

Reutlinger-Gerbel

Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie

I. Band

von

Dr.-Ing. Ernst Reutlinger

Vorstand der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Köln

unter Mitwirkung von

Oberbaurat Ing. M. Gerbel

beh. aut. Zivilingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik, Wien

Gleichzeitig dritte, vollständig erneuerte und erweiterte
Auflage von Urbahn-Reutlinger, Ermittlung der
billigsten Betriebskraft für Fabriken

Mit 109 Textabbildungen
und 53 Zahlentafeln



Berlin und Wien
Verlag von Julius Springer
1927

ISBN-13: 978-3-642-89428-2
DOI: 10.1007/978-3-642-91284-9

e-ISBN-13: 978-3-642-91284-9

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

Copyright 1927 by Julius Springer in Berlin.

Softcover reprint of the hardcover 3rd edition 1927

Vorwort zur dritten Auflage.

Die zweite Auflage des Buches Urbahn-Reutlinger „Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken unter besonderer Berücksichtigung der Abwärmeverwertung“ ist seit einem Jahrzehnt vergriffen. Das gleiche gilt von der zweiten Auflage des Buches „Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie“ (Abfallenergie-Verwertung) von Oberbaurat Gerbel, Wien.

Da sich der Inhalt der beiden Bücher zum Teil deckt, zum Teil vorteilhaft ergänzt, glaubten die Verfasser dem vom Verlage und aus Leserkreisen vielfach geäußerten Wunsche nach Neuauflagen der vorgenannten Bücher dadurch am besten Rechnung zu tragen, daß sie ein gemeinsames Werk in zwei Bänden herausgeben.

Für die Neubearbeitung mußten die Verfasser — abgesehen von der beruflichen Belastung in der Nachkriegszeit — eine gewisse Klärung in der Preisbildung und in der in raschem Fluß befindlichen technischen Entwicklung abwarten, wollten sie der Aufgabe einigermaßen gerecht werden, einen verlässlichen Überblick über die zur Zeit geltenden technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkte zu geben, die für richtige Kraft- und Wärmewirtschaft in Fabriken zu berücksichtigen sind.

Der vom Unterzeichneten unter Mitwirkung von Oberbaurat Gerbel bearbeitete I. Band behandelt die Grundlagen der allgemeinen Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie, einschließlich der Abwärmeverwertung, wie sie grundsätzlich für alle Industrien gilt.

Der von Oberbaurat Gerbel unter Mitwirkung des Unterzeichneten bearbeitete II. Band enthält außer einer Vertiefung einzelner, für die Kraft- und Wärmewirtschaft besonders wichtigen Kapitel, insbesondere eine Behandlung der speziellen Kraft- und Wärmewirtschaft der verschiedenen Industrien unter besonderer Berücksichtigung der Abfallenergie-Verwertung.

Der vorliegende I. Band soll dem Leiter eines Fabrikbetriebes nicht nur möglichst brauchbare Unterlagen als Rüstzeug für die eigene Lösung der zweckmäßigsten Kraft- und Wärmeversorgung verschaffen, sondern vor allem auch auf die mannigfaltigen Gesichtspunkte hinweisen, die bei der Wahl von System und Gesamtanordnung der Kraft- und Heizanlagen berücksichtigt werden müssen, um die geringstmöglichen Gesamtbetriebskosten zu erreichen. Dabei werden im Vergleich zur früheren Auflage die Entwicklung der Technik, insbesondere auch auf dem Gebiet höherer Dampfdrucke, und eine große Reihe sonstiger Fortschritte technisch und wirtschaftlich beleuchtet. Bei dem großen Gesamtgebiet ist knappste Form der Darstellung notwendig, um den Rahmen des Buches nicht zu sehr zu erweitern. Möge das Buch vielen ein nützlicher Berater sein und das gleiche Interesse finden, wie die früheren Veröffentlichungen auf diesem Gebiet.

Köln, im Mai 1927.

Dr.-Ing. E. Reutlinger.

Aus dem Vorwort zur zweiten Auflage von Urbahn-Reutlinger, Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken

... Der Unterzeichnete hat bei der Neubearbeitung hauptsächlich die allgemein gültigen Gesichtspunkte im Zusammenhang behandelt und Beispiele nur als Erläuterungen der allgemeinen Ausführungen eingefügt. So entstand gegenüber der ersten Auflage, die die gleichzeitige Berücksichtigung der Heizungsfragen bei der Wahl der Betriebskraft wohl zuerst in Buchform behandelte, ein vollständig neues Buch, das in 6 Hauptteile gegliedert wurde.

Der erste Abschnitt entwickelt die allgemeinen Gesichtspunkte, welche für die Untersuchung über die wirtschaftlich richtige Wahl der Betriebskraft für den einzelnen Fabrikbetrieb maßgebend sein müssen, wenn gleichzeitig auch die der Eigenart des Betriebes angepaßte Wärmeversorgung mit den geringstmöglichen Gesamtbetriebskosten für Kraft- und Heizvorgänge erreicht werden soll.

Der zweite Abschnitt enthält die für eine vergleichende Gegenüberstellung der einzelnen Maschinensysteme erforderlichen Grundlagen über die betriebstechnischen und wirtschaftlichen Eigenschaften der verfügbaren Wärmekraftmaschinen, sowie die Rechnungsunterlagen zur Ermittlung ihrer Betriebskosten.

Der dritte Abschnitt behandelt die Anwendungsformen und Wirtschaftlichkeit der Verwertung von Maschinenabwärme für Heizzwecke nebst den erforderlichen Rechnungsgrundlagen, insbesondere die verschiedenen Formen und Gebiete der Abdampfverwertung.

Der vierte Abschnitt befaßt sich kurz mit der Raumheizung für Fabriken und ihrer Lösung durch Abwärmeverwertung.

Der fünfte Abschnitt bringt die wesentlichen Gesichtspunkte über die Kraftversorgung durch Bezug elektrischen Stromes und ihre Wirtschaftlichkeit.

Im sechsten Abschnitt werden die Wettbewerbsgebiete der einzelnen Krafterzeuger kritisch untersucht und tunlichst gegeneinander abgegrenzt, sowie deren Betriebskosten zusammenfassend verglichen...

Köln, im August 1913.

Dr.-Ing. E. Reutlinger.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Erster Abschnitt.	
Allgemeine wirtschaftliche Gesichtspunkte für die Kraft- und Wärmeversorgung von Fabrikbetrieben	1
Zweiter Abschnitt.	
Grundlagen für den wirtschaftlichen Vergleich der Wärmekraftmaschinen	39
I. Verfügbare Kräfteerzeuger	39
II. Betriebstechnische und allgemeine wirtschaftliche Eigenschaften	41
A. Die Dampfkraftanlagen	41
B. Die Verbrennungskraftanlagen	97
1. Sauggasanlagen	100
2. Die Dieselmotoren	109
C. Verbrennungskraftmaschinen für kleinere Leistungen	114
III. Wasser- und Schmiermaterialverbrauch, Bedienungs- und Instandhaltungskosten	116
A. Wasserverbrauch	116
B. Schmier- und Putzmaterialverbrauch	118
C. Bedienungs- und Instandhaltungskosten	120
IV. Brennstoffkosten	123
V. Anlagekosten	147
A. Dampfanlagen	147
B. Verbrennungskraftmaschinen	157
C. Platzbedarf und Kosten der Maschinenhäuser	162
D. Elektromotoren und elektrische Zentralen	164
Dritter Abschnitt.	
Abwärmeverwertung	167
I. Allgemeines	167
II. Abdampfverwertung	176
A. Anwendungsformen und Anwendungsgebiete	176
B. Abdampfheizung für Fabrikräume	205
Auspuffbetrieb oder Kondensationsbetrieb bei Raumheizung	212
C. Abdampfverwertung für Warmwasserbereitung und Trockenzwecke	215
III. Abwärmeverwertung der Verbrennungskraftmaschinen	219
Vierter Abschnitt.	
Allgemeines über Fabrikheizung	222
I. Zur Beheizung von Fabrikgebäuden erforderliche Wärmemengen	222
II. Ventilation von Fabrikräumen während des Winters	231
III. Niederdruckdampfheizungen und Heizungskosten	232
Fünfter Abschnitt.	
Kraftversorgung durch Strombezug	235
A. Kraftverteilung durch elektrischen und Transmissionsantrieb	236
B. Strombezug oder Selbsterzeugung elektrischer Energie	241
Sechster Abschnitt.	
Abgrenzung der Wettbewerbsgebiete der Kräfteerzeuger und zusammenfassender Betriebskostenvergleich	249

Allgemeine wirtschaftliche Gesichtspunkte für die Kraft- und Wärmeversorgung von Fabrikbetrieben.

Jeder Fabrikbetrieb braucht für die Herstellung seiner Erzeugnisse, d. h. für die Veredelung von Form und Eigenschaften der Rohstoffe, Kraft und Wärme.

Die richtige Wahl der Kraft- und Wärmeversorgung bedarf meist eingehender Überlegung bei der großen Anzahl verschiedener Betriebsmittel, die der Maschinenbau in gleich vollkommener Ausführung und Leistungsfähigkeit anzubieten vermag. Diese Überprüfung ist um so wichtiger, als sie häufig maßgebend bleibt für die Wettbewerbsfähigkeit und das Gesamtertragnis eines Fabrikunternehmens. Die Wahl der Kraftmaschinen und der Anlagen für den Heizbedarf (für Fabrikationsvorgänge und für Raumheizung) muß im Hinblick auf größtmögliche Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit erfolgen. Sie muß ferner für die beiden scheinbar voneinander unabhängigen Zwecke, die Krafterzeugung und die Wärmeversorgung, in allen Fällen gemeinsam erörtert werden, um die geringsten Gesamtkosten für beide Vorgänge zu sichern.

Die Betriebssicherheit einer Anlage, d. h. die dauernd gewährleistete volle Gebrauchs- und Leistungsfähigkeit aller Teile und die Vermeidung aller Störungen des normalen Fabrikationsganges, muß bereits bei Entwurf, Bestellung und Ausführung der Anlage begründet werden durch sachgemäße Wahl der Gesamtanordnung und durch richtige Bemessung, welche die Notwendigkeit dauernd zu starker Belastung ausschließt (am besten durch Beiziehung unabhängiger fachmännischer Beratung in Anlehnung an die Betriebserfahrungen von Werken der gleichen Fabrikation). Die sorgfältige Ausführung aller Einzelteile soll man nur bewährten, wenn auch scheinbar etwas teureren Firmen übertragen. Von besonderer Bedeutung ist die Bereitstellung vollkommen betriebsfähiger und leicht auswechselbarer Ersatzteile für Betriebsmittel, die der Abnutzung und Gefährdung ausgesetzt sind. Nach der Inbetriebnahme wird die ungestörte Sicherheit des Fabrikationsganges

außerdem nur durch die dauernde Überwachung und Instandhaltung aller Einzelteile, sowie durch geschultes und auskömmlich entlohntes Bedienungspersonal gewährleistet. Bei der Wahl der maschinellen Einrichtungen muß die Rücksicht auf vollkommene Betriebssicherheit ausschlaggebend sein, gewöhnlich auch gegenüber der Frage der Anlagekosten. Die Schädigung des Geschäftsganges durch eine einzige längere Betriebsstörung ist in den meisten Fällen so empfindlich, daß sowohl erhöhte Anlagekosten, als auch dauernd geringe Mehrkosten zur Erhöhung der Betriebssicherheit durchaus gerechtfertigt sind.

Wenn dies schon für jede einzelne Arbeitsmaschine eines Betriebes gilt, so hat die Rücksicht auf die Betriebssicherheit eine doppelt hohe Bedeutung für jenen Teil der Werksanlagen, die hier behandelt werden; denn die Einrichtungen für Kraft- und Wärmebeschaffung stellen das Herz des Betriebes dar. Eine Betriebsstörung an diesen wichtigen Betriebsmitteln legt ganze Teile des Fabrikbetriebes brach und kann unter Umständen die gänzliche Stilllegung einer Fabrik hervorrufen. Infolgedessen gewinnt auch die Schaffung ausreichender Reserven in den Einrichtungen für Kraft- und Wärmebeschaffung eine erhöhte Bedeutung.

Einzelne Betriebsmittel erfordern schon entsprechende Reserven aus dem Grunde, weil sie in gewissen Zeitabschnitten zu Reinigungs- und Untersuchungszwecken außer Betrieb gesetzt werden müssen. Hierher gehören in erster Linie Dampfkessel, für die möglichst eine vollwertige Reserve in einem geordneten Betrieb vorhanden sein soll. Bei kleinen und kleinsten Anlagen, die für den normalen Betrieb mit einem einzigen Dampfkessel auskommen, ist eine volle Reserve bei geordneten Verhältnissen erforderlich; es steht dann immer abwechselnd einer von beiden Kesseln in Betrieb.

In größeren Anlagen, in denen mehrere Kessel normalerweise in Betrieb sind, muß außer den abwechselnd in Reinigung stehenden Kesseln zumindest noch ein Kessel vorgesehen sein, der jederzeit betriebsbereit ist. Es ergibt sich hieraus, daß beispielsweise bei Anlagen, in denen drei Kessel ständig in Betrieb sein müssen, insgesamt fünf Kessel vorhanden sein sollen. Wenn vier Kessel vorhanden sind, also nur ein Kessel normalerweise außer Betrieb steht, müßte bei Beschädigung eines der Betriebskessel während der Reinigungsperiode des Reservekessels in den beiden andern entweder mit unzulässig hoher Belastung gearbeitet oder aber es müßte der Fabrikbetrieb entsprechend stark eingeschränkt werden. Allerdings steht diese weitgehende Rücksicht immer unter dem Gesichtswinkel der Wirtschaftlichkeit, bei deren Beurteilung das Risiko fehlender Reserven irgendwie ziffernmäßig zu bewerten ist. Die Sicherung von Reserven ist aber oft auch ohne wesentliche Mehrkosten möglich durch geschickte Wahl entsprechender Kesseleinheiten; werden z. B. 600 qm Kesselheizfläche benötigt, so bieten vier Kessel je 200 qm, also zusammen

800 qm, die gleiche Sicherheit, wie drei Kessel je 300 qm von insgesamt 900 qm Heizfläche.

Hinsichtlich der Reserve für Krafterzeugungsanlagen liegen die Verhältnisse bei den einzelnen Maschinenbauarten verschieden. Zu den betriebssichersten Kraftmaschinen gehört die Dampfmaschine. Bei entsprechender Wartung vermag sie monatelang im Tag- und Nachtbetrieb ohne oder mit nur ganz kurzem Stillstand anstandslos zu laufen. Den Verbrennungs- und Explosionsmotoren kann eine derartig große Betriebssicherheit nicht zugesprochen werden. Es ist deshalb hier um so wichtiger, Reserven vorzusehen. Das gleiche gilt von Elektromotoren, bei denen oft belanglose Ursachen ein Defektwerden der Isolation zur Folge haben, was dann einen Kurzschluß hervorrufft und die gänzliche Außerbetriebsetzung des Motors erfordert. Die Rücksicht auf entsprechende Reserve ist infolgedessen bei den Anlagen mit elektrischer Kraftübertragung besonders wichtig. Die Kosten der Reserveeinrichtungen können aber hier schon bei der Einrichtung der Anlage dadurch wesentlich vermindert werden, daß für die verschiedenen Antriebszwecke Motoren möglichst gleicher Größe gewählt werden. Es lassen sich in der Regel die Anforderungen durch verhältnismäßig wenige Motortypen befriedigen, ohne daß für die einzelnen Stellen übertrieben große und für andere Stellen zu kleine Motoren verwendet werden müßten. Der Vorteil dieser Anordnung besteht darin, daß dann jeweils ein auf Lager gehaltener Motor als Reserve für eine Reihe der in Betrieb befindlichen Motoren gelten kann. Auch bei bestehenden Anlagen kann durch Vereinheitlichung des elektromotorischen Antriebes im vorstehenden Sinne eine wesentliche Verbesserung erzielt und die Betriebssicherheit gefördert werden.

Bei den im Nachstehenden entwickelten Grundlagen zur Ermittlung der billigsten Kraft- und Heizversorgung für den Einzelfall werden späterhin die Gesichtspunkte der Betriebssicherheit nur soweit behandelt, als den verschiedenen Maschinensystemen in dieser Hinsicht Vorzüge oder Nachteile eigentümlich sind. Im übrigen wird, namentlich bei Behandlung der Anschaffungskosten, vorausgesetzt, daß die Anlagen allen besprochenen Anforderungen für ungestörten Dauerbetrieb genügen.

