x_a \cdot \frac{v_a}{v_c} = 0{,}95 \cdot \frac{0{,}901}{1{,}72} = 0{,}5.$$

Der Punkt c wird also auf der zwischen den Grenzkurven liegenden Geraden für 1 at so aufgetragen, daß er gerade in der Mitte zwischen den Grenzkurven liegt.

Der Linienzug a, c, b stellt dann die gesuchte Zustandsänderung im S, T-Diagramm dar.

Aufgabe 78. Adiabate für gesättigte Wasserdämpfe. Es ist unter Zuhilfenahme des S, T-Diagrammes für Wasserdampf diejenige Kurve im P, v-Diagramm zu zeichnen, welche ein Indikator aufschreiben würde, wenn sich $V = 0{,}5$ kg Wasserdampf von 12 at abs und einem anfänglichen Trockendampfgewicht von $x = 0{,}8$ im Zylinder einer Dampfmaschine adiabatisch ausdehnen.

Lösung. Abb. 37 stellt das maßstäblich gezeichnete Stück des S, T-Diagrammes zwischen 1 und 12 at dar. Der Punkt $x = 0{,}8$ teilt bekanntlich die zwischen den Grenzkurven liegende Linie für 12 at im Verhältnis von 0,8 : 0,2. Einer adiabatischen Ausdehnung (gleichbleibende Entropie!) entspricht ferner nach Entstehung des Diagrammes eine von dem Punkte $x = 0{,}8$ senkrecht nach abwärts gezogene Linie. Durch Ausmessen des Verhältnisses der zwischen den Grenz-

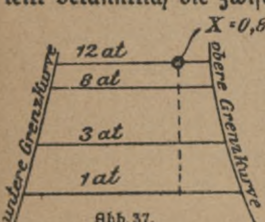


Abb. 37.

kurven liegenden Teilstücke der Linie für 8, 3 und 1 at findet man aus der Abbildung, daß der Dampf bei den betreffenden Spannungen das in der zweiten Spalte der unten folgenden kleinen Tabelle angegebene Trockendampfgewicht x besitzt.

Wie in Aufgabe 68 gezeigt wurde, nehmen bei 12 at abs und x = 0,8 Trockendampfgewicht 0,5 kg einen Raum von 0,0672 cbm ein. Dieser Punkt wird in geeignetem Maßstabe in das P, v-Diagramm eingetragen. Ebenso findet man nun, zum Teil unter Benützung der kleinen Tabelle in Aufgabe 68, für das jeweilig angegebene x die Werte von V' bei den angegebenen Spannungen aus der folgenden kleinen Tabelle.

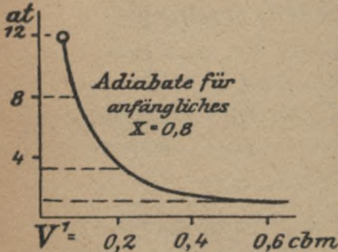


Abb. 38.

Trägt man die zusammengehörigen Werte der ersten und letzten Spalte in dem Maßstabe der Abbildung in das P, v-Diagramm (Abb. 38) ein, so erhält man 4 Punkte, durch welche Gestalt und Lage der Adiabate mit genügender Genauigkeit festgelegt ist.

at abs	x	v cbm/kg	$V = 0,5\,v$ cbm	$V' = x \cdot V$ cbm
12	0,8	0,168	0,084	0,067
8	0,78	0,246	0,123	0,096
3	0,75	0,616	0,308	0,231
1	0,72	1,725	0,862	0,620

Würde man in Abb. 38 von demselben Anfangspunkte aus noch einmal die Kurve gleichen Dampfgehaltes aus Abb. 35 S. 65 eintragen, so müßte die Adiabate selbstverständlich durchweg unterhalb jener Kurve verlaufen, da ja, wie die kleine Tabelle zeigt, im vorliegenden Falle der Dampfgehalt x bei adiabatischer Zustandsänderung mit fortschreitender Ausdehnung ständig abnimmt. Ein Vergleich der Werte in der letzten Spalte der beiden kleinen Tabellen (Aufg. 68 und hier) beweist das übrigens auch zahlenmäßig. Ebenso vergleiche man damit die Werte V'' der Kurve $P \cdot V = \text{const}$ im Schlußabschnitt von Aufgabe 68.

Aufgabe 79. Es soll mit Hilfe des S, T-Diagrammes der thermische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine gefunden werden, die nach nebenstehendem (nicht maßstäblich gezeichnetem) Idealdiagramm (Abb. 39) arbeitet: Überhitzter Eintrittsdampf von 8 at abs und 195°C, adiabatische Ausdehnung bis auf 2 at abs; am Ende des Kolbenhubes Auspuff in den Kondensator, in welchem eine Spannung von 0,2 at herrscht. Rückgang des Kolbens bei vollständiger Verdichtung des Dampfes zu Wasser von 60°C, entsprechend der Temperatur des Dampfes von 0,2 at abs. Am Ende des Kolbenrückganges neue Wärmezuführung (Zustandsänderung bei gleichbleibendem Volumen) bis zu neuer Erzielung von überhitztem Dampf von 8 at und 195°C.

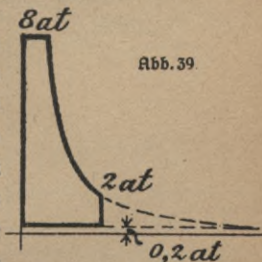


Abb. 39

Lösung. Zwecks Feststellung des thermischen Wirkungsgrades ist der Verlauf dieser Zustandsänderungen im S, T-Diagramm festzustellen, wobei wir uns die Dampfmaschine bei jeder Füllung mit 1 kg arbeitend denken. Dem Punkte 8 at und 195°C entspricht der Punkt g der maßstäblich gezeichneten Abb. 40. Der adiabatischen Ausdehnung entspricht nach der Entstehungsweise des S, T-Diagrammes eine senkrechte Gerade, die die Wagerechte für 2 at im Punkte a schneidet. Da Punkt a schon links von der rechten (oberen) Grenzkurve liegt, so ergibt sich, daß der Dampf am Ende der adiabatischen Ausdehnung nicht mehr überhitzt, sondern feucht ist. Durch Ausmessen findet man, daß das Trockendampfgewicht 0,95 beträgt. (Vgl. Aufg. 77.) Den Auspuff in den Kondensator denken wir uns zunächst als Zustandsänderung unter Wärmeabführung bei gleichbleibendem Volumen, bis die Spannung von 0,2 at erreicht ist, und dann erst Rückgang des Kolbens mit weiterer Verdichtung des Dampfes bei gleichbleibender Spannung von 0,2 at. Die Form der Kurve a, c, b (Wärmeabführung bei gleichbleibendem Volumen unter denselben Bedingungen wie hier) wurde in Aufgabe 77 berechnet. Die weitere Verdichtung zu Wasser bei gleichbleibender Spannung 0,2 at wird dargestellt durch das Stück b, d. Die darauffolgende Wärmezuführung zur Herstellung von Dampf zerfällt in folgende Abschnitte:

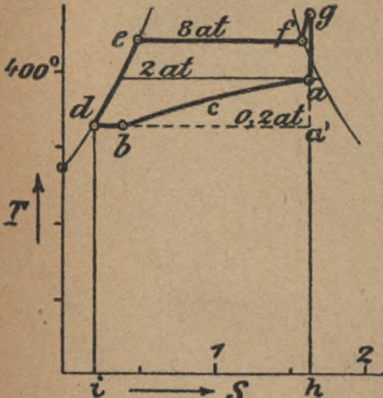


Abb. 40.

erstens Erwärmung des Wassers von 60° (entsprechend der Temperatur des Dampfes von 0,2 at) auf die Temperatur des gesättigten Dampfes von 8 at abs: Strecke d, e; zweitens Verdampfung des Wassers: Strecke e, f; drittens Überhitzung des Dampfes: Strecke f, g.