Unter dieser Voraussetzung kann die Zweckmäßigkeit einer zu erbauenden Maschinenanlage nach ihrer Wirtschaftlichkeit beurteilt werden, d. h. nach der Höhe der jährlichen Gesamtkosten für die Krafterzeugung und diejenigen Heizvorgänge, die mit der Krafterzeugung durch Abwärmeverwertung verbunden werden können.

Zur Entscheidung über die Wahl oder die Verbesserung einer Anlage ist demnach zunächst eine vergleichende Zusammenstellung dieser Jahresbetriebskosten erforderlich, wie sie durch die für den vor-

liegenden Fall in Betracht zu ziehenden Maschinensysteme und Anordnungen bedingt werden. Selbstredend muß diese Gegenüberstellung auf der nämlichen Vergleichsgrundlage erfolgen, d. h. für den gleichen Verlauf des Kraft- und Wärmebedarfes während eines Betriebsjahres. Man hat sich also zunächst klar zu werden über die Höhe, die Dauer und die zeitliche Aufeinanderfolge der voraussichtlichen Belastung der Kraft- und Heizanlagen. Außer den Durchschnittswerten müssen dabei auch die Grenzen, in denen sich die Belastungen bewegen, ebenfalls der Größe und der Betriebsdauer nach, so genau wie möglich voraus ermittelt werden. Der Einfluß derartiger Schwankungen auf die Betriebskosten der verschiedenen Maschinensysteme und Heizungsanordnungen ist, wie später zu behandeln sein wird, ziemlich ungleichartig.

Die Aufstellung dieser für alle Vergleichsrechnungen notwendigen Grundlagen ist häufig nicht einfach; sie ist indes unerläßlich nicht nur zur Entscheidung über die Betriebskraft überhaupt, sondern auch zur Beurteilung des wirtschaftlichen Wertes einer mehr oder weniger vollkommenen Ausbildung des gewählten Maschinensystems. Auf S. 6 wird gezeigt werden, daß der finanzielle Wert einzelner Verbesserungen mit einiger Sicherheit nur auf Grund eines genauen Betriebsbildes über Kraft- und Heizverlauf voraus beurteilt werden kann. Die Ermittlung des Betriebsbildes über Kraft- und Wärmeverteilung (Energieplan) erfolgt bei vorhandenen auszubauenden oder zu verbessernden Betrieben durch zweckdienliche Aufnahmen und Messungen (Informationsversuche über Kraft- und Wärmeverbrauch der einzelnen Anlageteile) sowie an Hand der Betriebsstatistik (Brennstoffverbrauch, Wasserverbrauch der einzelnen Monate, Wechsel der Belastungen und des Wärmeverbrauchs für die einzelnen Fabrikationszwecke, Dauer der Heiz- und Beleuchtungsperiode usw.). Die Ergebnisse derartiger Untersuchungen werden zweckmäßig in graphischen Schaubildern dargestellt, aus denen die Höhe und der zeitliche Verlauf sowohl des Gesamt-Wärmeverbrauchs als auch desjenigen der einzelnen Verbrauchsstellen klar hervorgehen. Derartige Bilder müssen für die verschiedenen Betriebsperioden aufgezeichnet werden. Ihre Auswertung ergibt die Unterlagen für die wirtschaftliche Wahl und Anordnung der gesamten Versorgung mit Kraft- und Wärmeenergie.

Bei neu zu erbauenden Betrieben müssen derartige Unterlagen aus den Angaben der Firmen, welche die Fabrikationseinrichtung liefern, sowie auf Grund der Erfahrungen gleichartiger Betriebe sorgfältig ermittelt werden.

Allen Betrieben gemeinsam ist die mehr oder weniger große Steigerung des Wärmebedarfes für Raumheizung in der kalten Jahreszeit. Der zusätzliche Wärmebedarf ist indes trotz großer Arbeitsräume mitunter nur gering, wenn durch die Arbeitsmaschinen (Umwandlung von Kraft

in Reibungswärme, z. B. Spinnerei) oder durch Dämpfe (Färberei) oder durch Wärmeabgabe geheizter Fabrikationseinrichtungen (Trockenzylinder usw.) eine erhebliche Lufterwärmung erfolgt. Der Hauptheizbedarf tritt gewöhnlich in den Morgenstunden (Anheizen) ein und zwingt mitunter zu einer Inbetriebnahme der Dampfkessel vor dem eigentlichen Arbeitsbeginn. Hierauf ist insbesondere bei der Anordnung von Abdampfheizungen Rücksicht zu nehmen, die für die Anheizzeit, in der die Maschine noch nicht läuft, für den Betrieb mit Frischdampf vorgesehen sein müssen. Die Ermittlung der Wärmeverbrauchsspitzen (z. B. morgens in der Färberei, während der Kochzeiten in der Zellstoffabrik usw.) ist auch ausschlaggebend für die Bemessung und Anordnung von Kesseln und allenfalls Speichern.

Ähnlich der periodischen Steigerung des Wärmebedarfes im Winter ergeben sich in den meisten Betrieben entsprechende Steigerungen des Kraftbedarfes für elektrische Beleuchtung (bei Tagbetrieben 400 bis 800 Brennstunden jährlich) in den Winter- und Übergangsmonaten. Bei Tag- und Nachtbetrieben sind die beiden Belastungsstufen (mit und ohne Licht) während des ganzen Jahres zu berücksichtigen. Ähnliche periodische Schwankungen der Maschinenbelastung, die ziemlich unabhängig vom Beschäftigungsgrad sind, treten in Werken mit Kältebedarf (z. B. Brauerei, Schokoladefabriken) in Abhängigkeit vom Verlauf der Außentemperaturen auf, so daß z. B. in Brauereibetrieben, in denen die Kälteerzeugung den wesentlichsten Anteil der Maschinenbelastung bildet, drei kennzeichnende Belastungsstufen für Sommer, Übergang und Winter sich ergeben. Vorübergehende, aber regelmäßig wiederkehrende Belastungssteigerungen sind z. B. in Spinnereien beim Anlaufen der Spindeln bis zur Erwärmung des verharzten Öles (namentlich Montags 30 bis 40% Steigerung der durchschnittlichen Belastung) zu berücksichtigen. Außer derartigen regelmäßig wiederkehrenden Schwankungen sind die Abweichungen vom Durchschnittswert der Krafterzeugung durch stoßweise Belastung (Walzwerke, Pumpen, Aufzüge u. dgl.) der Größe nach abzuschätzen und ihre Gleichzeitigkeit zu berücksichtigen.

Es ist dies von Wichtigkeit für die Größenbestimmung der aufzustellenden Maschine, die einerseits alle Belastungsspitzen mit Sicherheit abgeben muß, andererseits zur Vermeidung unnötig hoher Anlage- und Betriebskosten nicht ständig unterbelastet arbeiten soll (vgl. S. 141). Das Bild der Belastungsschwankungen und Belastungsgrenzen zeigt auch klar, ob eine Unterteilung der Kraftversorgung auf mehrere Maschinen erforderlich ist, insbesondere auch mit Rücksicht auf möglichst weitgehende Verwertung der Maschinenabwärme für Heiz- und Fabrikationszwecke. Es müssen daher in gleicher Weise Dauerdurchschnittswerte und Schwankungen des Wärmeverbrauches möglichst genau voraus ermittelt werden, um die für die Wärmeversorgung bei verschiedenen Heiz-

anordnungen erwachsenden Betriebskosten errechnen zu können. Weiterhin kann nur dadurch Klarheit über die zweckmäßigste Ausnutzung der Maschinenabwärme für die Heizversorgung oder der Abwärme von Heizeinrichtungen für Dampferzeugung gewonnen werden und ein Urteil über die zweckmäßigste Speicherung von Überschubkraft oder Überschubwärme.

Beispiele: Zur Vorausbestimmung der Jahresbetriebskosten der Kraft- und Wärmeversorgung einer Weberei mit Appretur und Färberei ist zu ermitteln: 1. Kraftbedarf und Betriebszeiten der Webstühle, Schlicht- und Färbereimaschinen, Kraftbedarf der Beleuchtung, Brennstunden der Beleuchtung bzw. Ladezeit der Akkumulatoren, Leerlaufkraftbedarf der Transmissionen; 2. Wärme- bzw. Dampfbedarf der Schlichterei, Größe und Verlauf des Dampf- und Warmwasserbedarfes der Färberei und Trocknerei, Wärmebedarf der Raumheizung, Dauer der Heizperiode.

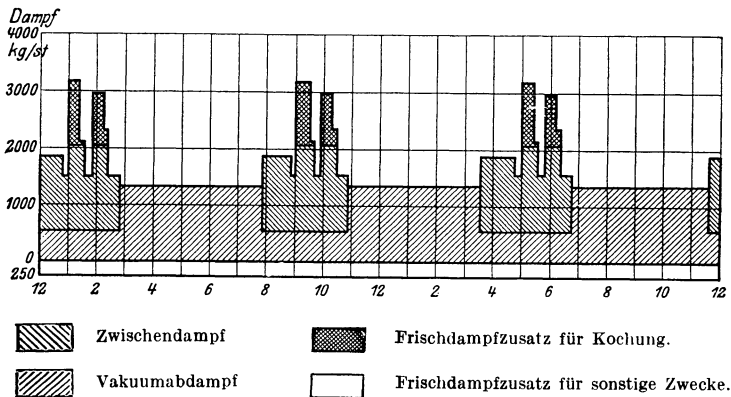


Abb. 1. Betriebsbild einer Brauerei¹⁾.

Für einen Brauereibetrieb ist zu erheben: 1. durchschnittlicher gleichzeitiger Kraftbedarf: für Transmissionen, Aufzüge, Pumpen, Mälzerei, Sudhaus mit Hilfsmaschinen, Kälteversorgung und Eiserzeugung in den einzelnen Jahreszeiten, Wasserversorgung und Licht nebst Betriebszeiten. Daraus Belastungsbilder für Sonntage, sudfreie Tage und Sudtage mit und ohne Mälzerei. 2. Dampf- und Wärmebedarf: für Sudwerk (nebst zeitlichem Verlauf bei einem und mehr Suden), Warm- und Heißwasser (Brau-, Kesselspeise-, Reinigungswasser), Leitungsdämpfen, Trebertrocknen, Maischefilter, Raumheizung usw.; Verteilung der Sude über ein normales Betriebsjahr. Daraus Heizdampfbedarfsbilder, die durch Vergleich mit dem gleichzeitigen Kraftbedarfsverlauf die zweckmäßigste Abwärmeverwertung beurteilen lassen.

Abb. 1 zeigt beispielsweise den normalen Verlauf des Dampfbedarfes eines Sommertages einer Brauerei für drei Sude, bei denen die Kochung mittels Zwischendampf und die Warmwasserbereitung mittels des Vakuumdampfes der Kondensationsmaschine erfolgt. Durch entsprechende zeitliche Verschiebung der Sude können unter Umständen die hohen Belastungsspitzen der Dampfkessel,

¹⁾ Aus Reutlinger: Zwischendampfverwertung. Berlin: Julius Springer 1912.

die sich durch das zeitliche Zusammenfallen zweier Sude ergeben, entsprechend vermindert und damit kleinere Kesselheizflächen in Betrieb gehalten werden.

Abb. 2 gibt ein zeichnerisches Bild des Dampfverbrauches einer Spiritusfabrik, wie es durch die Untersuchung der einzelnen Fabrikationsprozesse ermittelt wurde.

Abb. 3 zeigt die durch Dampfmessemessungen aufgenommenen Schwankungen des Dampfverbrauches einer Hammerschmiede.

Für die Richtigkeit der Erhebungen ist es besonders wichtig, daß die Methode, nach welcher sie gepflogen werden, den besonderen Verhältnissen angepaßt ist. Zur Bestimmung des Kraftbedarfes einerseits und des Wärmebedarfes andererseits gibt es die verschiedenartigsten Hilfsmittel und Apparate.

Der Kraftbedarf kann durch Indizierung der Dampfmaschine oder des Öl- oder Gasmotors erhoben werden, bei elektrisch angetriebenen Maschinen kann die Messung des Kraftbedarfes durch elektrische Apparate erfolgen, für viele Maschinen stehen überdies Angaben über den Kraftbedarf, welche von den Lieferfirmen gemacht

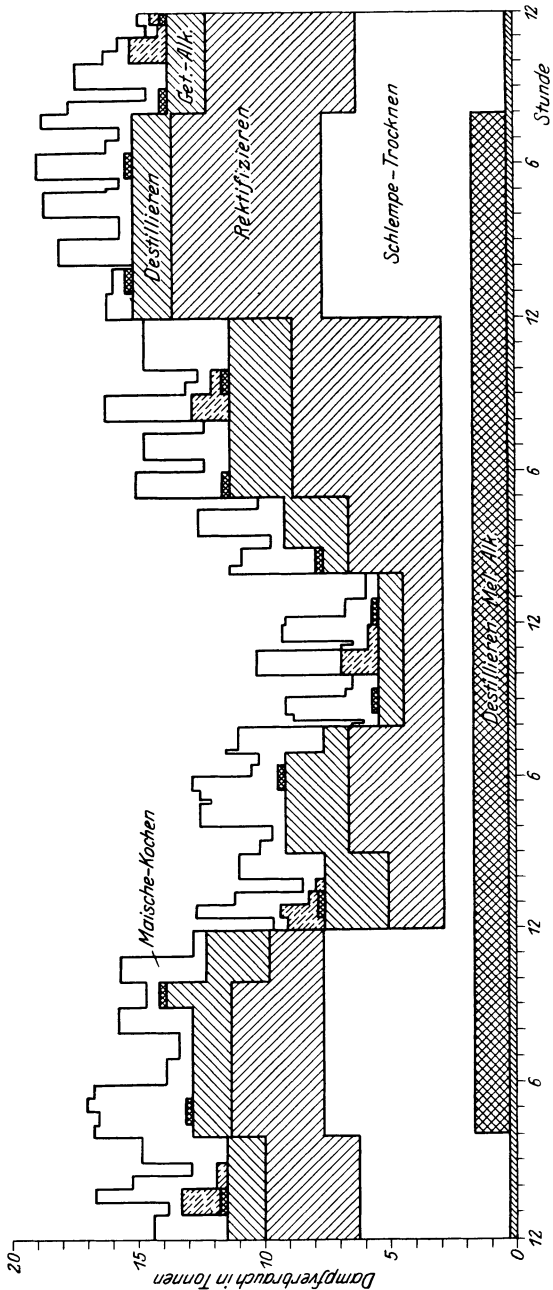


Abb. 2. Betriebsbild einer Spiritusfabrik.

werden, zur Verfügung; man wird in jedem Fall jene Methode zur Erhebung des Kraftverbrauches anwenden müssen, die nach den besonderen Betriebsverhältnissen die gegebene ist. Das gleiche gilt von der Feststellung des Wärmebedarfes, welcher in den meisten Fällen weitaus schwerer zu ermitteln ist. Dampfmesser, welche zur Erhebung des Dampfverbrauches einzelner Wärmeverbrauchsstellen eingebaut werden können oder in vielen Betrieben schon vorhanden sind, geben nur dann verlässliche Angaben, wenn sie richtig zeigen. Es ist von größter Wichtigkeit, sich von der richtigen Anzeige derartiger Apparate zu überzeugen, bevor man ihre Angaben verwertet. Oft kann man den Dampfverbrauch einzelner Verbrauchsstellen, wie z. B. mit direktem (eingeblasenen)

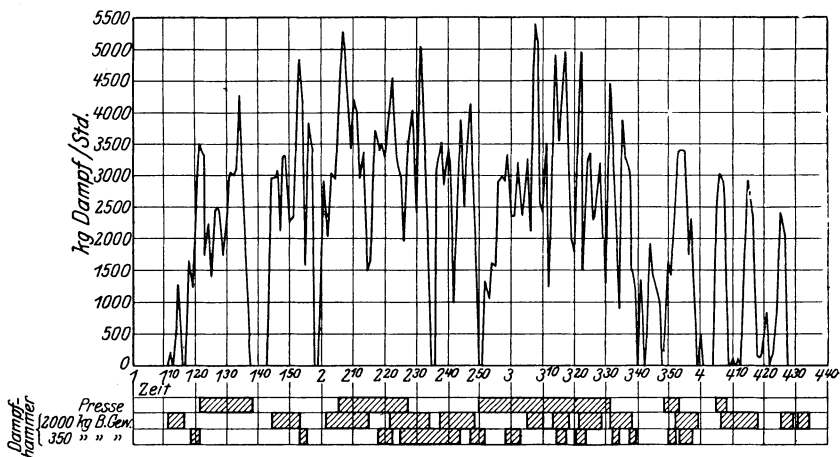


Abb. 3. Betriebsbild einer Hammerschmiede.

Dampf beheizter Pfannen zur Erwärmung von Flüssigkeiten od. dgl., rechnerisch ermitteln, indem man den Wärmebedarf, der zur Erwärmung der Flüssigkeitsmenge von der Anfangs- auf die Endtemperatur erforderlich ist, feststellt und dann untersucht, welche Dampfmenge kondensieren muß, um diese Wärmemenge abzugeben. Hierbei muß ein Zuschlag für etwaige Verluste während des Erwärmungsvorganges gemacht werden. Dieser Zuschlag ist nicht groß und kann nahezu vernachlässigt werden, wenn es sich um rasche Erwärmung einer Flüssigkeit auf eine Temperatur handelt, welche nicht zu nahe der Siedetemperatur liegt. Bei Erwärmung bis zur Siedetemperatur tritt jedoch in den letzten Phasen eine starke Verdunstung an der Oberfläche der Flüssigkeit auf, der durch einen besonderen Zuschlag Rechnung getragen werden muß. Wenn diese Nebenumstände entsprechend berücksichtigt sind, kann schon die rechnerische Ermittlung des Dampfbedarfes für derartige Wärmeverbrauchsstellen eine genügende Genauigkeit geben. Der Wärmeverbrauch von indirekt

geheizten Apparaten (Doppelkesseln, Lufterwärmer, Heizschlangen usw.) kann durch Messung des Kondensates, das, entsprechend abgekühlt, sorgfältig aufzufangen ist, erfolgen. Auch diese Messung gibt ein genügend genaues Bild über den Dampfverbrauch des betreffenden Apparates, wenn die Kondenswasserableitung gut arbeitet und die Messung sachgemäß durchgeführt wird. Jedenfalls muß darauf hingewiesen werden, daß beim Entwurf einer Neuanlage, ebenso wie bei einer Verbesserung bestehender Anlagen die größte Sorgfalt auf die Erhebung der Kraft- und Wärmebedarfsverhältnisse aufgewendet werden muß, wobei auch in jedem einzelnen Fall die richtige Methode der Erhebung von Wichtigkeit ist. Außerdem müssen aber bei all diesen Erhebungen auch die Betriebsverhältnisse berücksichtigt werden, d. h. es müssen die Erhebungen an jeder einzelnen Verbrauchsstelle unter den Betriebsverhältnissen gemacht werden, unter denen die betreffende Maschine oder der betreffende Apparat normalerweise im Betriebe arbeitet.

Nach Festlegung der voraussichtlichen Betriebseinteilung kann man zur Aufstellung der jährlichen Betriebskosten für die anwendbar erscheinenden Kraftmaschinen und Heizanordnungen schreiten. Die Auswahl der zum Vergleich herangezogenen Systeme wird nach wirtschaftlichen und betriebstechnischen Eigentümlichkeiten erfolgen müssen, die im Nachstehenden eingehend zu behandeln sind.

Die jährlichen Betriebskosten werden beeinflußt von der Höhe der einmaligen Anschaffungs- und Baukosten der Kraft- und Heizanlagen, sowie von den während der Dauer des Maschinen- und Heizbetriebes fortlaufenden Kosten für Brennstoffe bzw. elektrischen Strom, Wasser, Schmieröl, Wartung, Instandhaltung, Versicherung, Revisionen usw. Die Anschaffungs- oder Anlagekosten umfassen sämtliche Aufwendungen für die betriebsfähige Kraft- und Heizanlage, soweit sie zur Erzeugung und Verteilung der Kraft und Wärme dient, nebst denen der erforderlichen Gebäude. Bei einer Dampfanlage z. B. fallen unter die Anlagekosten die Ausgaben für Kesselhaus, Speise- und Kühlwasserversorgung (Brunnen und Pumpe, Hochbehälter, Reiniger, Vorwärmer, Rückkühlung, Kondensatgewinnung, Leitungen und Kanäle), Dampfkessel mit Fundament und Einmauerung, Kanäle mit Abdeckungen, Schornsteine, Brennstoffförderung und -lagerung, Rohrleitungen mit Isolierungen, Einrichtungen für die Betriebskontrolle, Maschinen- und Kondensationsanlage, Abdampfverwertungsanlage, Maschinenhaus, Ölversorgung usw. Streng genommen müssen auch die Anlagekosten für die Kraftverteilung in Ansatz gebracht werden (Transmissionen, Seile, Riemen, Dynamo, Schalttafel, Kabel, Anlasser, Motoren, Akkumulatoren, Leitungen usw.). Die Einziehung dieser Kosten in die vergleichende Aufstellung ist indes nur dann erforderlich, wenn die Kraftverteilung in verschiedener Weise erfolgt, z. B. elektrischer An-

trieb bei Dampfturbine gegenüber Transmissionsantrieb bei Kolbendampfmaschine oder Verbrennungsmotor.

Im allgemeinen nehmen die auf die Leistungseinheit bezogenen Anlagekosten mit wachsender Größe der Maschine ab. Die Abb. 4 zeigt z. B. die Abnahme dieser spezifischen Anlagekosten mit steigender Maschinengröße für große, durch Dampfturbinen und Dieselmotoren angetriebene elektrische Zentralen. Es ist daraus ersichtlich, daß für die kleineren Einheiten die spezifischen Anlagekosten schnell abnehmen, während sie von etwa 10000 PS an nur mehr unerheblich sinken¹⁾.

Die Höhe des für die gesamten Einrichtungen aufgewandten Kapitals, sowie der durch das Anwachsen oder Abnehmen des Fabrikbetriebes

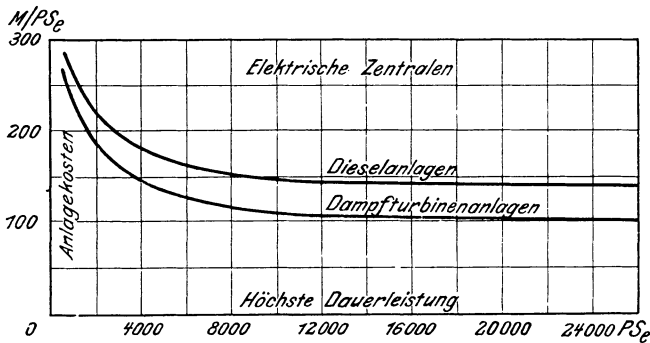


Abb. 4. Mittlere Anlagekosten elektrischer Großkraftwerke gleicher Kraftreserve (1913).

und durch den Fortschritt der Technik (Überholung durch bessere Konstruktionen) bedingten Lebensdauer oder richtiger Nutzungsdauer sind ausschlaggebend für einen Hauptteil der Jahresbetriebskosten, für die Größe der Summen für Verzinsung und Abschreibung (Tilgung der festgelegten Mittel).

Das vom Unternehmer in den Fabrikbetrieb gesteckte Kapital muß dem Geldstand angemessen verzinst werden, da die Summe bei anderweitiger richtiger Verwendung ebenfalls mindestens einen dem Bankzinsfuß entsprechenden Gewinn abwerfen würde. Die Höhe des Zinsfußes, mit dem das Kapital zu verzinsen ist, hatte in Zeiten stabiler Wirtschaftsverhältnisse mit ihren geringen Schwankungen der normalen Zinssätze, die sich im allgemeinen in den Grenzen von 4—5% bewegten, keine so große Bedeutung für die Rentabilitätsberechnung, wie es in der Nachkriegszeit der Fall ist, in der die Kapitalbeschaffung vielfach große Schwierigkeiten macht und hohe Zinssätze bedingt. Bis zu einer Wieder-

¹⁾ Die absoluten Preise beziehen sich auf die Verhältnisse im Jahre 1913. Im Jahre 1926 liegen die Kosten etwa 50—60% höher; das gegenseitige Verhältnis der Preise bei verschiedenen Maschinengrößen ist aber nahezu unverändert geblieben.

herstellung normaler Kapitalverhältnisse erfordert daher der Zinsfuß, der den Wirtschaftlichkeitsberechnungen zugrunde zu legen ist, eine besondere, den wirklichen Geldverhältnissen angepaßte Beachtung.

Zunächst ist zu unterscheiden, ob die erforderlichen Mittel aus dem Unternehmen selbst flüssig gemacht werden können oder von fremden Geldgebern aufgenommen werden müssen. Im ersteren Falle kommt die Verzinsung des Kapitals dem Unternehmen selbst zugute, sie bildet beispielsweise bei Aktiengesellschaften einen Teil der Dividende, und es genügt in diesem Falle mit Verzinsungssätzen zu rechnen, wie sie normal für die Dividendenbemessung in Frage kommen (5—10%). Ist aber das für die Investierung erforderliche Kapital entliehen und an Außenstehende zu verzinsen, so ist nicht nur diese Zinszahlung an und für sich eine besondere Belastung des Werkes, sondern sie muß sich auch dem der jeweiligen Wirtschaftslage entsprechenden Zinssatz für Leihgeld anpassen und wird für die nächsten Jahre noch im allgemeinen über dem für eine Dividende in Frage kommenden Satz liegen. Immerhin wird der Zinssatz sich nach den in den Jahren 1923 und 1924 vorübergehend vorliegenden außerordentlich hohen Sätzen allmählich auch für deutsche Verhältnisse wieder einem der Weltwirtschaft entsprechenden Einheitssatz anpassen.

Die Höhe der alljährlich den Betrieb belastenden Zinssumme ist in jedem Falle aber nur vom einmaligen Kapitalaufwand und vom Zinsfuß abhängig, unabhängig aber von der Betriebszeit und Belastung, also der Ausnutzung der Anlage. Die Verzinsung gehört also zu den festen oder konstanten Betriebskosten.

Ferner muß der Entwertung der Anlage in den jährlichen Betriebskosten dadurch Rechnung getragen werden, daß alljährlich ein gewisser Betrag für Erneuerung oder Tilgung zurückgestellt wird, die durch natürliche Abnutzung oder infolge eines Ersatzes durch wirtschaftlicher arbeitende oder leistungsfähigere Teile eintritt.

Da die richtige Beurteilung der Abschreibungsquote unter Umständen für die Wirtschaftlichkeitsberechnung von ausschlaggebender Bedeutung ist, soll auf die Abschreibung bzw. auf die Entwertung der Anlage etwas näher eingegangen werden.

Die Entwertung einer technischen Betriebsanlage erfolgt zunächst durch die Zeit, die naturgemäß ihren Zustand verschlechtert. Der Grad der Entwertung durch das Alter hängt von verschiedenen Betriebsumständen ab. Starke Belastung und lange tägliche Betriebsdauer bedingen stärkere Abnutzung als geringe Belastung und kurzer Betrieb. Auch nicht in Betrieb befindliche Anlagen erfahren eine Entwertung durch die Zeit und erfordern Maßnahmen, um die Entwertung bei Stillstand nicht höher werden zu lassen, als sie bei normalem Betrieb wäre. Ein stillliegender Dampfkessel, der nicht innen und außen mit größter

Sorgfalt gereinigt und gestrichen wird, kann schon durch einen einjährigen Stillstand in einen weitaus schlechteren Zustand versetzt werden, als durch mehrjährigen ordentlichen Betrieb. An stillstehenden Betriebsanlagen, die sachgemäß behandelt und trotz des Stillstandes von Zeit zu Zeit nachgesehen, gereinigt, geölt, gestrichen werden u. dgl., bedingt das Alter eine Entwertung, die im allgemeinen mit der Hälfte der Entwertung bei normalem Betrieb angenommen werden kann.

Eine weitere Entwertung, die in der Regel stark unterschätzt wird, erfahren die technischen Betriebsmittel durch *Veraltung*. Jede Neuerung, die der technische Fortschritt mit sich bringt, verringert den Wert des Bisherigen. Das Auftauchen einer neuen Maschinenbauart entwertet die bis dahin verwendeten Typen. Der Fortschritt erfolgt manchmal so schnell, daß Systeme von Betriebsmitteln in einem Zeitraum von einigen Jahren als überholt gelten und veraltet erscheinen. Diese Art der Entwertung durch Veraltung kann ziffernmäßig nicht allgemein erfaßt werden. Es ist ihr aber durch eine entsprechende Erhöhung der Abschreibungsquote Rechnung zu tragen.

Die Höhe einer angemessenen Abschreibung ist also zahlenmäßig nicht ganz eindeutig bestimmbar, sondern von Voraussetzungen abhängig, die nach Erfahrung und Gefühl beurteilt werden müssen. Ausschlaggebend für die Bemessung der im einzelnen Falle in Frage kommenden Abschreibungsquote muß die Erwägung sein, daß im Zeitpunkt des erforderlich werdenden Ersatzes von maschinellen Einrichtungen der Anschaffungspreis bis auf den Altwert völlig getilgt ist, bzw. daß durch die rückgestellten Abschreibungssummen das Ersatzkapital wieder voll verfügbar ist.

Der vorsichtige Kaufmann und der weitblickende Ingenieur, der auf die fortschreitende Entwicklung der Technik Rücksicht nimmt, wird mit einer möglichst hohen Abschreibungsquote rechnen, damit das investierte Kapital in dem Augenblick, wo wertvolle Neuerungen durchgebildet und bewährt auf dem Markt sind, die in Frage kommenden Einrichtungen getilgt sind, wenn sie auch sonst mit Rücksicht auf ihre Betriebsverwendbarkeit noch nicht auswechslungsbedürftig wären. Wo mit geringeren Abschreibungsquoten gerechnet werden muß, ist hauptsächlich der Abnutzung durch die Zeit Rechnung zu tragen und der Fortschritt der Technik geringer einzusetzen. Die Verschiedenheit der Kapitalsverhältnisse und der Anschauungen wirkt sich in der Nutzungsdauer aus, die der betreffenden Anlage zugesprochen wird.

Der jährlich abzuschreibende Betrag¹⁾ ist nach der üblichen Berechnungsweise

¹⁾ Wenn man den Begriff der Abschreibung so erklärt, daß diese gleichsam eine Kapitalsrücklage darstellt, die man jedes Jahr macht, um in dem Zeitpunkt, wo die Anlage durch Alter, Abnutzung usw. unbrauchbar geworden ist, den vollen

$$\frac{\text{Anlagekapital} - \text{Altwert}}{\text{Nutzungsdauer}}$$

oder, wie oft unter Vernachlässigung des Altwertes gerechnet wird, in Prozenten: $\frac{100}{\text{Nutzungsdauer in Jahren}}$. Hiernach beträgt der Abschreibungssatz z. B. für eine Anlage mit 12jähriger Nutzungsdauer $100 : 12 = 8,3\%$.

Die auf Grund der vorstehenden technisch-wirtschaftlichen Erwägungen abgeleitete Abschreibungsquote ist nicht gleichlautend mit der buchmäßigen Abschreibung. Für letztere bestehen bestimmte kaufmännische Gepflogenheiten und zum Teil auch gesetzliche Vorschriften, die auf die reine finanzielle Gebarung Rücksicht nehmen und häufig von Fragen der Geschäfts- oder Dividendenpolitik oder von steuertechnischen Erwägungen beeinflußt sind. Gewöhnlich erfolgt die buchhaltungsmäßige Abschreibung in einem Prozentsatz des Buchwertes, während für die technische Wirtschaftlichkeitsberechnung die jährliche Abschreibung für die ganze Nutzungsdauer in einem Prozentsatz des Neuwertes angegeben wird. Bei der im Buchhaltungswesen üblichen Methode wird in den ersten Jahren der Nutzungsdauer ein höherer Betrag, in den späteren Jahren ein immer geringerer Betrag abgesetzt. Für die technische Wirtschaftlichkeitsberechnung bleibt der abzuschreibende Satz für jedes Jahr der Nutzungsdauer gleich.

Demgegenüber bringt der natürliche Alterungsprozeß eine in der ersten Zeit geringere und in späterer Zeit immer schneller wachsende Entwertung. Wenn man diesen in der Natur bedingten Verlauf der Entwertung rechnerisch verfolgt und beispielsweise annimmt, daß ein Gegenstand nach Ablauf des ersten Jahres um 5% entwertet ist, eine zwanzigjährige Lebensdauer besitzt und nach Ablauf dieser Lebensdauer noch den Altmaterialwert, der mit 5% des Neuwertes angenommen sei, besitzt, so ergibt sich für diesen Verlauf der Entwertung die in der Abb. 5 enthaltene strichpunktierte obere Kurve. Die untere gestrichelte Kurve stellt die Entwertung bei Abschreibung in Bruchteilen des jeweiligen Buchwertes dar unter der gleichen Voraussetzung, daß nach zwanzigjähriger Nutzungsdauer die Anlage bis auf den Altwert von 5% abgeschrieben sein soll (Abschreibungssatz rund 11%).