Die von dem Linienzuge a, b, e, g, a umschlossene Fläche F_1 von 204 qmm Flächeninhalt stellt nach der Entstehungsweise des S, T-Diagrammes die in der Maschine zur Arbeitsleistung nutzbar gemachte Wärme dar. Die zur Erzeugung von 1 kg überhitzten Dampfes von 195° C (aus Wasser von 60°) insgesamt aufzuwendende Wärme wird dargestellt durch die von den Punkten i, e, g, h, i umschlossene Fläche F_2 von 1214 qmm Flächeninhalt. Der thermische Wirkungsgrad η_t der untersuchten Maschine ergibt sich also aus dem Verhältnisse der Flächeninhalte der beiden Flächen F_1 und F_2 zu

$$\eta_t = F_1 : F_2 = 204 : 1214 = 0{,}168 = 16{,}8\,\%.$$

Würde die adiabatische Ausdehnung im Zylinder der Dampfmaschine so lange fortgesetzt werden, bis die Kondensatorspannung von 0,2 at erreicht wäre (punktierte Linie in Abb. 38), dann würde im S, T-Diagramm (Abb. 39) diese erweiterte Ausdehnung sich darstellen durch die Linie g, a'. Die beim Rückgange des Kolbens eintretende allmähliche Verdichtung zu Wasser von der Temperatur des Dampfes von 0,2 at wird dann im S, T-Diagramm dargestellt durch die Linie a', d.

Wie man sieht, stellt im S, T-Diagramm die 75 qmm große Fläche

$F_3 = a, c, b, a'$ denjenigen Gewinn dar, welcher (gegenüber der zuerst behandelten Arbeitsweise) durch vollkommene Dampfdehnung erzielt wird. Die Größe dieses Gewinnes ergibt sich aus

$$F_3 : F_1 = 75 : 204 = 0{,}368 = 36{,}8\,\%.$$

Im Maßstab der Abb. 40 stellt auf der wagerechten (Abszissen-) Achse 1 mm = 0,05 Entropieeinheiten dar; auf der senkrechten (Ordinaten-) Achse ist 1 mm = 10°. Folglich stellt 1 qmm Fläche = 0,05 × 10 = 0,5 WE dar. Da F_3 einen Flächeninhalt von 75 qmm hat, so stellt es 75 × 0,5 = 37,5 WE dar.

Siebenter Abschnitt.

J, S-Diagramm von Mollier.[1]

Aufgabe 80. Wieviel PS könnte eine verlustlose Dampfturbine bei 5400 kg stündlichem Dampfverbrauch leisten, wenn der Einlaßdampf 11 at Ue bei 300° C besitzt und die Kondensatorspannung 0,1 at beträgt?

Lösung. Man suche sich im *J, S*-Diagramm (Anhang, Tafel III) den Schnittpunkt der Kurven für 12 at abs und 300° C auf und ziehe von diesem Punkte eine Linie senkrecht nach abwärts, bis sie die Linie für 0,1 at schneidet. Die Länge dieser Senkrechten beträgt in der Abbildung 71,5 mm, was nach dem Maßstabe der Abbildung einer in der Maschine verarbeiteten Wärmemenge von 193 WE für je 1 kg durch die Maschine hindurchgegangenen Dampfes entspricht. Würde also die Maschine gerade 1 kg Dampf in einer sek verbrauchen, so wäre ihre Leistung nach dem ersten Hauptsatze der Thermodynamik 193 · 427 = 82 500 mkg/sek oder 82 500 : 75

1) Das im Anhange befindliche Stück des *J, S*-Diagrammes ist durch Herauszeichnen aus einem größeren Diagramm gewonnen. Infolge der bei solchem Abzeichnen unvermeidlichen Ungenauigkeiten und der bei dem einfachen Druckverfahren stattfindenden Verzerrung des Papieres darf eine allzu große zahlenmäßige Genauigkeit hier nicht verlangt werden. Für genaue Rechnungen sind die großen, sorgfältig ausgeführten *J, S*- und *S, T*-Diagramme zu verwenden, wie sie im Buchhandel käuflich zu haben oder größeren Werken (z. B Schüle, „Technische Thermodynamik") beigelegt sind.

= 1100 PS. Nun verbraucht sie aber nach Voraussetzung 5400 kg Dampf in der Stunde oder 1,5 kg/sek; ihre Leistung wäre also

$$N = 1{,}5 \cdot 1100 = 1650 \text{ PS}.$$

Die in Wirklichkeit in der Maschine geleistete Anzahl von PS (bei Kolbenmaschinen also die Anzahl PS_i) wäre nur ein Bruchteil η_d dieser Zahl. Man nennt η_d, d. h. das Verhältnis: tatsächliche Leistung geteilt durch Leistung der verlustlosen Maschine (berechnet aus dem J, S-Diagramm), den thermodynamischen Wirkungsgrad der Dampfmaschine oder Dampfturbine. Er beträgt bei guten Maschinen etwa 70 % und darüber.

In Wirklichkeit würde die in Rede stehende Dampfturbine also nur etwa $0{,}7 \cdot 1650 = \sim 1150$ PS leisten.

Aufgabe 81. Es ist für eine Dampfmaschine unter Zuhilfenahme des J, S-Diagrammes der angenäherte Dampfverbrauch für die PS_i-st zu bestimmen. Die Spannung des Eintrittsdampfes sei 12 at abs bei 300° C. Die Kondensatorspannung betrage 0,1 at abs. Der thermodynamische Wirkungsgrad werde zu $\eta_d = 0{,}7$ angenommen.

Lösung. Aus den angegebenen Größen ergibt sich nach dem J, S-Diagramm für je ein kg Dampf ein nutzbares Wärmegefälle von $H = 192$ WE, für y kg Dampf also $y \cdot H$ WE. Da 1 PS_i-st 632 nutzbar gemachten WE entspricht (vgl. Aufg. 29), so wäre bei einer verlustlosen Maschine $y \cdot H = 632$. In Wirklichkeit muß wegen des thermodynamischen Wirkungsgrades

schon $\eta_d \cdot y \cdot H = 632$ sein, oder

$$y = \frac{632}{\eta_d \cdot H} = \frac{632}{0{,}7 \cdot 192} = \sim 4{,}7 \text{ kg/PS}_i\text{-st}.$$

Aufgabe 82. In einer Braunkohlenbrikettfabrik sind zum Trocknen des Kohlenkleins, aus welchem nachher die Briketts gepreßt werden, stündlich 12 800 kg Dampf von 2,5 at Ue erforderlich. Durch Versuche wurde folgendes festgestellt: Wenn man überhitzten Dampf von 8,5 at Ue und 260° C erzeugt, diesen Dampf in Dampfturbinen zur Arbeitsleistung (Erzeugung elektrischer Energie) verwendet und ihn dann mit 2,5 at Ue aus der Turbine (in jene Trockenapparate) austreten läßt, dann verbraucht die Turbine 16 kg Dampf für die PS-st.