Zwischen diesen beiden Linien, also den aus den Naturgesetzen einerseits und den Gepflogenheiten der Buchhaltung andererseits bedingten

Betrag zur Wiederherstellung der Anlage bereit zu halten, so ist die Abschreibungsquote aus der Nutzungsdauer nach der Zinseszins-Rechnung zu errechnen, indem man ermittelt, welchen jährlichen Betrag man rücklegen muß, um mit Zinseszins gerechnet, bei Ablauf der Nutzungsdauer das Anlagekapital vermindert um den Altwert der Anlage angesammelt zu haben. Die auf diese Weise errechnete Abschreibungsquote ist wesentlich geringer, als der sich aus der angegebenen Formel ergebende Betrag.

Abschreibungsmethoden, liegt die technisch wirtschaftliche Betrachtungsweise, wie sie durch die ausgezogene mittlere Linie der Abbildung zum Ausdruck gebracht ist. Sie entspricht einer rund 5%igen Abschreibungsquote.

Die Betrachtung, die dieser zeichnerischen Darstellung zugrunde gelegt ist, behandelt ausschließlich die Entwertung durch das Alter. Die

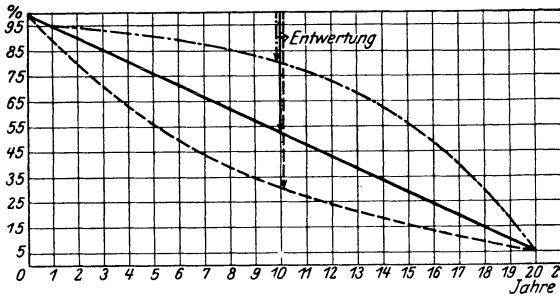


Abb. 5. Verlauf der Entwertung durch Altern.

weitere Entwertung durch Veraltung muß in einem Zuschlag zu diesem ausschließlich der Zeit Rechnung tragenden Abschreibungssatz ihren Ausdruck finden, ebenso die besonderen Betriebsverhältnisse.

Die Zahlentafel 1 enthält die übliche Höhe der Abschreibungssätze für die wichtigsten Maschinen u. dgl. für Tagbetrieb und für Nachtbetrieb sowie für nur zweitweise betriebene

Zahlentafel 1. Übliche Abschreibungssätze.

	Mittlere Lebensdauer Jahre	Tagbetrieb	Tag- und Nachtbetrieb	Periodischer Betrieb, Reserven
			Abschreibung in Prozent des Anlagekapitals	
Feste Gebäude	60	2-4	2-5	—
Fachwerkbauten	40	3-5	3-5	—
Dampfkessel, Überhitzer, Vorwärmer, Wasserreiniger	18	5-10	7,5-12	4-7
Kolbendampfmaschinen	22	4-10	5-12	3-5
Dampfturbinen	17	7-12	8-13	4-7
Gasmaschinen, Dieselmotoren	15	8-12	12-15	7-9
Wasserturbinen	20	6-8	10-15	5-7
Pumpen, Rohrleitungen	25	3-9	4-10	3-5
Transmissionen, Vorgelege	18	5-10	7-12	4-7
Dynamos, Motoren	25	3-9	5-12	3-5
Akkumulatoren	8	—	15-20	—
Transformatoren	25	3-9	4-10	3-5
Schaltanlagen	15	8-12	12-15	7-9
Kabel, el.	20-25	—	3-9	—
Bogenlampen	10	—	12-15	—
Heizanlagen	20	4-10	6-10	—

Anlagen in Grenzwerten. Die untere Grenze der angegebenen Werte, nach denen die Tilgung noch etwas schneller erfolgt als der gleichfalls angegebenen mittleren Lebensdauer entspricht, sollte in keinem Fall unterschritten werden. In der Regel werden Sätze zwischen den hier

angegebenen Grenzwerten je nach dem Stand der Technik und der Marktlage Anwendung finden müssen.

Die Höhe der Abschreibung ist nicht ganz unabhängig von der Ausnutzung, d. h. der Betriebszeit und dem Belastungsgrad der Anlage; für stark belastete und viel betriebene Anlageteile muß eine geringere Nutzungsdauer eingesetzt werden als für wenig benutzte Maschinen.

Nach einmal erfolgter Wahl sind die Abschreibungssätze indes für je ein Betriebsjahr unveränderlich und bilden daher den zweiten Hauptbestandteil der festen, d. h. vom Anlagekapital abhängigen und von vornherein ziemlich genau übersehbaren Betriebskosten.

Die vorstehenden Ausführungen beziehen sich auf normale Sätze für die Berechnung der Betriebskosten, wie sie unabhängig von der Geschäftslage zu beurteilen sind. Wird in guten Jahren schneller abgeschrieben, so darf der Mehrbetrag normalerweise nicht den technisch wirtschaftlichen Vergleichsberechnungen der Betriebskosten zugrunde gelegt werden, er ist vielmehr als stille Reserve aufzufassen.

Verzinsung und Abschreibung bilden zwar nur buchmäßige, d. h. nicht jährlich in bar ausbezahlte Teile der festen Betriebskosten, dürfen aber, wie dies nicht selten in Vergleichsangeboten von Lieferanten zu beobachten ist, bei Aufstellung von Wirtschaftlichkeitsberechnungen keinesfalls außer Ansatz gelassen werden. Zu den festen Betriebskosten gehören ferner gleichbleibende Jahresposten wie Versicherungs-, Revisionsgebühren usw., die indes meist unerheblich sind.

Die veränderlichen und fortlaufend auszahlenden Beiträge zu den Jahresbetriebskosten sind unmittelbar abhängig von dem vorbesprochenen Belastungs- und Ausnutzungsbild, also von Betriebsdauer und Belastungsgrad der einzelnen Anlagenteile. Der Gesamtbetrag dieser Kosten wächst mit der Höhe des durchschnittlichen Kraft- und Heizbedarfes sowie mit der Anzahl der jährlichen Betriebsstunden und kann auf Grund des Betriebsbildes sowie der Kenntnis der Kosten für die Einheit der Kraft- und Wärmeleistung, bei der vorliegenden Größe der Durchschnittsleistung und dem vorliegenden Belastungsgrade, für die einzelnen Maschinensysteme ermittelt werden. Diese Unterlagen werden später für die verschiedenen Kraftmaschinen entwickelt. Kennzeichnend ist für alle Wärmekraftmaschinen, daß die veränderlichen Kosten der Leistungseinheit ebensowohl wie deren Kapitalkosten (vgl. S. 10, Abb. 4) mit wachsender Maschinengröße bei kleinen Leistungen erst schnell und bei mittleren und großen langsamer fallen, um sich einem Grenzwert bei größten Leistungen zu nähern. Der Einfluß der Ausnutzung, also des Belastungsgrades und der Gebrauchsdauer, auf die veränderlichen Kosten der Leistungseinheit ist aber wesentlich geringer als ihr Einfluß auf die festen Betriebskosten. Bei halber Belastung sind beispielsweise die veränderlichen Betriebskosten, wie sich aus den späteren Ausführun-

gen noch genauer ergeben wird, je nach den sonstigen Verhältnissen um 5—20% größer als bei voller Belastung, während die festen Betriebskosten, auf die Leistungseinheit bezogen, bei halber Ausnutzung um 100% größer sind als bei Normallast.

Die geringeren Betriebskosten größerer Einheiten bedeuten einen Vorteil sowohl für die Großbetriebe als auch für die Zentralisation, d. h. für die Erzeugung von Kraft und Wärme an möglichst nur einer Stelle, deren Anwendung allerdings oft Schwierigkeiten der Kraftverteilung und Übertragung, dann die Betriebssicherheit (mangelnde Reserven) oder durch die Entwicklungsgeschichte des Unternehmens (allmähliche Vergrößerung) entgegenstehen. Der Gesamtbetrag der veränderlichen Kosten ist also außer von der Größe der Maschinenanlage noch von deren durch Betriebszeit und Belastungsgrad bedingten Ausnutzung abhängig, welche letztere wesentlich durch den jeweiligen Geschäftsgang und die bereits erwähnten periodischen Schwankungen beeinflusst wird, des ferneren noch von den jeweiligen Preisen für Brennstoff, Schmiermaterialien usw. sowie von der Höhe der Löhne.

Den wichtigsten Bestandteil der mit der Dauer und der Stärke des Betriebes anwachsenden Kosten, dessen Höhe meist für die Entscheidung über die Wirtschaftlichkeit des Maschinensystems ausschlaggebend ist, bilden die Brennstoffkosten. Zunächst seien die Brennstoffkosten für die Krafterzeugung betrachtet. Die beim Betriebe verschiedener Kraftmaschinen auftretenden jährlichen Brennstoffkosten ermitteln sich auf Grund der Anzahl der Betriebsstunden und der durchschnittlich abzugebenden Pferdestärken aus den Kosten des Brennstoffverbrauches für die Pferdekraftstunde bei dem vorliegenden Belastungsgrad¹⁾, sowie aus erfahrungsgemäß einzusetzenden Betriebszuschlägen, die dem zusätzlichen Brennstoffverbrauch vor Beginn und in den Pausen der Kraftabgabe (Anheizen, Abbrand, Abkühlung usw.) und weniger sorgfältigem Betrieb Rechnung tragen. Eine derartige Steigerung gegenüber den in den Angeboten angegebenen Versuchs- und Garantiewerten für den Brennstoffverbrauch, die bei besonders überwachtem Personal und unter Einhaltung günstigster Betriebsverhältnisse erreichbar sind, tritt bei den einzelnen Krafterzeugern im praktischen Betrieb in ungleichem Maße auf, so daß die Betriebszuschläge das Bild der Brennstoffkosten, das mit Garantiewerten entworfen ist, oft wesentlich verschieben.

Es soll von Anbeginn angestrebt werden, den Einfluß der Betriebspausen, des Anheizens u. dgl. bei Erhebungen über die Wirtschaftlichkeit mit einzubeziehen durch Versuche über eine 24stündige oder noch län-

¹⁾ Belastungsgrad = Verhältnis der abgegebenen Leistung zur normalen Maschinenleistung, d. h. zur Leistung günstigsten Brennstoffverbrauches.

gere Betriebsperiode, die auch den Stillstand von Anlageteilen und alle Zwischenphasen des Betriebes umfassen. So gewonnene Ergebnisse sind in der Regel erheblich verschieden von den Ergebnissen sogenannter Paradeversuche, die unter Voraussetzungen, wie sie im normalen Betrieb nicht vorliegen (Beharrungszustand, gleichmäßige Belastung, besonders sorgfältige Wartung usw.) durchgeführt werden. Ausgedehnte Betriebsversuche der benannten Art können im allgemeinen nur zur Ermittlung der tatsächlichen Betriebskosten bereits vorliegender Anlagen in Frage kommen. Für vergleichende Wirtschaftlichkeitsberechnungen, wie sie für Projekte von Neuanlagen anzustellen sind, müssen die spezifischen Dampf-, Wärme-, Brennstoff- oder sonstigen Kosten für die PS/h oder kWst herangezogen werden, die den Angeboten der Maschinenfabriken zugrunde liegen bzw. den Erfahrungen über ähnliche Anlagen entsprechen. Der durch die wirklichen Verhältnisse des praktischen Werkbetriebes bedingte Mehrverbrauch muß bei der Wirtschaftlichkeitsberechnung in jedem Einzelfalle auf Grund der vorliegenden Erfahrungen durch einen Betriebszuschlag berücksichtigt werden. Die Gesamtbrennstoffkosten verhalten sich demnach bei den verschiedenen Maschinenarten nicht genau wie die Kosten der Leistungseinheit beim vorliegenden Belastungsgrad; letztere, d. h. die spezifischen Brennstoffkosten für die Pferdekraft- oder Kilowattstunde, bilden jedoch immer den Ausgangspunkt jeder vergleichenden Wirtschaftlichkeitsberechnung.

Die spezifischen Brennstoffkosten sind abhängig erstens vom Wärmeverbrauch der Maschine, der ausgedrückt werden kann durch die Anzahl Wärmeeinheiten, die erforderlich sind, um die Leistungseinheit, z. B. eine Pferdekraftstunde, zu erzeugen, oder durch den thermischen Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der der Leistungseinheit theoretisch entsprechenden Wärmemenge (Wärmeäquivalent) zur tatsächlich erforderlichen. Da 632 Wärmeeinheiten das Wärmeäquivalent einer Pferdekraftstunde sind, ergibt sich der thermische Wirkungsgrad η_t in Prozent zu

$$\eta_t = \frac{632}{\text{aufgewendete Wärme für die PS/st}} \cdot 100$$

$$= \frac{632}{\text{Brennstoffgewicht pro PS/st} \times \text{Heizwert}} \cdot 100.$$

Dieser thermische Wirkungsgrad, der Maßstab der Brennstoffausnutzung oder des Wärmeverbrauches, ist bei den einzelnen Wärmekraftanlagen nicht nur bei günstigster Belastung (Normalleistung) sehr verschieden (z. B. bei Dampfanlagen je nach Vollkommenheit 4—25%, bei Sauggasmotoren 17—23%, bei Dieselmotoren 30—35%), sondern ist auch bei der gleichen Maschinenbauart mit der Größe der Maschine und vor allem mit dem Belastungsgrad veränderlich. Wie bereits erwähnt, ist gewöhnlich mit wachsender Maschinengröße eine Zunahme des ther-

mischen Wirkungsgrades, also eine Abnahme des spezifischen Wärmeverbrauches verbunden; ferner ändert sich der Brennstoffverbrauch bei Unter- und Überschreitung der günstigsten Belastung (meist eine Verbrauchssteigerung) und zwar ebenfalls bei den einzelnen Wärmekraftmaschinen in verschiedenem Maße (vgl. S. 140). Die Steigerung des Wärmeverbrauches für die Einheit der Leistung, die bei Unterlastung immer auftritt, erklärt sich zum Teil ohne weiteres daraus, daß der Verbrauch für den Leerlaufsbedarf der Maschine fast gleich bleibt und daß auch die Abkühlungsverluste nur wenig abnehmen. Zur Ermittlung des spezifischen Brennstoffverbrauches bei der durchschnittlich geforderten Leistung muß man sich daher zunächst über die Größenwahl der Maschine klar werden (vgl. S. 142), um den Belastungsgrad bestimmen zu können.

Außer nach dem spezifischen Wärmeverbrauch richtet sich die Höhe der Brennstoffkosten für Krafterzeugung nach dem Wärmepreis des Brennstoffes, d. h. nach den Kosten einer gewissen Anzahl der im Brennstoff enthaltenen Wärmeeinheiten, und zwar an der Verwendungsstelle; der Wärmepreis ermittelt sich durch Division mit dem Heizwert in den Preis des Brennstoffes, der aus dem Grundpreis (abhängig bei gleichem Heizwert u. a. von der Stückgröße bzw. Sortierung, sowie aus den Zuschlägen für Fracht, Anfuhr, Abladen, streng genommen auch für Lagerung und Rückstandentfernung) gebildet ist. Der Wärmepreis wird gewöhnlich auf 100000 im Brennstoff enthaltene Wärmeeinheiten (WE) bezogen; eine Kohle von 7000 WE Heizwert, die 21 Mk. pro 1000 kg an der Verwendungsstelle kostet, hat z. B. einen Wärmepreis von $\frac{21 \cdot 100000}{7000 \cdot 1000} = 0,30$ Mk; Dieselmotorentreiböl von 10000 WE Heizwert und einem 100-kg-Preis von 12 Mk. hat einen Wärmepreis von $\frac{12 \cdot 100000}{10000 \cdot 100} = 1,20$ Mk. (Der Vorteil der vorerwähnten höheren Brennstoffausnutzung gegenüber der Dampfanlage wird also durch den hohen Wärmepreis sehr vermindert.)

Die Brennstoffkosten der Krafteinheit berechnen sich gemäß diesen Ausführungen nach der Beziehung:

I. Spez. Wärmeverbrauch¹⁾ \times Wärmepreis = Brennstoffkosten- PS_e/st , oder

II. $\frac{632 \cdot \text{Brennstoffpreis}}{\text{Heizwert} \cdot \text{therm. Wirkungsgrad}} = \text{Brennstoffkosten } PS_e/st$.

Am einfachsten bestimmen sich die Brennstoffkosten, wenn, wie ge-

¹⁾ Der spezifische Wärmeverbrauch bzw. thermische Wirkungsgrad berücksichtigt bereits die Ausnutzungsmöglichkeit der sogenannten „minderwertigen“ Brennstoffe bei der Dampfanlage, die infolge feinen Korns u. dgl., großen Feuchtigkeits- oder Aschengehalt bei der unmittelbaren Verbrennung nur eine geringere Wärmeausnutzung zulassen.

wöhnlich der Fall, außer dem Brennstoffpreis der Verbrauch an Brennstoffgewicht für die Leistungseinheit bekannt ist; diese Verbrauchsziffern werden in den späteren Abschnitten zusammengestellt.

In der Zahlentafel 2, die vorläufig einen Überblick über durchschnittliche Verhältnisse geben soll, sind mittlere Heizwerte, Brennstoff- und Wärmepreise der wichtigsten für deutsche Verhältnisse allgemeiner verwendeten Brennstoffe zusammengestellt. Die Abb. 27—49 enthalten die Brennstoffkosten der Nutzpferdestärke ohne Betriebszuschläge, wie sie sich für gut betriebene Anlagen bei normaler Belastung stellen.

Zahlentafel 2. Mittlere Heizwerte und Wärmepreise der gebräuchlichsten Brennstoffe (1927).

Brennstoff	Heizwert WE	Preis von	Brennstoffpreis für
		100000 WE des Brennstoffheiz- wertes Pf.	100 kg an der Verwendungsstelle Mk.
Steinkohle (hochwertig)	7000—8000	24— 40	1,80— 3,00
Steinkohle (Fein- u. Kleinkohle)	3000—6000	15— 25	0,60— 1,50
Braunkohlenbriketts	4400—4800	24— 40	1,20— 1,80
Rohbraunkohle (mitteldeutsche)	2000—2400	15— 20	0,30— 0,40
Rohbraunkohle (rheinische)	1700—2100	15— 30	0,30— 0,50
Anthrazit	8000	30— 45	2,50— 3,50
Koks	6500—7000	45— 55	3,00— 4,00
Maschinentorf	2700—3500	15— 25	0,40— 0,70
Gasöl und Teeröl	10000	130—160	13,00—18,00
Schwerbenzin	10300	400—450	40,00—45,00
Motorenbenzol	9300	480—600	45,00—55,00
Leuchtgas	5000	240	0,10— 0,15 Mk./cbm

Die Brennstoffpreise sind jedoch in den letzten Jahren in einer zur Zeit noch anhaltenden starken Bewegung begriffen: bei der immer mehr sich schließenden Syndizierung der Brennstoffgewinnung und der Veredlung geringwertiger Kohlen werden unter Umständen Verschiebungen der Wärmepreise und damit der Wettbewerbsbedingungen der einzelnen Kraftmaschinen eintreten. Die kennzeichnenden Brennstoffverbrauchs-ziffern der Maschinen werden später eingehend behandelt; über die Brennstoff- und Wärmepreise sind für jede Wirtschaftlichkeitsrechnung genaue Preiserhebungen für die voraussichtliche Jahresabschlußmenge anzustellen. In Gegenden, in denen verschiedene Brennstoffe, z. B. Steinkohle und Braunkohle (erdig und brikettiert) in Wettbewerb treten können, sind die Preise meist so gestellt, daß sich die gleichen nutzbaren Wärmekosten (vgl. Fußnote S. 18) ergeben. Soweit für eine bestimmte Anlage Freiheit in der Wahl des Brennstoffes besteht, muß sie außer nach dem Wärmepreis, der die Ausnutzungsmöglichkeit in früher erwähntem Sinne berücksichtigt, erfolgen auch unter Hinsicht auf die Verheizungs- oder Verbrennungseigenschaften, z. B. bei Kohle auf Schlackenbildung, Angriff der Roste und der Feue-

rungseinmauerung, Möglichkeit selbsttätiger Verfeuerung, Lagerung, Anfuhr, Rückstandbeseitigung, Flugasche- und Rauchentwicklung u. dgl. Im Wärmepreis ist ferner zu berücksichtigen, daß sich ein Brennstoff bei Schiffsverfrachtung sowie bei größeren Abschlüssen oft erheblich billiger stellt (ein weiterer Vorteil für Großbetriebe). Beträchtlich ist z. B. die Frachtermäßigung bei flüssigen Brennstoffen beim Bezug von Tankwagen (mindestens 5000 kg). Geringwertige Brennstoffe, wie z. B. Rohbraunkohle, von denen große Gewichtsmengen anzufahren und zu lagern sind, können gewöhnlich nur in Betrieben mit Anschlußgleis vorteilhaft verheizt werden und erfordern oft besondere Aufwendungen für Flugaschen- und Schlackenbeseitigung. Die Abfallprodukte der Steinkohlenwäscherei usw., die meist hohen Aschengehalt haben, können mittels geeigneter Feuerungen (künstlicher Zug, feinstufige Wurff Feuerungen, Staubfeuerungen) meist nur in Nähe der Gewinnungsstelle wirtschaftlich verheizt werden¹⁾. Die Preisstellung und der Ankauf der Kohlen genau nach Heizwert, für den regelmäßige Heizwertbestimmungen der bezogenen Kohlen erforderlich sind, hat sich bis jetzt infolge des Widerstandes der Zechen nicht allgemein durchführen lassen.

Bei dem gegenwärtigen Stand der Feuerungstechnik kann im Dampfbetrieb so ziemlich jedes Brennmaterial²⁾ wirtschaftlich verfeuert werden; es handelt sich nur darum, für den Brennstoff jeweils die geeignete Feuerung zu verwenden. Eine Universalfeuerung, welche alle Brennstoffe in gleich wirtschaftlicher Weise zu verfeuern ermöglicht, gibt es nicht; im Gegenteil, je mehr eine Anlage für die wirtschaftliche Verfeuerung eines bestimmten Brennmaterials eingerichtet ist, desto weniger wirtschaftlich wird sie in der Regel arbeiten, wenn sie mit einem anderen Brennstoff beschickt wird. Nichtsdestoweniger lassen sich in vielen Fällen, wenn die Notwendigkeit vorliegt, von einem Brennmaterial, für welches die Feuerung besonders geeignet ist, auf ein anderes Brennmaterial überzugehen, mit verhältnismäßig einfachen Mitteln Abänderungen treffen. Oft genügt eine Vergrößerung oder Verkleinerung der Rostfläche, eine Erhöhung oder Verringerung des Zuges bzw. Druckluft-(Unterwind-)betrieb oder eine andere Art des Auflegens der Kohle od. dgl. Unter diesen Umständen kann wohl der Dampfanlage der Vorteil zugesprochen werden, von der Art des Brennstoffes weniger abhängig zu sein, als andere Wärme- bzw. Kraftanlagen, welche nur mit ganz bestimmten Brennstoffen von eng umgrenzten Eigenschaften arbeiten

¹⁾ Steinkohlenstaub wird bei Entfernungen von mehr als 50 km ab Grube besser am Verwendungsort vermahlen; Braunkohlenstaub besitzt etwa den gleichen wirtschaftlichen Aktionsradius wie Braunkohlenbriketts.

²⁾ Feste Brennstoffe (Kohle, Koks, Kohlenstaub; Abfallprodukte: Holzspäne, Lohe, Müll, Stroh, Koksasche, Lokomotivlöschel usw.); flüssige Brennstoffe (Teer, Öl); gasförmige (Gichtgase, Ofenabgase usw.).

können. So sind die Sauggasanlagen mit eigenem Gaserzeuger, wie sie für Fabriken in Betracht kommen, auf Anthrazit, Koks, Braunkohle, Torf und bestimmte Steinkohlensorten beschränkt; die Dieselmotoren verarbeiten Erdöl (Rohöl) und seine schwereren Destillate, ferner Destillationserzeugnisse der Braunkohle und der Steinkohle, die übrigen Verbrennungsmotoren die Gase bzw. flüssigen Brennstoffe, nach denen sie benannt sind: Leuchtgas, Benzol, Benzin, Ergin, Petroleum, Naphthalin (fest) und ähnliche. Bei kleineren Verbrennungsmotoren ist der Übergang von einem Brennstoff auf den anderen gewöhnlich ohne größere Abänderungen möglich, worüber später (S. 113) berichtet wird.

Wo es sich, wie bisher ausschließlich besprochen, überwiegend um Festsetzung der Brennstoffkosten für die Krafterzeugung handelt, sind dieselben nach den Gleichungen I oder II S. 18 aus den später behandelten Einzelwerten abzuleiten und nebst den ebenfalls noch anzugebenden Betriebszuschlägen für die jährliche Betriebszeit und die vorliegende Belastung bzw. den Belastungsgrad in die Betriebskostenrechnung einzusetzen.

In ähnlicher Weise können die Brennstoffkosten für Heizzwecke, wenn nicht (wie gewöhnlich) Erfahrungszahlen über deren Größe vorliegen, aus dem Gesamtwärmebedarf sowie dem thermischen Wirkungsgrad der Heizanlagen errechnet werden, wobei die Wärmepreise wieder entsprechend einzusetzen und Zuschläge für Verluste bei Zuleitung und Verteilung der Wärme nicht zu versäumen sind.

In allen Fabrikbetrieben verteilen sich die Brennstoffkosten auf

a) die Krafterzeugung in Wärmekraftmaschinen (für Arbeitsmaschinen, Fördereinrichtungen, Licht, Kälte, Fortleitung und Verteilung der Kraft);

b) die Raumheizung einschließlich Lüftung, Entnebelung und Befeuchtung;

c) den Wärmebedarf der Fabrikation an Schmelz-, Glüh-, Brenn-, Koch-, Heiz- und Trockenwärme, der durch unmittelbare Feuerung, ferner durch Dampf, Warm-, Heißluft oder einen anderen Wärmeträger befriedigt werden kann;

d) die Zuschläge für Anheiz-, Abbrand- und Stillstandsverluste, unsachgemäßen Betrieb der Feuerungen und Maschinen, starke Unter- oder Überlastung und ähnliches.

In fast allen Fällen, wo ein größerer Wärmebedarf für beliebige Heizzwecke vorhanden ist, kann der Gesamtbrennstoffbedarf für Kraft und Heizung wesentlich durch sinngemäße Verbindung von Kraft- und Wärmeversorgung vermindert werden; es läßt sich dies erreichen, indem entweder Abwärme, d. h. nutzlos abziehende Wärme der Fabrikation zur Krafterzeugung herangezogen wird (z. B. die Abgase der Platinen- und Glühöfen zur Dampferzeugung für die Antriebsmaschi-

nen von Walzwerken, Koksöfengase zum Antrieb von Motoren, die Abgase der Glas-, keramischen, Zement- und sonstigen Öfen mit hohen Brenntemperaturen zur Dampferzeugung für Kraft, Heizung und Trocknung). Häufiger läßt sich umgekehrt Abwärme der Krafterzeugung, d. h. Wärme, die bei der Arbeitsleistung nutzlos abfällt, zu Heizzwecken in der Fabrikation heranziehen. Hierher gehört u. a. das Gebiet der Abdampfverwertung mit ihren mannigfaltigen Anwendungsmöglichkeiten, die

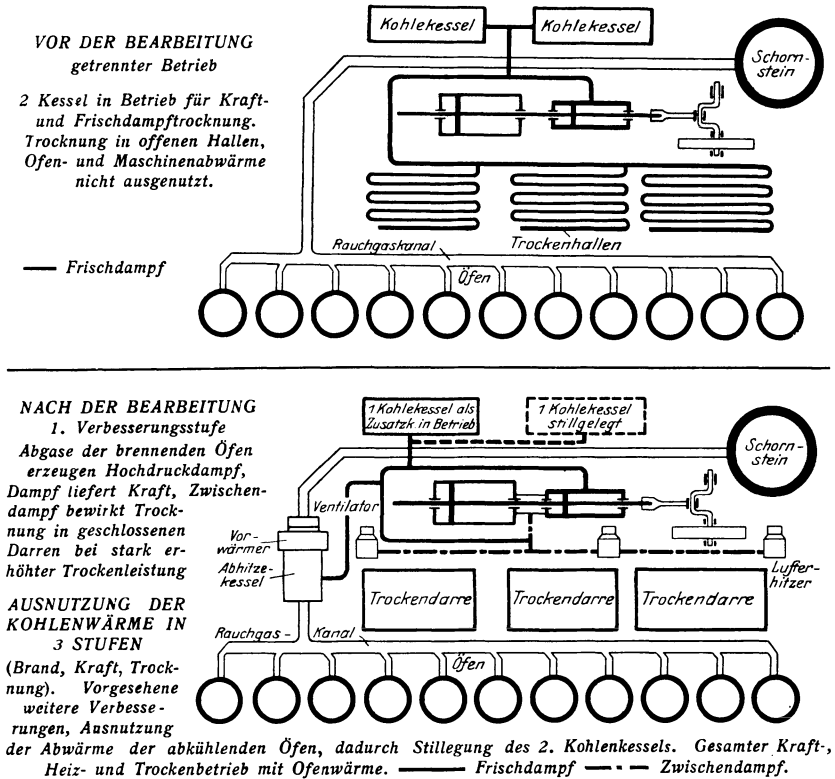


Abb. 6. Kupplung von Kraft- und Abhitzebetrieb.

fast überall, wo Dampf zu Heizzwecken in größerem Maße gebraucht wird, sich als wirtschaftlich erweist, der Abgas- und Kühlwasserverwertung von Verbrennungskraftmaschinen und ähnliches (vgl. Abschnitt 3). Die Abb. 6 zeigt beispielsweise die Ausnutzung der Abhitze in einem keramischen Werk, in dem die Ofenabhitze zunächst zur Hochdruckdampferzeugung für Kraft- und Trockenzwecke dient, und der Abdampf der Betriebsmaschine nach der Arbeitsleistung ebenfalls zu Heiz- und Trockenzwecken herangezogen wird. Der Brennstoff wird also in drei

facher Stufe zunächst zum Brand des keramischen Gutes, dann zur Krafterzeugung und schließlich zur Heizung und Trocknung hintereinander ausgenutzt, an Stelle des getrennten Kohlenaufwandes für die drei verschiedenen Verwendungszwecke ¹⁾).

Die Möglichkeit einer derartigen Verwendung von Kraftabwärme zur Heizung oder von Heizungsabwärme zur Krafterzeugung verschiebt das Bild über die Brennstoffkosten der Kraftereinheit oder Heizungskosten wesentlich, da der Geldwert der nutzbar verwendeten Abwärme von den Kraftkosten bzw. Heizungskosten in Abzug zu bringen ist. Wenn sich auch in vielen Fällen zu diesem Zweck die spezifischen Brennstoffkosten der Kraftereinheit erhöhen, weil Maschinen mit größerem Brennstoffverbrauch für die Leistungseinheit gewählt werden müssen, um Abwärmemengen in verwendbarer Form zu erzielen, bleiben die Gesamtkosten des Brennstoffes für Kraft und Heizung aus dem angedeuteten Grunde niedriger, als bei Heizung durch unmittelbaren Brennstoffaufwand und getrennter Krafterzeugung in Maschinen mit geringstmöglichem Brennstoffverbrauch. Bei Betrieben mit gleichzeitigem Bedarf an Kraft und Heizwärme ist daher nicht die Anlage mit geringstem Brennstoffverbrauch für die Krafterzeugung anzustreben, sondern die Anlage mit den geringsten Gesamtbrennstoffkosten für Kraft und Heizung. (Eingehende Erörterung dieser Frage folgt im Abschnitt Abwärmeverwertung und im II. Teil dieses Werkes.)

Die Grundlagen für die Wahl der in diesem Falle jeweils geeigneten Betriebsmaschinen werden im 2. Abschnitt behandelt. Für die Abwärmeverwertung der Krafterzeugung kommen, namentlich bei großem Heizbedarf, vor allem Dampfkraftanlagen mit ihren (infolge des geringen thermischen Wirkungsgrades) verhältnismäßig reichlichen, leicht regelbaren und in allen praktisch erforderlichen Formen verfügbaren Abwärmemengen (Dampf von hoher und niederer Spannung, heiße Gase, Heiß- und Warmwasser) in Betracht. Für Betriebe mit geringem Heizbedarf genügt häufig auch die in Form von Heiß- und Warmwasser und heißen Gasen abströmende, der Menge nach weit geringere Abwärme der Verbrennungskraftmaschinen.

Das Verhältnis, in dem sich der jährliche Brennstoffverbrauch auf die Krafterzeugung und auf die Heizvorgänge verteilt, ist beinahe in jedem Fabrikationszweig und je nach Art von Gebäudeanordnung und Einrichtungen oft in gleichartigen Betrieben sehr verschieden. In der keramischen und Glasindustrie, in großen Färbereien u. dgl. überwiegt z. B. bei weitem der Brennstoffaufwand für die Fabrikation, so daß die Wahl der sparsamsten Betriebskraft oft eine untergeordnete Rolle gegenüber

¹⁾ Beispiel aus Reutlinger, „Kuppelung von Kraft- und Heizbetrieb“, Gesundheitsingenieur 1925, Heft 40.

einer möglichst wirtschaftlichen Wärmeausnutzung in der Fabrikation spielt (meist läßt sich beides vereinen). In Mühlenbetrieben, Maschinenfabriken, reinen Spinnereien, elektrischen Zentralen u. dgl. ist nur der Wärmebedarf für die Krafterzeugung ausschlaggebend, während in Betrieben für Massenfabrikation (kleiner Kraftbedarf, große zu heizende Räume), in der Textil-, Brau-, Papier-, Zucker-, Leder-, Schokolade-, Gummi-, Kali- und chemischen Industrie, in Braunkohlenbrikettwerken u. a. mehr der Wärmebedarf für Kraft- und Heizzwecke von ähnlicher Größe sein kann.