Die Anlage soll nun so gestaltet werden, daß die gesamte stündlich erforderliche Dampfmenge von 12 800 kg zunächst in Dampfturbinen Arbeit leistet und dann erst der aus den Turbinen austretende Abdampf von 2,5 at Ue zum Trocknen des Kohlenkleins verwendet wird. Folgende Fragen sind dabei zu beantworten:

a) Wieviel PS können dann mit dem Dampfe erzeugt werden?

b) Welches ist in diesem Falle der Wärmeverbrauch für 1 PS-st?

c) Es werde angenommen, man wolle dieselbe Anzahl von PS mit Dampf von gleicher Beschaffenheit erzeugen, jedoch so, daß man Dampfturbinen mit Kondensation verwendet, bei welchen der Dampfverbrauch 6 kg/PS-st beträgt und der aus dem Kondensator kommende kondensierte Dampf in Gestalt von Wasser von 45 °C unmittelbar in die Kessel zurückgespeist wird. Welches wäre jetzt der Wärmeverbrauch für 1 PS-st?

Lösungen. a) $12800 : 16 = 800$ PS.

b) Man suche sich im J, S-Diagramm den Schnittpunkt der Kurve für 9,5 at abs und 260 °C und ziehe eine Senkrechte bis hinunter zu der (im Diagramm nicht gezeichneten) Linie für 3,5 at abs. Die Länge dieser Senkrechten ist 18 mm, entsprechend 50 WE für 1 kg Dampf. Der Wärmeverbrauch für 1 PS-st ist also $16 \cdot 50 = 800$ WE.

c) Sucht man sich im J, S-Diagramm den Schnittpunkt der Kurve für 9,5 at und 260 °C auf, so findet man an der linken oder rechten Skala, daß 1 kg dieses Dampfes einen Wärmegehalt von 700 WE hat. Aus der Maschine heraus kommt Wasser von 45 °C. Da 1 kg dieses Wassers (von 0 °C aus gerechnet) 45 WE enthält, wurden in der Maschine für je 1 kg hindurchgehenden Dampfes $700 - 45 = 655$ WE verbraucht. Der Wärmeverbrauch für 1 PS-st beträgt daher im vorliegenden Falle: $6 \cdot 655 = 3930$ WE gegen 800 WE im Falle b.

Das Beispiel ist ein Beweis für die Wirtschaftlichkeit sogenannter Gegendruckturbinen (Fall b) gegenüber Kondensationsturbinen (Fall c). Die Wirtschaftlichkeit wird noch erhöht durch die einfachere Bauart der Gegendruckturbine und den Fortfall der ganzen Kondensationseinrichtung. Natürlich lassen sich aber Gegendruckturbinen eben nur da verwenden, wo Abdampf von verhältnismäßig hoher Spannung gebraucht wird.

Aufgabe 83. Eine Abdampfturbine wird gespeist mit Abdampf von 2 at Ue bei 140 °C. Der Kondensatordruck beträgt 0,1 at abs. Die Turbine erhält 5 Druckstufen, die so gestaltet werden sollen, daß in jeder Druckstufe die gleiche Dampfgeschwindigkeit herrscht. Welche Spannung muß in jeder der einzelnen Druckstufen herrschen, wenn rein adiabatische Ausdehnung angenommen wird, und wie groß ist die in allen Druckstufen gleiche Dampfgeschwindigkeit?

Lösung. Wenn in sämtlichen Druckstufen die gleiche Dampfgeschwindigkeit herrschen soll, dann muß in jeder Druckstufe auch das Wärmegefälle gleich groß sein. Das gesamte Wärmegefälle findet man aus dem J, S-Diagramm durch Aufsuchen des senkrechten Abstandes des Punktes 3 at abs bei 140 °C von der Linie für 0,1 at abs. Dieser Abstand hat im J, S-Diagramm die Größe von 45 mm. In jeder der 5 Druckstufen muß also ein Wärmegefälle herrschen entsprechend einer Strecke von 9 mm. Um die einzelnen Druckgefälle (oder die absoluten Drücke in den einzelnen Stufen) zu finden, teilt man die gefundene Strecke in 5 gleiche Teile: Die Teilpunkte geben dann die Drücke in den einzelnen Stufen, und zwar folgendermaßen:

Stufe	1	2	3	4	5	
Druck fällt in der Stufe auf	1,7	0,9	0,45	0,22	0,10	at abs
Druckgefälle	1,3	0,8	0,45	0,23	0,12	at

Das Wärmegefälle ist in allen Stufen gleich groß, nämlich 9 mm, entsprechend 25 WE. Die in allen Stufen gleich große Dampfgeschwindigkeit findet man sehr einfach dadurch, daß man den Wert des in allen Stufen gleich großen Wärmegefälles (9 mm) auf der Geschwindigkeitsskala des Diagrammes (rechts unten!) abträgt. Wie sich leicht ergibt, entsprechen 9 mm = 450 m/sek.

Aufgabe 84. Arbeitsverlust durch Drosselung. Wenn trocken gesättigter Wasserdampf gedrosselt wird, so kommt er in den überhitzten Zustand, da einerseits durch das Drosseln von dem Wärmeinhalte des Dampfes nichts verloren geht, anderseits trocken gesättigter Dampf von niederer Spannung eine geringere Gesamtwärme besitzt als trocken gesättigter Dampf von höherer Spannung. Sehr klar wird dieser Vorgang, wenn man ihn im J, S-Diagramm betrachtet. Da der Wärmeinhalt i derselbe bleibt, stellt sich die Zustandsänderung bei der Drosselung als wagerechte Linie dar. Angenommen, man habe trocken gesättigten Dampf von 5 at abs, der auf 2 at abgedrosselt wird, dann ziehe man im J, S-Diagramm von dem Punkte der Grenzkurve, welcher 5 at abs entspricht, eine Wagerechte, bis sie die Kurve von 2 at schneidet. (Siehe die wagerechte gestrichelte Linie im J, S-Diagramm. Man erkennt sofort, daß ihr Endpunkt im Überhitzungsgebiete (oberhalb der Grenzkurve) liegt, und zwar etwa auf der Kurve für 140° C. Da gesättigter Wasserdampf von 2 at abs nur eine Temperatur von 120° C hat, so ist der Dampf durch das Drosseln um 20° überhitzt worden (s. des Verf. „Technische Wärmelehre", letztes Kapitel).