Neben den Brennstoffkosten haben die übrigen fortlaufenden Ausgaben für Schmier- und Putzmaterial, Bedienung und Reparaturen bei größeren Betrieben keine ausschlaggebende Bedeutung, bei kleineren Betrieben unterscheiden sie sich der Größe nach bei den verschiedenen Maschinenarten nicht allzusehr. Die Ausgaben für Schmiermaterial können durch Reinigung und Wiederverwendung des gebrauchten Öles als Zusatz zu anderen Zwecken niedrig gehalten werden. Die Kosten der Wasserbeschaffung und Wasserreinigung (Kühlwasser und Kesselspeisewasser) sind dagegen oft, z. B. bei Dampfturbinen, beträchtlich, so daß zur Verminderung der Ausgaben häufig besondere Anlagen (z. B. Rückkühlung zur Wiederverwertung des Kühlwassers) gerechtfertigt sind. Bei größeren Dampfanlagen können die laufenden Bedienungskosten der Kessel ebenfalls durch einmalige Ausgaben für selbsttätige Brennstoffförderung und Verfeuerung verringert werden.

Entscheidend für die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage, die Wahl des Maschinensystems sowie die Vollkommenheit der Ausgestaltung des gewählten Systems ist das Verhältnis der fortlaufenden Kosten zu den Kapitalkosten. Da bei größeren Anlagen die Ausgaben für Bedienung, Schmierung usw. gegenüber den Brennstoffkosten weniger ins Gewicht fallen, so entscheidet über die Maschinenwahl und deren Ausgestaltung meist das Verhältnis der Kapitalkosten zu den Brennstoffkosten.

Dies sei zunächst an den Betriebskosten der Krafterzeugung beleuchtet, also an den durchschnittlichen Gesteungskosten der nutzbar abgegebenen Leistungseinheit, und zwar am Beispiel der Dampfanlage.

Hat man sich für eine bestimmte Größe der Maschine entschieden, so können die Brennstoffkosten der Krafteinheit noch in sehr weiten Grenzen beeinflußt werden. Jede Verminderung des Brennstoffverbrauches durch verbessernde Einrichtungen muß durch höheren Kapitalaufwand gegenüber der billigsten Anlage mit hohem Brennstoffbedarf erkauft werden. Ein und dieselbe Verbesserung, also gleicher Kapitalaufwand und gleiche prozentuelle Verminderung der Brennstoffkosten für die Leistungseinheit, ergibt in den Jahresbrennstoffkosten der Kraft einen um so größeren Ersparnisbetrag, je teurer der Brennstoff und je größer die

Dauer sowie die durchschnittliche Höhe des Kraftverbrauches oder mit anderen Worten, je größer die Leistung und, bei gleicher Größe, die Ausnutzung der Maschinenanlage ist.

In Gegenden, die weit vom Gewinnungsort von Brennstoffen entfernt sind (z. B. Süddeutschland, Schweiz, Italien), deren Brennstoffpreise also infolge der großen Frachtzuschläge hoch sind, ist daher meist die Aufstellung teurer, aber sparsam arbeitender Anlagen vorzuziehen, da die verminderten Brennstoffkosten den Einfluß der etwas gesteigerten Kapitalkosten für die Leistungseinheit meist überwiegen. Insbesondere zählen sich in Fabriken mit Tag- und Nachtbetrieb, bei denen die fortlaufenden Brennstoffkosten erheblich gegenüber den festen Kosten sind, Mehranlagekosten zur Erzielung von Brennstoffersparnissen meist schnell durch die verminderten Brennstoffkosten ab, und zwar um so rascher, je größer der Kraftbedarf der Anlage ist.

In Großbetrieben darf daher, namentlich bei hohen Wärmepreisen, im allgemeinen nicht mit Anlagekapital auf Kosten des Brennstoffverbrauches gespart werden; ohnehin verringern sich mit zunehmender Maschinengröße die Anlagekosten für die Leistungseinheit oft erheblich, so daß die großen Maschineneinheiten geringere Kapitalkosten für die Leistungseinheit zu tragen haben, also aus zweifachem Grunde hier gegenüber Kleinbetrieben vollkommener Anlagen erstellt werden können. Umgekehrt genügen in Kohlen Gegenden, bei kurzen Betriebszeiten und bei geringem Kraftbedarf, wo also der Jahresbetrag der Kapitalkosten überwiegt, vielfach billige Anlagen den gleichen Anforderungen in bezug auf Wirtschaftlichkeit. Namentlich kommen billige Anlagen in Frage für Reservemaschinen oder Maschinen zur Deckung von Belastungsspitzen mit ganz kurzer Betriebszeit, deren laufende Kosten gegenüber den Kapitalkosten nicht ins Gewicht fallen, bei denen also hohe Brennstoffkosten für die Leistungseinheit zugelassen werden können; der teure Dieselmotor ist daher z. B. als Reservemaschine vielfach nicht die wirtschaftliche Anlage (wenn nicht die Vorteile anderer betriebstechnischer Eigenschaften, z. B. Sauberkeit und jederzeitige Betriebsbereitschaft, im Einzelfalle den Ausschlag geben, beispielsweise als Spitzenmaschine für Elektrizitätswerke), während z. B. die mit Auspuff arbeitende Dampfmaschine oder sogar die Kleindampfturbine (trotz ihres sehr hohen Brennstoffverbrauches) ihrer Billigkeit halber hierfür in Frage kommen können. Ist die Möglichkeit von Strombezug gegeben, so erscheint vor allem der Elektromotor als Maschine mit den kleinsten Kapitalkosten, wenn auch hohen laufenden Kosten, für kleine und mittlere Leistungen in erster Linie als Reserve- und Spitzenmaschine geeignet.

Wesentlich für die Beurteilung des wirtschaftlichen Anlagekapitals gegenüber den Brennstoffkosten ist außer dem Brennstoffpreis, der durchschnittlichen Höhe des Kraftbedarfes sowie der Betriebsdauer noch

der überwiegende Belastungsgrad der zu wählenden Maschine. Die bei normaler Belastung einer vollkommenen Maschinenanlage gegenüber einer billigeren erzielbare jährliche Ersparnis ist bei Unterbelastung derselben nicht nur kleiner, weil der Gesamtbetrag der Brennstoffkosten in beiden Fällen, und auch deren Differenz, sinkt, sondern verschiebt sich auch dadurch, daß den einzelnen Wärmekraftmaschinen bei Unterlastung verschiedenen starke Steigerungen des spezifischen Brennstoffverbrauches eigentümlich sind. Weniger groß, in bezug auf Brennstoffkosten, ist der Einfluß der Überlastung, die indes für die Bemessung der Maschinengröße und damit des Anlagekapitals, und oft auch für die Wahl des Maschinensystems von hoher Bedeutung ist. Bevor auf den Einfluß des Belastungsgrades auf Kapital- und Brennstoffkosten weiter eingegangen wird, soll die im engen Zusammenhang damit stehende Wahl der zweckmäßigen Maschinengröße kurz besprochen werden.

Die Bemessung der Kraftmaschine muß nach dem größten, wenn auch nur vorübergehend auftretenden Kraftbedarf des Betriebes erfolgen. Bei Beurteilung der Leistungsfähigkeit einer Maschine ist zu unterscheiden zwischen der sogenannten „Normalleistung“ (Nennleistung), der dauernden Höchstleistung und schließlich der vorübergehend zulässigen Höchstleistung. Als Normalleistung wird der Belastungsgrad bezeichnet, bei dem die Maschine in bezug auf Brennstoffverbrauch am günstigsten arbeitet. Als dauernde Höchstleistung gilt die Belastung, die, bei meist etwas gesteigertem spezifischen Brennstoffverbrauch, beliebig lange ohne Anstand, d. h. ohne unzulässige Erwärmung der Triebwerksteile u. dgl., erfolgen kann, während bei der vorübergehend zulässigen Höchstleistung längerer Betrieb zu Stößen, Auslaufen der Lager usw., allenfalls auch zu einer Gefährdung der Konstruktion führt. Die zulässige Dauer der vorübergehenden Höchstleistung ist in den vom Erbauer gegebenen Leistungszusicherungen vorzusehen.

Wie groß der in einem Fabrikbetrieb zu erwartende Höchstkraftbedarf im Verhältnis zur durchschnittlich geforderten Leistung sein wird, muß aus dem Kraftbedarf der einzelnen Arbeitsmaschinen bei allenfalls gleichzeitiger Inbetriebnahme und nach ihrer durchschnittlichen Inbetriebnahme bestimmt werden, am besten, bei auszubauenden Betrieben, durch sogenannte „Gruppenindizierung“, d. h. Feststellung des Kraftbedarfes und der Belastungsgrenzen der einzelnen Gruppen von Arbeitsmaschinen. In einer Spinnerei z. B. wird sich für die vorgesehene Spindelzahl und die Schlichtmaschinen die während des Arbeitstages erforderliche Leistung leicht bestimmen lassen, ebenso die Höchstleistung, die einerseits durch den Betrieb elektrischer Beleuchtung, andererseits durch den vermehrten Spindelwiderstand beim Anlaufen (besonders Montags) erforderlich wird.

Nicht überall hat man es nur mit zwei derartig gekennzeichneten

Belastungsstufen zu tun. Im Brauereibetrieb z. B. lagert sich über die um einen Mittelwert schwankende Durchschnittsbelastung für die Bierzeugung, die aus dem mehr oder weniger gleichzeitigen Zusammenarbeiten von Pumpen, Aufzügen, Schrotmaschine, Abfüllung, Mälzerei usw. entsteht, noch ein nach den Jahreszeiten sehr verschiedener Kraftbedarf für Kälteerzeugung, der aus der Anzahl und Leistung der jeweils zu betreibenden Kältemaschinen zu bestimmen ist. Den großen Unterschieden des dadurch bedingten jeweiligen Kraftbedarfes (in einer mittelgroßen Brauerei z. B. 120 PS im Winter, 180 PS im Übergang und 250 PS im Sommer) muß oft durch Unterteilung der Krafterzeugung in zwei Maschinen entsprochen werden, um allzu starke Unterlastung im Winter oder Überlastung im Sommer zu vermeiden. Am schwersten ist die zweckmäßige Maschinengröße da zu bestimmen, wo häufiges Anlassen schwerer Arbeitsmaschinen (Gummifabrik [Walzwerke], Ziegelei [Kollergänge]) in unregelmäßigen Zeitabständen erfolgt; in diesen Fällen muß stets eine reichlich bemessene Maschine gewählt werden, selbst auf Kosten fast dauernder Unterlastung (hoher Brennstoffverbrauch), um den Anforderungen des Betriebes mit Sicherheit zu genügen, wenn man nicht vorzieht, kleinere „Spitzendeckungsmaschinen“ (hoher Kapitalkaufwand) anzuordnen, die indes auch den Wert einer teilweisen Reserve besitzen.

Bei neuen Unternehmungen ist es für die Entscheidung über die geeignete Maschinenbauart und deren Größe ferner wesentlich, ob der Kraftbedarf für absehbare Zeit feststeht oder ob mit einem Anwachsen des Fabrikbetriebes zu rechnen ist. In letzterem Falle muß von vornherein auf die Aufstellung weiterer Arbeitsmaschinen durch größere Maschinenbemessung, als dem augenblicklichen Bedarf entspricht, Rücksicht genommen werden, so daß die volle Maschinenleistung erst nach dem weiteren Ausbau ausgenutzt werden kann; bis zu diesem Zeitpunkt müssen höhere Kapital- und Brennstoffkosten der Leistungseinheit in Kauf genommen werden, um durch die vorgesehene Kraftreserve später vollständigen Ersatz der Maschine oder Neuaufstellung weiterer Krafterzeuger und damit neue Kapitalkosten vermeiden zu können. Oft läßt sich diese Frage von vornherein günstig lösen, z. B. durch Aufstellung der ersten Hälfte einer normal belasteten Zwillingmaschine, oder bei einer Dampfmaschine durch allmähliche Anfügung neuer Zylinder und einer Kondensation, schließlich durch Anwendung von Maschinen, die gegen Unterlastung weniger empfindlich sind (z. B. Dampfturbine, Gleichstromdampfmaschine).

Aber auch in Fällen neuer Unternehmungen, bei denen der Kraftbedarf für absehbare Zeit festzustehen scheint, empfiehlt es sich, die Anlage nicht gar zu stark den gerade vorliegenden Verhältnissen anzupassen. Erfahrungsgemäß lassen sich bei einem neuen Unternehmen die

zukünftigen Verhältnisse nicht nach allen Richtungen hin überblicken. Die Erschließung neuer Absatzgebiete, die Einführung neuer Verfahren, Abänderungen in den Fabrikaten und viele andere Umstände können Veränderungen im Kraftverbrauch hervorrufen, die nicht vorauszusehen sind. Schon oft hat sich als schwerer Fehler erwiesen, daß eine Anlage als ein fertiges Ganzes projektiert wurde und alle Möglichkeiten von Erweiterungen, Veränderungen, Vergrößerungen u. dgl. außer Acht gelassen worden sind. Zwar macht die auf die besonderen, eben herrschenden Verhältnisse genau zugeschnittene Anlage einen ausgezeichneten Eindruck, und es ist infolgedessen das Bestreben des projektierenden Ingenieurs, der Anlage die größte Vollkommenheit zu geben. (So wird beispielsweise eine Einzylinderdampfmaschine, welche so gebaut ist, daß ihr in einem späteren Zeitpunkt ein zweiter Zylinder zwecks Ausbau zur Zwillings- oder Verbundmaschine angebaut werden kann, gerne vermieden, weil sie als offenkundige Hälfte unvollkommen und unschön wirkt.) Nichtsdestoweniger hat es sich in den meisten Fällen als ein großer Vorteil erwiesen, wenn eine zunächst weniger schöne, aber auf Erweiterung hinzielende Lösung vom projektierenden Ingenieur vorgeschlagen und durchgeführt wurde, obwohl im damaligen Zeitpunkt des Entwurfes von einer Vergrößerungsmöglichkeit nicht die Rede war. Es wird übrigens der praktisch richtig denkende Techniker eben in der Unvollkommenheit und Halbheit dèrartiger auf „Zuwachs“ vorgerichteten Anlagen, z. B. einer Einzylindermaschine, die für den zweiten Zylinder vorbereitet ist, eine großzügige Voraussicht erblicken, der vom oberflächlichen Beobachter als Schönheitsfehler empfundene Zustand, die offengehaltene Möglichkeit verschiedenartiger zukünftiger Entwicklung, wird ihm als eine besondere Schönheit des Gesamtentwurfs erscheinen.

Nachdem unter Berücksichtigung aller dieser Gesichtspunkte der Kraftbedarf für die Anlage bestimmt worden ist, kann die Wahl der geeigneten Maschinenbauart zunächst nach dem Verhältnis der Kapitalkosten zu den Brennstoffkosten erfolgen. Der Unterschied der Kapitalkosten der verschiedenen Bauarten gleicher Größe wird hierbei dadurch etwas verschoben, daß mit Rücksicht auf die ungleiche Überlastbarkeit der einzelnen Maschinen (Überlastbarkeit der Sauggasanlage z. B. 0, der Dampfanlage 35 bis 45%) durch Wahl verschieden großer Normalleistungen den Belastungsgrenzen Rechnung getragen werden muß (vgl. S. 142). Ebenso verschieben sich infolge dieser Rücksichtnahme die Unterschiede in den Brennstoffkosten, die für Normallast gelten, durch die verschieden große Steigerung des Brennstoffverbrauches bei der Unterlastung, wie sie aus den eben erwähnten Gründen für eine Maschine mit geringer Überlastbarkeit gegenüber der elastischeren Maschine zugelassen werden muß. Die Änderung des Brennstoffverbrauches mit dem Belastungsgrad, deren Kenntnis zur Aufstellung der Brennstoff-

kosten notwendig ist, wird auf S. 140 für die einzelnen Maschinenarten behandelt.

Die Notwendigkeit der Aufstellung einer größeren Maschine wegen geringer Überlastbarkeit des Maschinensystems hat also eine Steigerung der Kapitalkosten und der Brennstoffkosten zur Folge, da die Maschine mit größerer Kraftreserve infolge der kleineren Abmessungen billiger ist und mit günstigerem Belastungsgrad arbeiten kann. Über die in den einzelnen Maschinensystemen enthaltenen Kraftreserven wird auf S. 142 berichtet.

Nach dieser Abschweifung über die Wahl der zweckmäßigen Maschinengröße kann auf den Einfluß zurückgekommen werden, den der Belastungsgrad und die Betriebsdauer auf die Wirtschaftlichkeit von Verbesserungen haben, die eine Verminderung der Brennstoffkosten bezwecken. Bei unterlastet arbeitenden Maschinen kann leicht der Fall eintreten, daß das für die vollkommenere Anlage erforderliche Mehrkapital zwar bei dauernder Normalbelastung der Maschine durch die Verminderung der Brennstoffkosten gerechtfertigt, daß bei durchschnittlich geringerer Belastung der Mehrbetrag jedoch durch die Ersparnis nicht mehr getilgt und verzinst wird.

In ähnlicher Weise wirkt auch eine Verminderung der Benutzungsdauer ungünstig auf die Wirtschaftlichkeit einer Betriebsverbesserung, da die fast ohne Rücksicht auf Betriebszeit gleichbleibenden festen Kapitalkosten geringeren Ersparnisbeträgen im Brennstoffkonto gegenüberstehen als bei möglichst voller Arbeitszeit.

Beispiel: Eine teure Maschinenanlage mit geringem Brennstoffbedarf würde z. B. gegenüber einer um 9000 Mk. billigeren Anlage, die bei 11 stündigem Betrieb jährlich 1900 Mk. mehr Kohle verbraucht, bei dem Mehraufwand an Kapitalkosten von 1350 Mk. (10% Abschreibung, 5% Verzinsung) nicht mehr vorzuziehen sein, sobald die Arbeitszeit auf 8 Stunden vermindert wird, da die Brennstoffersparnis in diesem Falle nur noch $1900 \cdot \frac{8}{11} = 1380$ Mk. beträgt.

Die höchstmögliche Betriebsstundenzahl für Fabriken mit Tag- und Nachtbetrieb beträgt 8760. Der Ausnutzungsgrad einer Kraftmaschine läßt sich also durch den Quotienten

$$\frac{\text{durchschnittliche Belastung} \times \text{jährliche Betriebszeit}}{\text{Normallast} \times 8760}$$

darstellen (= 1 bei Dauerbetrieb mit Normallast). Die Ersparnisse, die durch eine bestimmte Betriebsverbesserung erzielt werden, sind unmittelbar proportional dem Ausnutzungsgrad¹⁾ bei gleichbleibendem Wärmepreis des Brennstoffes.

¹⁾ Abgesehen von dem bereits erwähnten Einflusse des Belastungsgrades, der bei Unterbelastung die Ersparnisse stärker vermindert, als nur der Belastungsabnahme entspricht.

Bei einem bestimmten Wärmepreis rechtfertigen sich demnach um so höhere Kapitalkosten zur Erzielung der gleichen Verminderung des

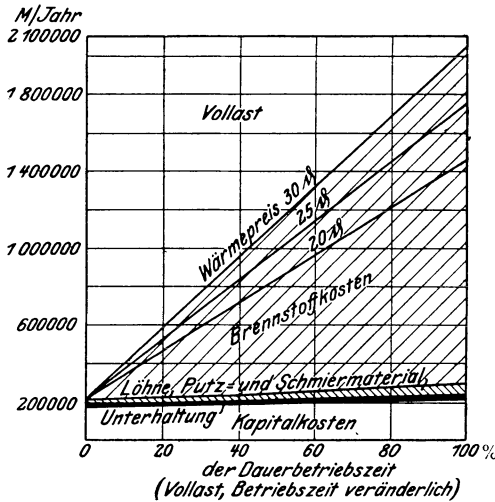


Abb. 7. Betriebskosten einer 10 000 kW-Dampfzentrale.

Abhängigkeit vom Ausnutzungsgrad aufgezeichnet. In der Abb. 7, in der veränderliche Betriebszeit bei ständiger Vollast den Ausnutzungsgrad

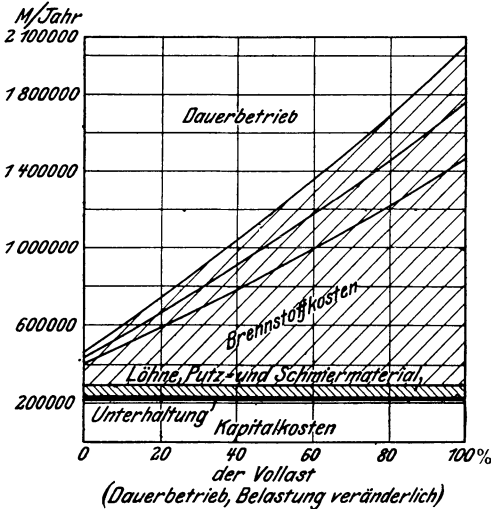


Abb. 8. Betriebskosten einer 10 000 kW-Dampfzentrale.

trägt, schnell durch die Ersparnisse bezahlt machen würde. Die Ab-

1) Die Betriebszuschläge sind vernachlässigt, sie fallen, auf die Leistungseinheit bezogen, mit steigender Betriebszeit.

Brennstoffverbrauches für die Leistungseinheit, je größer der Ausnutzungsgrad der Anlage ist; das höchste Anlagekapital zur Erzielung guter Brennstoffausnutzung kann also bei hohen Brennstoffpreisen, Tag- und Nachtbetrieb sowie Maschinenvollbelastung aufgewandt werden.

Als Beispiel für das Verhältnis der Gesamtbrennstoffkosten¹⁾ zu den übrigen Betriebskosten sind in den Abb. 7 und 8 die einzelnen Posten für eine große Dampfturbinenzentrale in

der Anlage bedingt, steigen die für drei Wärmepreise eingezeichneten Brennstoffkosten mit wachsender Betriebszeit schnell an, während die Kapitalkosten (stärkere Abschreibung) und die übrigen Kosten ganz wenig steigen. Bei der im Beispiel veranschaulichten großen Maschinenleistung (etwa 10 000 kW) überwiegen die Brennstoffkosten schon bei kleiner Belastung die Kapitalkosten, so daß sich jede Kapitalmehranlage, die zur Verminderung der Brennstoffkosten beiträgt,

bildung zeigt auch deutlich, daß der höhere Wärmepreis sich in den Gesamtbetriebskosten um so fühlbarer macht, je länger die Betriebszeit und je höher die Ausnutzung der Anlage ist. Die Abb. 8 stellt die Betriebskosten der gleichen Anlage dar bei gleichbleibender Betriebszeit, aber bei veränderlicher Belastung. Die Brennstoffkosten fallen hier mit sinkender Belastung etwas langsamer, als der Belastungsabnahme entspricht, infolge des bei der Dampfturbine allerdings nur geringen Einflusses der Unterlastung. Auch hier zeigt sich das Zurücktreten der Kapitalkosten gegenüber den Brennstoffkosten mit steigendem Ausnutzungsgrad der Anlage. Bei Anlagen verschiedener Größe haben die Kapitalkosten gegenüber den Gesamtbrennstoffkosten in ähnlicher Weise einen um so größeren Einfluß, je kleiner die Anlage (und je billiger der Brennstoff) ist.

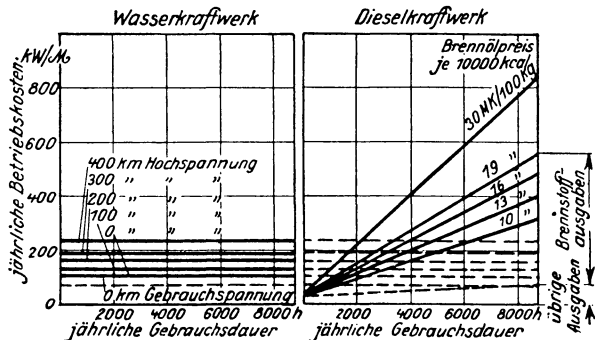


Abb. 9. Betriebskosten eines Wasserkraft- und Dieselmotorkraftwerks in Abhängigkeit von der Gebrauchsdauer.

Ganz abweichend ist das Bild für Betriebsanlagen, bei denen die veränderlichen Betriebskosten gegenüber den festen Kapitalkosten keine wesentliche Rolle spielen, also in erster Linie für Wasserkraftanlagen. Die Abb. 9¹⁾ zeigt die jährlichen Gesamtbetriebskosten für 1 kW-Nennleistung in Abhängigkeit von der jährlichen Betriebszeit der Anlage. Es wird klar veranschaulicht, daß im Gegensatz zu den Wärmekraftmaschinen die gesamten jährlichen Betriebskosten von der Höhe und der Dauer der Belastung nahezu unabhängig sind. Dies gilt sowohl für das Kraftwerk selbst als für die Einrichtungen der Kraftübertragung und Umformung. Geringe Ausnutzung eines Wasserkraftwerkes erhöht also infolge der gleichbleibenden jährlichen Gesamtbetriebskosten die Kosten der abgegebenen Leistungseinheit im gleichen Verhältnis, wie die Ausnutzung des Werkes den Dauerbetrieb mit Vollast unterschreitet.

Das einfache Gesetz, nach dem die Kapitalkosten für die abgegebene Leistungseinheit bei einer bestimmten Durchschnitts-

¹⁾ Nach Büchi: Z. d. V. d. I. 1926, S. 1056; im Diagramm der Wasserkraftanlage ist auch der Einfluß der Fernleitungsverluste ersichtlich.

leistung mit der Zunahme der Betriebszeit der Maschine abnehmen, ist durch die Abb. 10 veranschaulicht. Die Abbildung stellt die jeweiligen Kapitalkosten¹⁾ für die abgegebene Leistungseinheit (bei Betrieb mit Nennleistung) dar, und zwar als Vielfaches der Kapitalkosten einer Nennpferdestärke bei 7200 stündigem Betrieb²⁾ (Jahrespferdestärke). Es können ihr auch in einfacher Weise die Kapitalkosten der Leistungseinheit für beliebige Betriebsdauer und beliebigen Belastungsgrad entnommen werden.

Beispiel: Eine 200pferdige Anlage kostet 50 000 Mk.; wie groß sind die Kapitalkosten für die Pferdekraftstunde bei 3600 Betriebsstunden und durchschnittlich $\frac{3}{4}$ Last sowie 12% Verzinsung und Tilgung?

Die Kapitalkosten für 1 PS. Durchschnittsleistung sind

$$\frac{0,12 \cdot 50000}{200} \cdot \frac{4}{3} = 40 \text{ Mk. entspr. bei 7200 st} = 0,556 \text{ Pfg.}$$

Bei 3600 Betriebsstunden nach Abbildung = $2 \times 0,556 = 1,112 \text{ Pf.}^3)$

Die Gesamtbetriebskosten der Leistungseinheit nehmen mit zunehmender Betriebszeit der Anlage nach einem ähnlichen Gesetz

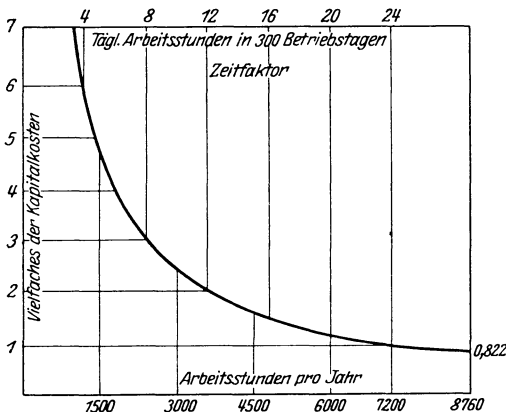


Abb. 10. Abhängigkeit der Kapitalkosten von der Betriebszeit.

ab, wie die in Abb. 10 veranschaulichten Kapitalkosten. Die Brennstoffkosten der Leistungseinheit fallen ebenfalls um einige Prozent mit zunehmender Betriebsdauer wegen der etwas sich verringern den Betriebszuschläge, während die übrigen Kosten ziemlich gleich bleiben. Die Abbildung 10 stellt das ungefähr e Gesetz der Verbilligung der Krafteinheit

einer Dampfanlage mit der Zunahme der Betriebszeit dar bei bestimmtem durchschnittlichen Belastungsgrad.

Die Verbilligung der Kraft durch möglichst große zeitliche Ausnutzung der Anlage ist gemäß der Abbildung um so wesentlicher, je

¹⁾ Die Kapitalkosten können natürlich auch ohne die Abbildung durch Division mit Betriebsstundenzahl und Belastungsgrad gefunden werden.

²⁾ Ununterbrochener Tag- und Nachtbetrieb an 300 Tagen jährlich.

³⁾ In der Abbildung ist gleichbleibender Abschreibungssatz vorausgesetzt; da der Abschreibungssatz mit steigender Betriebszeit gewöhnlich etwas erhöht wird (vgl. Zahlentafel 1), so fallen die Kapitalkosten im allgemeinen etwas langsamer, als in der Abbildung dargestellt.

höher die Kapitalkosten der Kraftereinheit im Verhältnis zu deren Brennstoffkosten sind, also je teurer die Anlage ist. Eine Anlage, die Tag und Nacht arbeitet, wird immer geringere Betriebskosten (für Kraft und Wärme) verursachen als eine doppelt so große Anlage, die bei gleichem Belastungsgrad die gleiche Produktion nur im Tagbetrieb erzeugt¹⁾.

Die bisherigen allgemeinen Betrachtungen über das günstigste Verhältnis von Anlagekapital zur Höhe der jährlichen Brennstoffkosten, die sich auf die Krafterzeugung bezogen, gelten sinngemäß auch für den durch unmittelbaren Brennstoffaufwand gedeckten Heizbedarf. Auch hier rechtfertigen hoher Brennstoffpreis und lange, regelmäßige Heizperioden mit starkem Wärmebedarf die Errichtung vollkommener und daher teurer Heizungsanlagen mit hoher Ausnutzung der Brennstoffwärme.

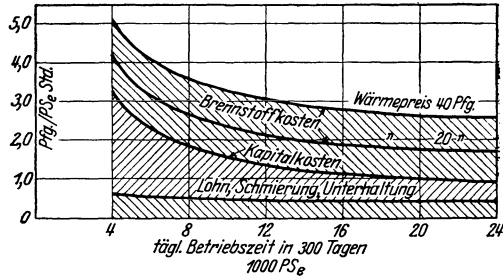


Abb. 11. Betriebskosten einer Dampfanlage in Abhängigkeit von der täglichen Betriebszeit (Normallast).

Die Verschiebung in den Gesamtbetriebskosten, die eine Veränderung des Belastungsgrades gegenüber dem Betrieb mit normaler Leistung bei verschiedenen Maschinenbauarten hervorrufen kann, sei vorläufig gleichfalls an einem Beispiel gezeigt.

Beispiel: Für einen 200 pferdigen Dieselmotor (Brennstoffverbrauch bei Vollast 178 g Gasöl von 10 000 WE Heizwert und 1,30 M. Wärmepreis, also 2,31 Pf. Brennstoffkosten pro PS/st) und eine 200 pferdige Sauggasanlage (Brennstoffverbrauch bei Vollast mit Abbrandzuschlag bei Dauerbetrieb 0,6 kg Braunkohlenbriketts von 4500 WE Heizwert und 44 Pf. Wärmepreis, also 1,32 Pf. Brennstoffkosten pro PS/st), die 32 000 Mk. bzw. 38 000 Mk. Anlagekosten erfordern, sollen die Betriebskosten (Kapital- und Brennstoffkosten²⁾) bei Unterlastung verglichen werden.

Die Kapitalkosten der Pferdekraft-Nutzleistung bei 7200stündigem Betrieb sind bei Vollast und 15% Verzinsung und Abschreibung

$$\frac{0,15 \cdot 32\,000 \cdot 100}{200 \cdot 7200} = 0,333 \text{ Pf.}$$

für den Dieselmotor und 0,396 Pf. für die Sauggasanlage; sie nehmen mit abnehmender Belastung im umgekehrten Verhältnis zur Belastung zu, betragen also bei 1/4 Belastung 1,332 Pf. bzw. 1,584 Pf. für die abgegebene Pferdekraftstunde. Die Brennstoffkosten für die Leistungseinheit nehmen mit abnehmender Belastung bei der Sauggasanlage viel schneller zu als beim Dieselmotor

¹⁾ Gegen den Nachtbetrieb spricht in vielen Fabrikationen außer gesetzlichen Bestimmungen und Arbeitsschwierigkeiten die Erfahrung, daß nachts infolge geringerer Aufsicht weniger produziert wird.