Es fragt sich nun, wie steht es mit der Arbeitsfähigkeit dieses gedrosselten Dampfes im Verhältnis zu der des ungedrosselten Dampfes?

Lösung. Die Verhältnisse sind nicht ohne weiteres klar zu übersehen, da erstens einmal Dampf von geringerer Spannung an sich schon ein größeres kg-Volumen hat als Dampf von höherer Spannung, und weil zweitens durch die Überhitzung dieses Volumen ja noch weiter vergrößert wird. Man bekommt also durch das Drosseln eine nicht unwesentlich größere Dampf*menge*, und es ist nicht ohne weiteres zu übersehen, ob sich mit dieser größeren Dampfmenge bei der erniedrigten Spannung eine gleiche, eine höhere oder eine niedrigere Arbeitsleistung erzielen läßt als mit dem geringeren Volumen des ungedrosselten Dampfes.

Um bei dem obigen Beispiele zu bleiben: Je 1 kg trocken gesättigten Dampfes von 5 at abs nimmt nach der Dampftabelle einen Raum ein von $v_5 = \frac{1}{2{,}617} = 0{,}382$ cbm/kg, trocken gesättigter Dampf von 2 at abs einen Raum von $v_2 = \frac{1}{1{,}11} = 0{,}9$ cbm/kg. Um das Volumen v_2' des auf 140° C überhitzten Dampfes von 2 at abs zu berechnen, der im gesättigten Zustande nur eine Temperatur von rund 120° C hat, können wir für eine solche angenäherte Rechnung mit genügender Genauigkeit annehmen, daß dieser leicht überhitzte Dampf das Gesetz von Gay-Lussac befolgt. Danach würde sich aber verhalten $\frac{v_2'}{v_2} = \frac{T_2'}{T_2}$, d. h. es ist $v_2' = 0{,}9 \cdot \frac{273+140}{273+120}$ $= 0{,}945$ cbm/kg. Es ist also $v_2' = \frac{0{,}945}{0{,}382} \cdot v_5 = \sim 2{,}5 \cdot v_5$: Der gedrosselte Dampf hat in dem vorliegenden Falle ein um das $2^1/_2$ fache größeres Volumen als der ungedrosselte Dampf.

Und trotzdem entsteht durch die Drosselung tatsächlich ein Arbeitsverlust. Man erkennt das in einfacher und deutlicher Weise, wenn man sich vorstellt, daß ein solcher Dampf einmal in gedrosseltem, das andere Mal in ungedrosseltem Zustande sich in einer verlustlosen Dampfmaschine arbeitleistend adiabatisch ausdehnt, und zwar beide Male etwa bis auf eine Kondensatorspannung von 0,2 at abs. Ist der Dampf ungedrosselt, also bei 5 at trocken gesättigt, so hat 1 kg eines solchen Dampfes, wenn es sich arbeitleistend adiabatisch bis auf 0,2 at abs ausdehnt, nach dem J, S-Diagramm ein Wärmegefälle durchlaufen, welches sich nach dem Maßstabe des Diagramms ergibt aus der Länge des Lotes, welches man von dem Punkte 5 at der Grenzkurve nach abwärts bis zu dem Schnittpunkte mit der 0,2 at-Kurve zieht. Die Länge dieses Lotes ist im Diagramm 44 mm (entsprechend 117 WE). Fällt man von dem rechten Endpunkte der gestrichelten wagerechten Linie im Diagramm, also von dem Punkte des gedrosselten und überhitzten Dampfes, ebenso ein Lot bis zur 0,2 at-Kurve, so ergibt sich nur eine Länge von 32 mm, also ein ausnutzbares Wärmegefälle von 85,5 WE, d. h. ein Wärme- und damit Arbeitsverlust von

$$\frac{117 - 85{,}5}{117} \cdot 100 = 27\,^0/_0!$$

Übrigens bedarf es zu der Feststellung, daß überhaupt ein Arbeitsverlust durch die Drosselung eintritt, gar nicht des Abmessens. Wie das J, S-Diagramm zeigt, hat sich durch das Drosseln die Entropie des Dampfes vergrößert. Bekanntlich ist aber eine Vergrößerung der Entropie, wenn der Bezugspunkt (0,2 at abs) derselbe bleibt, gleichbedeutend mit Entwertung der Arbeitswärme, so daß also schon aus dieser Tatsache der Entropievergrößerung hier ohne weiteres auf einen Arbeitsverlust geschlossen werden kann.

Aufgabe 85. Kondensationsmaschine und Auspuffmaschine. Der in eine Kondensationsmaschine eintretende Dampf besitze eine Spannung von 10 at abs und sei auf 300° C überhitzt. Die Kondensatorspannung betrage 0,1 at abs. Um wieviel erhöht sich nach dem J, S-Diagramm (d. h. unter der Annahme „verlustloser" Dampfmaschinen) der Dampfverbrauch der Maschine, wenn die Kondensation abgestellt wird und die Dampfmaschine mit Auspuff, also mit einem Gegendruck von 1 at abs, arbeitet?

Lösung. Sucht man sich im J, S-Diagramm den Punkt 10 at und 300° C auf und fällt von diesem Punkte ein Lot bis auf die Kurve von 0,1 at (Kondensationsmaschine), so ergibt sich ein ausnutzbares Wärmegefälle von (69 mm in der Abb. =) 189 WE/kg. Das nur bis auf die Kurve für 1 at (Auspuffmaschine) reichende Lot besitzt eine Länge von 40 mm, entspricht also im Maßstabe der Abbildung einem ausnutzbaren Wärmegefälle von 107 WE/kg. Der Dampfverbrauch D_a der Auspuffmaschine muß daher das $\frac{69}{40}$- oder $\frac{189}{107} = 1{,}77$ fache des Dampfverbrauches D_c der Kondensationsmaschine betragen. Da 632 WE einer PS-st entsprechen, erhält man

$$D_c = \frac{632}{189} = 3{,}34 \text{ kg/PS-st}, \quad D_a = \frac{632}{107} = 5{,}9 \text{ kg/PS-st}.$$

Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades. Bei 10 at abs und 300° C beträgt die Gesamtwärme von 1 kg überhitzten Dampfes $\lambda' = \lambda + c_{p_m} \cdot (t - t_s)$, wobei c_{p_m} der kleinen Tabelle (Tafel I des Anhanges), die übrigen Werte der Dampftabelle (Tafel II des Anhanges) zu entnehmen sind. Man findet

$$\lambda' = 666{,}1 + 0{,}53 \cdot (300 - 178{,}9) = 730 \text{ WE/kg}$$

und damit den Wärmeverbrauch W_c für die PS-st bei der Kondensationsmaschine zu $W_c = 730 \cdot 3{,}34 = 2440$ WE, entsprechend einem thermischen Wirkungsgrade η_{t_c} der verlustlosen (!) Kondensationsmaschine

$$\eta_{t_c} = \frac{632}{2440} = 0{,}259 = \sim 26\,\%.$$

In derselben Weise ergibt sich für die verlustlose Auspuffmaschine: ein Wärmeverbrauch $W_a = 730 \cdot 5{,}9 = 4300$ WE/PS-st, ein thermischer Wirkungsgrad $\eta_{t_a} = \frac{632}{4300} = 0{,}147 = 14{,}7\,\%$.

Durch Abstellen der Kondensation und Arbeiten mit Auspuff **verschlechtert** sich also der thermische Wirkungsgrad der Dampfmaschine ganz wesentlich, so z. B. unter den oben angegebenen Voraussetzungen von 26 % auf 14,7 %. (Vgl. hierzu Aufg. 73.)

Aufgabe 86. Die verschiedenen Arten von Wirkungsgraden einer Dampfmaschine. Bei einer Kolbendampfmaschine, welche mit einer Eintrittsspannung von 10 at abs und 300° C bei einem Kondensatordrucke von 0,08 at abs arbeitet, ist ein Dampfverbrauch von $D_i = 4{,}46$ kg/PS$_i$-st und $D_n = 5{,}11$ kg/PS$_n$-st gemessen worden.[1])

1) Wie groß ist D_t, der aus dem J, S-Diagramm zu bestimmende theoretische Dampfverbrauch für 1 PS-st bei der verlustlosen Dampfmaschine?

2) Wie groß η_d, der thermodynamische Wirkungsgrad?

3) Wie groß η_t, der thermische Wirkungsgrad?

4) Wie groß η_m, der mechanische Wirkungsgrad?

5) Wie groß η_w, der wirtschaftliche Wirkungsgrad?

Lösungen: 1) Der Dampfverbrauch für die PS-st bei der verlustlosen Maschine ist derjenige Dampfverbrauch für 1 PS-st, der sich ergeben würde, wenn es möglich wäre, ohne jeden Verlust den Dampf in der Dampfmaschine sich rein adiabatisch von der Eintrittsspannung bis zur Kondensatorspannung ausdehnen zu lassen. Aus dem J, S-Diagramm ergibt sich von dem Punkte 10 at abs und 300° C bis senkrecht herunter zu 0,08 at ein Wärmegefälle von 72 mm, entsprechend 195 WE nach dem Maßstabe der Abbildung. Da nun einer PS-st theoretisch $\frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{427} = 632$ WE entsprechen, so wären also theoretisch zum Betriebe der verlustlosen Maschine nur $D_t = \frac{632}{195} = 3{,}24$ kg Dampf/PS-st erforderlich.

---

1) Es sind dies Werte, die bei der Untersuchung einer Reihenmaschine (gebaut von Van den Kerchove, Gent) durch Schröter u. Koob festgestellt wurden (vgl. Zeitschrift d. Ver. d. Ing. 1903). Die Maschine hat eine gewisse Berühmtheit erlangt durch ihren außergewöhnlich niedrigen Dampfverbrauch und damit durch ihre hohen Wirkungsgrade, was bei der Bewertung der folgenden Zahlen zu beachten ist.

2) Thermodynamischen Wirkungsgrad η_d nennt man das Verhältnis des aus dem J, S-Diagramm bestimmten Dampfverbrauches für 1 PS-st bei der verlustlosen Maschine zum tatsächlichen Dampfverbrauch D_i der Maschine für 1 PS_i-st, natürlich unter der Voraussetzung, daß beide Maschinen unter gleichen Bedingungen arbeiten.[1]) Es ist also

$$\eta_d = \frac{D_t}{D_i} = \frac{3{,}24}{4{,}46} = 0{,}725 = 72{,}5\,\%.$$

In Worten heißt das: 72,5 % des tatsächlichen Dampfverbrauches wäre der niedrigste Dampfverbrauch, der unter den gegebenen Verhältnissen theoretisch überhaupt möglich ist.

3) Unter thermischem Wirkungsgrad η_t versteht man das Verhältnis der im Zylinder in Arbeit umgesetzten Wärmemenge zu der dem Zylinder zugeführten Wärmemenge. In Arbeit wurden umgesetzt 632 WE (= 1 PS_i-st). Dazu verbrauchte die Maschine, d. h. es wurden ihr zugeführt, 4,46 kg Dampf von 10 at abs und 300° C. Die Gesamtwärme eines solchen Dampfes beträgt aber $\lambda' = \lambda + c_{p_m} \cdot (t - t_s) = 666{,}1 + 0{,}53 \cdot (300 - 178{,}9) = 730$ WE/kg. Insgesamt würden also dem Zylinder zur Erzielung von 1 PS_i-st zugeführt $4{,}46 \cdot 730 = 3260$ WE, so daß sich ergibt:

$$\eta_t = \frac{632}{3260} = 0{,}194 = 19{,}4\,\%.$$

In Worten: Nur 19,4 % der dem Zylinder zugeführten Wärme wird im Zylinder der Maschine in Arbeit umgesetzt. — Wenn man wollte, könnte man auch einen thermischen Wirkungsgrad η_t' der verlustlosen Maschine angeben, und zwar wäre dann

$$\eta_t' = \frac{632}{3{,}24 \cdot 730} = 0{,}268 = 26{,}8\,\%.$$

---

1) Bei gleichem stündlichen Dampfverbrauch nennt man thermodynamischen Wirkungsgrad das Verhältnis $L_i : L_t$, d. h.: in der Maschine erzielte (bei Kolbenmaschinen also indizierte) Leistung geteilt durch Leistung der verlustlosen Maschine (s. Aufg. 80), was genau dasselbe ist wie oben, da natürlich $L_i \cdot D_i = L_t \cdot D_t$ sein muß.

Übrigens findet sich bisweilen auch statt thermodynamischer Wirkungsgrad der Ausdruck indizierter Wirkungsgrad, der aber für Dampfturbinen schlecht paßt.

In Worten würde das heißen: Selbst bei der „verlustlosen" Dampfmaschine könnten von der dem Zylinder zugeführten Wärme nur 26,8 % in Arbeit umgewandelt werden. Wenn also in der wirklichen Maschine, wie wir gesehen hatten, 19,4 % in indizierte Arbeit umgewandelt werden, so sind das $\frac{19,4}{26,8} \cdot 100 = 72,5\ \%$ der theoretisch möglichen Wärmemenge, also natürlich genau derselbe Wert, der oben unter 2) gefunden wurde.

4) Unter mechanischem Wirkungsgrade η_m versteht man das Verhältnis von Nutzleistung zu indizierter Leistung. Im vorliegenden Falle kann η_m einfach aus den betreffenden Dampfverbrauchszahlen angegeben werden. (Vgl. die Anmerkung zu 2.) Es ist also

$$\eta_m = \frac{4,46}{5,11} = 0,875 = 87,5\ \%.$$

In Worten: Von der im Zylinder der Maschine durch den Dampf geleisteten Arbeit werden 87,5 % als nutzbar abzugebende Arbeit gewonnen, 12,5 % der im Zylinder geleisteten Arbeit gehen in der Maschine selbst hauptsächlich durch Reibungswiderstand verloren.

5) Mit wirtschaftlichem Wirkungsgrad η_w bezeichnet man gewöhnlich das Produkt $\eta_m \cdot \eta_i$. Es ist also hier

$$\eta_w = 0,875 \cdot 0,194 = 0,17 = 17\ \%.$$

In Worten: Von der dem Zylinder der Maschine mit dem Dampfe zugeführten Wärme werden in der Maschine nur 17 % in nutzbare Arbeit umgewandelt.

Anhang.

Tafel I.

Werte vom c_{pm}

d. h. mittlere Werte für c_p bei Überhitzung des Wasserdampfes von der Sättigungstemperatur auf verschiedene Temperaturen.

at abs. t_s=Sätt.-Temp.	2 120°	4 143°	6 158°	8 169°	10 179°
$t = 150°$	0,496	0,528	—	—	—
200°	0,488	0,509	0,537	0,565	0,590
250°	0,484	0,499	0,519	0,535	0,548
300°	0,482	0,495	0,510	0,521	0,530
350°	0,483	0,494	0,505	0,514	0,519

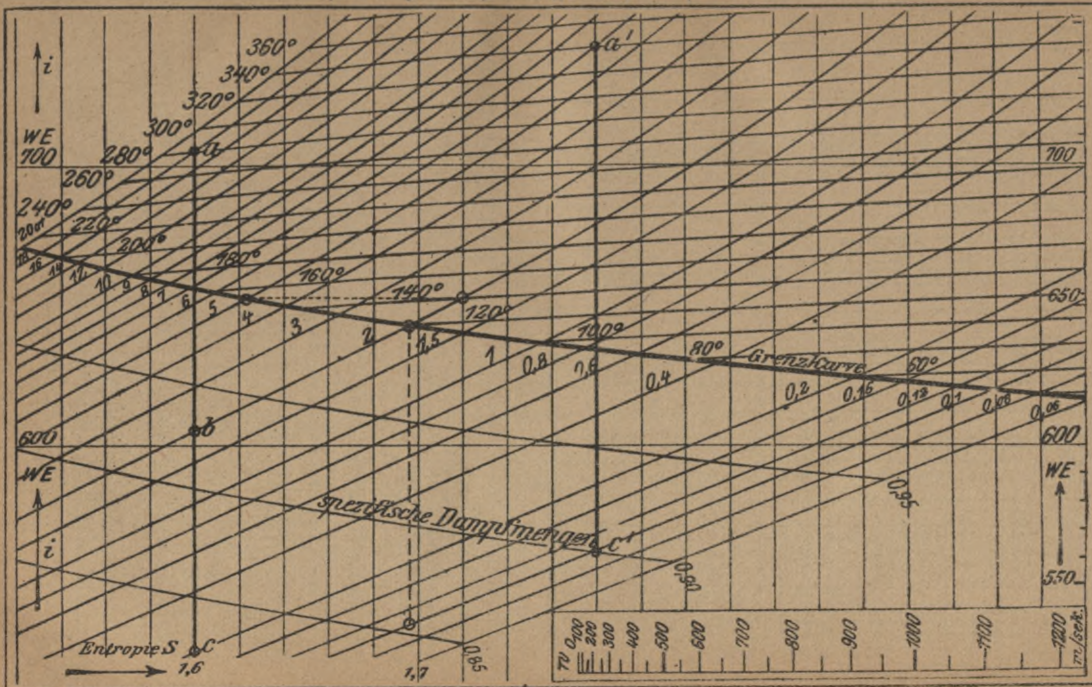
Tafel II.

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe (nach Taschenbuch der Hütte).

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
Druck in kg für den qcm (absolut)	Temperatur in Grad Celsius	1 cbm Dampf wiegt kg	Flüssigkeitswärme in WE	Verdampfungswärme innere in WE	Verdampfungswärme äußere in WE	Gesamtwärme
p	t	γ	q	ϱ	$AP(v_s - \sigma)$	λ
0,08	41,3	0,054	41,4	538,2	34,49	614,1
0,1	45,6	0,067	45,7	535,4	34,94	616,0
0,125	49,7	0,083	49,8	532,7	35,36	617,8
0,15	53,7	0,098	53,8	530,1	35,79	619,6
0,2	59,8	0,128	59,9	526,1	36,42	622,4
0,5	80,9	0,304	81,2	512,0	38,56	631,7
1	99,1	0,580	99,6	499,4	40,30	639,3
2	119,6	1,110	120,4	484,7	42,14	647,2
3	132,8	1,622	133,9	474,9	43,23	652,0
4	142,8	2,124	144,2	467,2	44,01	655,4
5	151,0	2,617	152,6	460,8	44,61	658,0
6	157,9	3,106	159,8	455,3	45,10	660,2
7	164,0	3,589	166,1	450,4	45,51	662,0
8	169,5	4,068	171,7	446,0	45,36	663,5
9	174,4	4,544	176,8	441,9	46,17	664,8
10	178,9	5,018	181,5	438,2	46,43	666,1
11	183,1	5,489	185,8	434,6	46,67	667,0
12	186,9	5,960	189,9	431,3	46,88	668,0
13	190,6	6,425	193,7	428,2	47,08	668,9
14	194,0	6,889	197,3	425,2	47,26	669,7
15	197,2	7,352	200,7	422,4	47,43	670,5
16	200,3	7 814	203,9	419,7	47,58	671,1
18	206,1	8,734	210,0	414,6	47,85	672,4
20	211,3	9,648	215,5	409,8	48,08	673,3

Tafel III.

J, S-Diagramm für Wasserdampf nach Mollier.



Sachregister.

Abdampfausnützung 85
— speicher 57
— turbine 86
Abwärmeausnützung 69ff., 85
— speicher 57
Adiabate, Aufzeichnung einer 42
— für gesättigte Wasserdämpfe 79
Adiabatische Verdichtung 44, 48
Ammoniak-Kältemaschinen 15
Anwärmen, s. Erwärmen
Ausdehnungskurve für Wasserdampf 65
Auspuffdampf, Ausnützung von 69f., 85
Auspuff- und Kondensationsmaschine 89

Baracke, Heizung einer 67
Barometer 1
— stand, normaler 2
Brikettfabrik 84
Bruttoverdampfung 60f.

Carnotprozeß für ges. Dämpfe 54

Dampfgehalt 64
— heizung 3
— menge, spezifische 64
— turbine 2, 85, 86
— und Wasser als Wärmespeicher 55f.
— verbrauch, Berechnung aus dem J, S-Diagramm 84
Dieselmaschine, Laderaumberechnung 51
— Kreisprozeß 53
— thermischer Wirkungsgrad 40, 53
— Verdichtung bei 51
Dissoziationstemperatur 73
Drosseln, Arbeitsverlust durch 86
— scheibe 24
Druckstufenberechnung 86
Durchgangszahl für Wärme 67
Düsen, Luftmessung durch 21

Energieverlust im Feuerraum eines Kessels 74
— beim Wärmeübergang ins Kesselwasser 77
Erwärmen von Blei 33
— — Luft 34, 58
— — Wasser 33

Feuerraum eines Kessels, Entropievergrößerung im 74

Gaskonstante 35
— maschinen 20, 32, 52
— reinigung 59
Gegendruckturbinen 85
Gichtgasreinigung 59

Heizungsanlage 66
— und Kraftanlagen, gemeinsame 68f.
Heizwert, oberer und unterer 18
— von Kohlen 73
— messer 9
Hochofengebläse 16
Hydraulischer Kompressor 45
Hyperbel, Aufzeichnen einer 41

Isotherme, Aufzeichnen einer 41
Isothermische Verdichtung 47, 48

Junkers' Heizwertmesser 9

Kalorimeter von Junkers 10, 12
Kältemaschine 15
Kerchove, Maschine von Van den 90
kg=Volumen, Berechnung des 3, 5
Kohlenverbrauch, Berechnung des —es 32
Kolbengebläse, Leistungsbedarf eines —es 3
Kompressor 13, 15, 43ff.
— hydraulischer 45
— Turbo- 4
Kondensations- und Auspuffmaschine 89
Kraft- und Heizungsanlagen, gemeinsame 68, 69
Kreisprozesse, thermischer Wirkungsgrad von -en 52

Laderaum bei Dieselmaschinen 51
Leistungsbedarf von Kolbengebläsen 3
— — Kompressoren 43ff.
Liefermenge eines Kompressors 13, 15, 21, 23

Messung von Heizwerten 9, 18
— — Luftmengen 21, 24
— — Wassertiefen 17
Molliers J, S-Diagramm 83

Nachverdampfung bei sinkendem Druck im Kessel 56
Nettoverdampfung 60f.
Normaler Barometerstand 2

Patentlot zum Tiefenmessen 17
Pferdestärkenstunde 31
Polytrope 26, 29
Pumpenanlage, Wirkungsgrad einer 31

Reduzieren von Barometerständen 1
Reinigung von Gichtgasen 59
Relative Druckzunahme bei Turbokompressoren 4

Salztrocknung 36
Schornsteinzug 5
Schweißofen, Wärmebilanz eines —s 38
Sicherheitsrohr bei Dampfheizungen 3
Spezifische Dampfmenge 64
— Wärme 34f.
Stauscheibe 23
S, T-Diagramm 78
Stufenzahl bei Turbokompressoren 4

Thermischer Wirkungsgrad 41, 52, 90
— — Berechnung durch S, T-Diagramm 81
— — Verbesserung des —s durch Abwärmeausnützung 71
— — Verschlechterung des —s durch Auspuff 89
Thermodynamischer Wirkungsgrad 90
Tiefenmessung 17
Trockendampfgewicht 63f.
Trockenkammer 16
Trocknen durch Abdampf 84
— von Salz 36
Turbokompressor, Stufenzahlberechnung 4

Überdruck 21
Umrechnen von Gasmengen 9, 20
— von Heizwerten 12

Vakuum bei Dampfturbinen 2
Verbrennungsgase, Wärmeabgabe der 35
Verdampfung, Brutto- und Netto- 60f.
Verdampfungswärme, Berechnung der 33
Verdampfungsziffer 55
Verdichtung, höchstmögliche in einem Zylinder 50
— in Dieselmaschinen 50
Verlustlose Maschine 83
Verpuffungsmaschine, Kreisprozeß und thermischer Wirkungsgrad bei 52

Wärmebilanz eines Schweißofens 38
— durchgangszahl 67
— speicher 57
— verbrauch, s. Erwärmen
— verluste in der Dampfmaschine 62, 70
Wasserkraft 46
— reinigung 65
— tiefenmessung 17
— und Dampf als Wärmespeicher 55, 56
— wert von Gefäßen 34
Wirkungsgrade, die verschiedenen Arten von 90
— einer Pumpenanlage 31
— einer Salztrocknung 36
— thermischer 41, 52, 90

Zug von Schornstein 5
Zustandsänderungen im S, T-Diagramm 78

Lehrbuch der praktischen Physik. Von Prof. Dr. *F. Kohlrausch*, weil. Präsident der physik.-techn. Reichsanstalt, Berlin. 14., stark verm. Aufl. Neu bearb. von *E. Brodhun, H. Geiger, E. Giebe, E. Grüneisen, L. Holborn, K. Scheel, O. Schönrock* u. *E. Warburg*. Mit 395 Fig. im Text. [XXVIII u. 802 S.] gr. 8. 1922. Geh. M. 24.—, geb. M. 28.—

Kleiner Leitfaden der praktischen Physik. Von Prof. Dr. *F. Kohlrausch*, weil. Präsid. d. phys.-techn. Reichsanstalt zu Berlin. 4. Aufl. bearb. v. Dr. *H. Scholl*, Prof. a. d. Univ. Leipzig. Mit 165 Abb. [X u. 320 S.] gr. 8. 1921. M. 8.40, geb. M. 10.80

Die neubearbeitete Auflage stellt eine erhebliche Erweiterung dar, da das Buch neben dem Universitätspraktikum auch dem späteren Beruf nutzbar gemacht wurde. So haben die physikalischen Apparate des ärztlichen Berufes und des Schulunterrichts weitgehendste Berücksichtigung gefunden. Die den Abschnitten vorangestellten Bemerkungen ergeben in ihrer Gesamtheit zugleich ein Repetitorium der Experimentalphysik.

Physikalisches Wörterbuch. Von Dr. *G. Berndt*, Prof. an der Techn. Hochschule Berlin. Mit 81 Fig. im Text. [IV u. 200 S.] 8. 1920. (Teubners kleine Fachwörterb., Bd. 5.) Geb. M. 5.—

Physik und Kulturentwicklung durch technische und wissenschaftliche Erweiterung der menschlichen Naturanlagen. Von Geh. Hofrat Dr. *O. Wiener*, Prof. an der Universität Leipzig. 2. Aufl. Mit 72 Abb. im Text. [X u. 118 S.] 8. 1921. Geh. M. 2.40, geb. M. 4.20

Arbeitskunde. Grundlagen, Bedingungen und Ziele der wirtschaftlichen Arbeit. Unter Mitwirkung zahlreicher Fachleute herausgegeben von Dr. Ing. *Joh. Riedel*. [Erscheint Juni 1923.]

Die vier, über 20 Beiträge namhafter Fachleute umfassenden Hauptteile behandeln die gegenwärtige Lage unseres Arbeitslebens in hygienischer, ethischer und wirtschaftlicher Beziehung, sowie ihre Vorgeschichte; die anatomischen, physiologischen und psychologischen Grundtatsachen der Arbeit; die Arbeitsgestaltung (als Auswahl, Ausbildung, Erziehung, Arbeitsmittel, Arbeitszeit usw.), die Methoden der Arbeitsuntersuchung als Grundlage praktischer Maßnahmen.

Maschinenbau. Von Dir. Ing. *O. Stolzenberg*. I: Werkstoffe d. Maschinenbaues u. ihre Bearbeit. a. warm. Wege. Mit 225 Abb. i. Text. [IV u. 177 S.] gr. 8. 1920. Geb. M. 4.60. II: Arbeitsverfahren. Mit 750 Abb. i. T. [IV u. 315 S.] gr. 8. 1921. Geb. M. 8.40. III: Methodik der Fachkunde u. Fachrechnen. Mit 35 Abb. i. Text. [IV u. 99 S.] gr. 8. 1921. Kart. M. 2.60.

Zeitgemäße Betriebswirtschaft. Von Dir. Dr.-Ing. *G. Peiseler*, Leipzig. Teil I.: Grundlagen. M. 30 Abb. [VI u. 182 S.] gr. 8. 1921. M. 5.20, geb. M. 7.20

Das Werk entwickelt ein umfassendes System der deutschen Betriebswirtschaft, indem es von dem wirtschaftlichen Aufbau des Einzelunternehmens (technisches Büro, Einkauf, Fertigung, Vertrieb, Selbstkostenberechnung, Preisbildung) ausgehend, alle grundlegenden Fragen, die unsere heutige Wirtschaft beherrschen (Verteilung des Ertrages, Wirtschaftsfrieden, Produktionssteigerung, Taylorsystem, verbandsmäßige Preisbildung, Geldentwertung, Auslandsteuerungszulage) in ihrem inneren Zusammenhange behandelt. Die Darstellung ist nach dem Grundsatz „Wahrheit und Klarheit" ohne jede Parteinahme allein auf das Wohl aller Arbeitenden gerichtet, denen sie zu ihrem eigenen Nutzen und zum Wohle der allgemeinen deutschen Sache eine Fülle von Anregungen bieten wird.

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Anfragen ist Rückporto beizufügen

Die angegebenen Grundpreise sind zu **halbieren** und mit der Schlüsselzahl des Börsenvereins zu vervielfältigen.

Mathematisch-Physikalische Bibliothek

Gemeinverständliche Darstellungen aus der Mathematik u. Physik. Unter Mitwirkung von Fachgenossen hrsg. von

Dr. W. Lietzmann und **Dr. A. Witting**

Oberstud.-Dir. d. Oberrealschule zu Göttingen — Oberstudienrat, Gymnasialpr. i. Dresden

Fast alle Bändchen enthalten zahlreiche Figuren. kl. 8. Kart. je M. 1.40

Bisher sind erschienen (1912/23):

Der Begriff der Zahl in seiner logischen und historischen Entwicklung. Von H. Wieleitner. 2., durchgeseh. Aufl. (Bd. 2.)
Ziffern und Ziffernsysteme. Von E. Löffler. 2., neubearb. Aufl. I: Die Zahlzeichen der alten Kulturvölker. (Bd. 1.) II: Die Z. im Mittelalter und in der Neuzeit. (Bd 34.)
Die 7 Rechnungsarten mit allgemeinen Zahlen. Von H. Wieleitner. 2. Aufl. (Bd. 7.)
Abgekürzte Rechnung. V. A. Witting. (Bd. 47)
Einführung in die Infinitesimalrechnung. Von A. Witting. 2. Aufl. I: Die Differential-, II: Die Integralrechnung. (Bd. 9 u. 41.)
Wahrscheinlichkeitsrechnung. V. O. Meißner. 2. Auflage. I: Grundlehren. (Bd. 4.) II: Anwendungen. (Bd. 33.)
Vom periodischen Dezimalbruch zur Zahlentheorie. Von A. Leman. (Bd. 19.)
Kreisevolventen und ganze algebraische Funktionen. Von H. Onnen. (Bd. 51.)
Der pythagoreische Lehrsatz mit einem Ausblick auf das Fermatsche Problem. Von W. Lietzmann. 2. Aufl. (Bd. 3.)
Methoden zur Lösung geometrischer Aufgaben. Von B. Kerst. (Bd. 26.)
Einführung in die Trigonometrie. Von A. Witting. (Bd. 43.)
Ebene Geometrie. Von B. Kerst. (Bd. 10.)
Nichteuklidische Geometrie in der Kugelebene. Von W. Dieck. (Bd. 31.)
Der Goldene Schnitt. V. H. E. Timerding. (32.)
Darstellende Geometrie d. Geländes u. verw. Anwend. d. Methode d. kotiert. Projektionen. Von R. Rothe. 2., verb. Aufl. (Bd. 35/36.)
Konstruktionen in begrenzter Ebene. Von P. Zühlke. (Bd. 11.)
Einführung in die projektive Geometrie. Von M. Zacharias. 2. Aufl. (Bd. 6.)
Funktionen, Schaubilder, Funktionstafeln. Von A. Witting. (Bd. 48.)
Einführung i. d. Nomographie. V. P. Luckey. I. Die Funktionsleiter (28.) II. Die Zeichnung als Rechenmaschine. (37.)
Theorie und Praxis des logarithm. Rechenschiebers. V. A. Rohrberg. 2. Aufl. (Bd. 23.)
Die Anfertigung mathemat. Modelle. (Für Schüler mittl. Kl.) Von K. Giebel. (Bd. 16.)
Karte und Kroki. Von H. Wolff. (Bd. 27.)
Die Grundlagen unserer Zeitrechnung. Von A. Baruch. (Bd. 29.)
Die mathemat. Grundlagen d. Variations- u. Vererbungslehre. Von P. Riebesell. (24.)
Mathematik u. Biologie. V. M. Schips. (Bd. 42.)
Beispiele zur Geschichte der Mathematik. Von A. Witting und M. Gebhard. (Bd. 15.)
Wie man einstens rechnete. Von Studienrat E. Fettweis. (Bd. 49.)
Mathematiker-Anekdoten. Von W. Ahrens. 2. Aufl. (Bd. 18.)
Die Quadratur d. Kreises. Von E. Beutel. 2. Aufl. (Bd. 12.)
Wo steckt der Fehler? Von W. Lietzmann und V. Trier. 3. Aufl. (Bd. 52.)
Trugschlüsse. Gesammelt von W. Lietzmann. 3. Aufl. des 1. Teiles von: Wo steckt der Fehler? (Bd. 53.)
Geheimnisse der Rechenkünstler. Von Ph. Maennchen. 2. Aufl. (Bd. 13.)
Riesen und Zwerge im Zahlenreiche. Von W. Lietzmann. 2. Aufl. (Bd. 25.)
Die mathematischen Grundlagen der Lebensversicherung. Von H. Schütze. (Bd. 46.)
Die Fallgesetze. Von H. E. Timerding. 2. Aufl. (Bd. 5.)
Atom- und Quantentheorie. Von P. Kirchberger. (Bd. 44/45.)
Ionentheorie. Von P. Bräuer. (Bd. 38.)
Das Relativitätsprinzip. Leichtfaßlich entwickelt von A. Angersbach. (Bd. 39.)
Dreht sich die Erde? Von W. Brunner. (17.)
Theorie der Planetenbewegung. Von P. Meth. 2., umg. Aufl. (Bd. 8.)
Beobachtung d. Himmels mit einfach. Instrumenten. Von Fr. Rusch. 2. Aufl. (Bd. 14.)
Mathem. Streifzüge durch die Geschichte der Astronomie. Von P. Kirchberger. (Bd. 40.)

In Vorbereitung: Herold, Zinseszins-, Renten- und Anleiherechnung. Wicke, Konforme Abbildungen. Winkelmann, Der Kreisel. Wolff, Feldmessen und Höhenmessen.

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Anfragen ist Rückporto beizufügen.