²⁾ Die übrigen Betriebskosten sind ziemlich gleich.

(die Gesetzmäßigkeiten sind auf S. 140 behandelt). In der Zahlentafel 3 ist das Anwachsen der Betriebskosten mit sinkendem Belastungsgrad für die beiden Anlagen dargestellt. Die Gesamtkosten sind bei Vollast beim Sauggasmotor geringer als beim Dieselmotor (infolge des billigen Wärmepreises der Braunkohlenbriketts). Von etwa 30% Belastung ab werden aber beim Dieselmotor die Gesamtkosten günstiger infolge der geringeren Brennstoffsverbrauchssteigerung und des geringeren Anwachsens der Kapitalkosten für die abgegebene Kraftereinheit bei Unterlastung. Aus den Spalten 2 und 5 der Zahlentafel 3 geht auch hervor, daß der Einfluß höheren Anlagekapitals auf die Gesamtkosten schnell mit abnehmender Belastung zunimmt (die Kapitalkosten der Leistungseinheit betragen beim Dieselmotor bei Vollast 12,6%, bei $\frac{1}{4}$ Last bereits 33,4% von der Summe der dargestellten Gesamtkosten, gegenüber 23,2% und 37,5% bei der Sauggasanlage), eine Bestätigung des früher aufgestellten Grundsatzes, daß wenig belastete Maschinen billig gewählt werden können.

Zahlentafel 3. Vergleich der Kapital- und Brennstoffkosten der PS-Stunde einer 200 PS-Diesel- und Sauggasanlage bei verschiedenem Belastungsgrad.

Belastungsgrad in % der Nennleistung	Sauggasanlage			Dieselmotor		
	Kapitalkosten	Brennstoffkosten	Summe	Kapitalkosten	Brennstoffkosten	Summe
	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.
1	2	3	4	5	6	7
100	0,396	1,32	1,716	0,333	2,31	2,643
75	0,528	1,33	1,858	0,444	2,43	2,874
50	0,792	1,75	2,542	0,666	2,55	3,216
30	1,32	2,40	3,72	1,111	2,63	3,741
25	1,584	2,64	4,224	1,332	2,66	3,992

Zusammenfassung. Die häufig vom Bauherrn an den beratenden oder projektierenden Ingenieur gestellte Frage: „Welches ist für mich die vorteilhafteste Betriebskraft?“ kann, wie aus den vorstehenden allgemeinen Ausführungen und den Einzelbeispielen hervorgehen dürfte, nicht ebenso kurz allgemein beantwortet werden. Vielmehr muß in jedem Einzelfalle zunächst über das Betriebsbild (Kraftbedarf, Betriebszeit, Heizbedarf) Klarheit gewonnen werden; dann ist eine eingehende vergleichende Gesamtbetriebskostenberechnung durchzuführen auf Grund der festzustellenden Wärmepreise, unter Berücksichtigung des Belastungsgrades der für die Leistungsgrenzen notwendigen Maschinengröße, ferner an Hand der (größtenteils in dem nachfolgenden zweiten Abschnitt entwickelten) Angaben über Anlagekosten, über spezifischen Brennstoffverbrauch, Betriebszuschläge und sonstige veränderliche Kosten. Die Prüfung ist für die einzelnen Maschinensysteme, namentlich bei der Dampfanlage, für mehr oder weniger vollkommenen Ausbau durchzuführen. Bei größerem Heizbedarf ist, wie erwähnt, stets die Frage zu erörtern, ob durch Abwärmeverwertung die Gesamtbrennstoffkosten für Kraft und Heizung in wirtschaftlicher Weise vermindert werden können, d. h. ob der erzielbare Rückgang der Gesamtbrennstoff-

kosten das durch die Einrichtungen für die Abwärmeverwertung verursachte Anwachsen der Kapitalkosten erheblich überwiegt. Den spezifischen Brennstoffverbrauch der Kraftmaschine auf das Mindestmaß herabzudrücken, ist in den Fällen, wo deren gesamte Abwärme für Heizzwecke dauernd verwertet werden kann, weniger wichtig, so daß die Möglichkeit der Abwärmeverwertung nicht nur eine Verminderung der Brennstoffkosten, sondern auch der Kapitalkosten für die Kraft-erzeugung (Aufstellung billiger Maschinen mit hohem Brennstoffverbrauch) zuläßt, also in doppelter Weise die Gesamtbetriebskosten vermindern kann.

Hat die Wirtschaftlichkeitsberechnung die Frage des geeignetsten Maschinensystems und der Ausführungsvollkommenheit geklärt — die im technischen Sinne vollkommenste Anlage ist ja durchaus nicht immer die wirtschaftlichste — wobei von vornherein dem Grundsätze Rechnung getragen wird, daß für hohe Brennstoffpreise, große Belastungs- und Betriebsdauer auch hohe Kapitalkosten, soweit sie zur Verminderung der Brennstoffkosten u. dgl. beitragen, aufgewandt werden dürfen, so können doch noch die abweichenden betriebstechnischen Eigenschaften der einzelnen Maschinen die endgültige Entscheidung beeinflussen, oft zugunsten der Maschine mit etwas höheren Betriebskosten. Zu einer Wahl der etwas weniger wirtschaftlichen Betriebskraft veranlaßt z. B. häufig die Rücksicht auf Reinlichkeit des Betriebes, Vermeidung von Geruch, Rauch oder lästigen Abwässern sowie von Geräuschen oder Erschütterungen, ferner die Rücksicht auf Platzbedarf, Genehmigungszwang und gesetzliche oder versicherungstechnische Beschränkungen, Schnelligkeit der Betriebsbereitschaft, auf Überlastbarkeit und Unempfindlichkeit bei weniger sorgfältiger Wartung, auf sichere Brennstoffversorgung, Wasserbedarf und bequeme Instandhaltung (bei einzeln liegenden Werken), auf Parallelbetrieb mit vorhandenen Maschinen, kurz eine Reihe von Umständen, die eine allgemeine Behandlung nicht zulassen und in jedem Einzelfalle Gegenstand besonderer Studien des projektierenden Ingenieurs sein müssen.

Auch rein kaufmännische Erwägungen (z. B. Knappheit flüssiger Mittel) oder buchungstechnische Rücksichten veranlassen häufig zur Aufstellung billigerer, aber weniger wirtschaftlicher Anlagen. Die Veröffentlichungspflicht für die Bilanzen der Aktiengesellschaften ist z. B. häufig der Anlaß, aus „Schönheitsgründen“ lieber höhere laufende Kosten, die nicht einzeln aufgeführt zu werden brauchen, in Kauf zu nehmen, um nicht hohen Zuwachs zum Maschinenkonto aufweisen zu müssen. Dies wirtschaftlich nicht zu rechtfertigende Verfahren trifft man häufig bei Unternehmungen, die ungenügend abschreiben, bei denen also eine Erneuerung, die an sich erhebliche Reinersparnisse bringt, nicht gemacht wird, da die dadurch außer Betrieb zu setzenden veralteten Anlagen noch

hoch zu Buch stehen, so daß die Erneuerung nicht nur ein Anwachsen des Maschinenkontos, sondern auch noch eine Erhöhung der Betriebskosten der Neuanlagen durch die fortlaufenden Abschreibungen der alten zur Folge hätte.

In den nachfolgenden Abschnitten sollen die Grundlagen entwickelt werden, die zur vergleichenden Wirtschaftlichkeitsberechnung für die Betriebskosten der verschiedenen Krafterzeuger mit Rücksicht auf die Wärmeversorgung erforderlich sind. Zur Aufstellung der veränderlichen Kosten werden der Brennstoffverbrauch für die Kraftereinheit und sein Verhalten bei verschiedenen Belastungsgraden, ferner Betriebszuschläge, Wasser- und Schmierölverbrauch und die sonstigen Nebenkosten zu behandeln sein; die Angaben sind größtenteils auf Grund der neuesten Mitteilungen und auf Grund von Angebots- und Versuchsmaterial erster Maschinenbauanstalten¹⁾, ferner an Hand der Literatur der letzten Jahre sowie aus eigenen Erfahrungen zusammengestellt. Im ersten Teil werden Anlagen mit getrennter Krafterzeugung und Heizung behandelt, der zweite Abschnitt dieses Bandes befaßt sich mit den allgemeinen Grundlagen für die Wirtschaftlichkeitsberechnung bei Abwärmeverwertung. Im zweiten Band des Buches werden die Unterlagen für die Abwärmeverwertung in den verschiedenen Industriezweigen eingehender betrachtet.

Die Kapitalkosten können für erste Vergleiche an Hand der Angaben über Kraftreserve der einzelnen Maschinen (also Größe) sowie über die Anlagekosten, die sich sämtlich auf Ausführungen erster Werke beziehen, beurteilt werden. Es muß ausdrücklich betont werden, daß Anlagekosten sich überhaupt nicht allgemein angeben lassen; die Preisstellung ist selbstredend zunächst von der Allgemeinkonjunktur und dem Beschäftigungsgrad des anbietenden Werkes abhängig, ferner von der Schärfe der Konkurrenz der gleichzeitig zur Angebotsabgabe aufgeforderten Firmen, namentlich aber von dem Umfang und der Güte der Ausführung sowie dem Ansehen der liefernden Firma. Besonders für Dampfkessel, Dampfmaschinen und Kleinverbrennungsmotoren können von kleineren Firmen die später angeführten Preise wesentlich unterboten werden, oft, wenn auch nicht immer, auf Kosten der Ausführungsgüte. Während ferner Verbrennungskraftanlagen und Lokomobilen ziemlich einheitliche Gebilde sind, lassen sich die Anlagekosten ortsfester Dampf-

¹⁾ Bei der Ergänzung der Zahlenunterlagen waren besonders behilflich die Firmen Borsig, AEG, Siemens-Schuckertwerke, Brown-Boveri, Oerlikon, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Gebrüder Sulzer, Deutzer Gasmotorenfabrik, Humboldt, Hannoversche Maschinenbau-A.-G. vorm. Egestorf, L. C. Steinmüller, Babcock-Wilcoxwerke, Linke-Hoffmann-Lauchhammer, Starke & Hoffmann, Dingersche Maschinenfabrik, Henschel & Sohn, R. Wolf u. a. mehr, denen auch an dieser Stelle gedankt sei.

anlagen nicht allgemein angeben, da sie in weiten Grenzen von den örtlichen Verhältnissen beeinflußt werden.

Die später in Kurvenform angegebenen Anlagekosten entsprechen den Verhältnissen der Jahre 1925—1927 und ermöglichen immerhin einen Überblick über die Preisbildung für die einzelnen Maschinenbauarten. Für die vergleichende Wirtschaftlichkeitsberechnung eines jeden Einzelfalles müssen zweckmäßig Angebote eingeholt werden, welche die örtlichen Verhältnisse berücksichtigen; Fabrikanten und Betriebsleitern, die auf dem Gebiet der Kraft- und Wärmeversorgung nicht durchaus bewandert sind, kann stets die Beiziehung eines unabhängigen fachmännischen Beraters, der nicht am Verkauf bestimmter Fabrikate interessiert ist, zur Vermeidung von Fehlgriffen dringend empfohlen werden.

In den nachstehenden Ausführungen wurde absichtlich vermieden, die Betriebskosten der verschiedenen Wärmekraftmaschinen in Zahlentafeln, die nach Leistungen und Betriebszeiten abgestuft sind, zusammenzustellen. So wertvoll derartige Tabellenwerte für die schnelle ungefähre Orientierung des Fachmannes, der häufig mit Projektierung und Wirtschaftlichkeitsberechnung zu tun hat, sind, so verführerisch wirken sie auf den Nichtfachmann und auch auf Ingenieure, denen das Fachgebiet ferner liegt, zur kritiklosen Verallgemeinerung. Ihre Anwendung auf Fälle, auf die die zugrunde gelegten Bedingungen nicht zutreffen, zeitigt häufig eine unrichtige oder nicht die wirtschaftlichste Ausführung einer Kraftanlage. Das im nachstehenden zusammengestellte Material soll vielmehr zu der in jedem Einzelfalle notwendigen selbstständigen Aufstellung der Betriebskosten Anregung, und soweit dies im Rahmen dieses Buches möglich, auch Unterlagen bieten; die einzelnen zur Veranschaulichung durchgeführten Wirtschaftlichkeitsberechnungen haben mehr den Zweck, Rechnungsbeispiele zu bringen, als allgemein gültige Zahlen.

Wenn, etwa um auf einen Berater bei der Erstellung einer Anlage verzichten zu können, eingehende Besichtigungen ausgeführter Anlagen der gleichen Industrie vorgenommen werden, so sind die in den besichtigten Anlagen obwaltenden Verhältnisse genau zu berücksichtigen. Auch wenn nicht nur die Fabrikate, sondern auch die Produktionsgröße und die Fabrikationsmethoden in der besichtigten Anlage genau die gleichen sind, wie sie für die neue Anlage in Aussicht genommen werden, können die verschiedenartigsten, oft belanglos scheinenden Umstände ganz andere Einrichtungen in der geplanten Neuanlage erforderlich machen. Andere Verhältnisse in den zur Verfügung stehenden Wassermengen oder in der Wasserzusammensetzung können beispielsweise die Verwendung des in dem besichtigten Betriebe anstandslos arbeitenden Kesselsystems für die neue Anlage ausschließen. Die Bodenformen, Nähe von Bergen, Breite des Tales oder ähnliche topographische Verhältnisse

können, wenn sie in der besichtigten Anlage abweichend sind, die Notwendigkeit ergeben, ganz andere Schornsteinverhältnisse für die Neuanlage vorzusehen, wenn auch die Kesselanlage mit allem, was dazu gehört, unverändert für die Neuanlage in Frage kommt. Arbeiterverhältnisse, Gewohnheiten der Bevölkerung und vieles andere mehr können Veranlassung dazu bieten, daß eine Anlage ganz anders projektiert werden muß, als im gleichen Industriezweig an anderer Stelle. Die lokalen Verhältnisse haben in der Regel so große Bedeutung, daß man oft wesentlich wichtigere Anhaltspunkte aus einem in der Nähe liegenden Betrieb, der einem anderen Industriezweig angehört, finden kann, als es beim gleichen Industriezweig in weiterer Entfernung möglich ist. Jedenfalls kann nur weitgehende Vorsicht vor späteren Überraschungen in der Höhe der Kapitalkosten schützen und kostspielige Bauarbeiten oder teure Nebeneinrichtungen, die in den eingeholten Anschlägen nicht aufgeführt waren, verhüten. Für Unvorhergesehenes, für Aushilfsantriebskraft während der Montage (bei Erweiterungen), für Montage, Probetrieb u. dgl. müssen immer reichliche Summen in den Anschaffungskosten den Verhältnissen entsprechend eingesetzt werden.

Die Vergebung der Anlage soll stets an Hand eines Vertrages erfolgen, der außer Preis und Zahlungsbedingungen, den Kosten für Fracht und Montage, Inbetriebsetzung, Probetrieb u. dgl., insbesondere den Umfang der Lieferung genau angibt, um spätere Nachforderungen auszuschließen, und ferner die Garantien über Leistungsgrenzen, Verbrauchsziffern bei verschiedenen Belastungen, Regulierfähigkeit, sowie die üblichen Garantien über Haltbarkeit bzw. Nachlieferung von materialfehlerhaften oder mangelhaft ausgeführten Teilen ausführlich angibt. Für die Nichterfüllung der Garantiezahlen oder Lieferungsverspätungen können Minderungs- oder Konventionalstrafen vereinbart werden. Der Nachweis der Garantierfüllung erfolgt bei größeren Anlagen zweckmäßig durch Abnahmeversuche, deren Kosten bei Erfüllung der Auftraggeber, bei Nichterfüllung der Garantie der Lieferant zu tragen hat. Dem Lieferanten wird das Recht zugestanden, bei Nichterfüllung der Garantie vor Inkrafttreten der Minderungsstrafe oder vor endgültiger Verweigerung der Abnahme den Versuch zu machen, die Anlage in ordnungsgemäßen und den Garantien entsprechenden Zustand zu versetzen.

Ein sachgemäß aufgesetzter Vertrag schützt beide Teile vor späteren unerquicklichen und kostspieligen Streitfällen. Zweckmäßig wird in dem Vertrag vorgesehen, daß aus dem Vertrag erwachsende Streitfragen einem Schiedsgericht zur endgültigen Entscheidung übertragen werden, welches derartige technische Streitfragen meist schneller und mit geringeren Kosten schlichtet als das gewöhnliche Prozeßverfahren.

Zweiter Abschnitt.

Grundlagen für den wirtschaftlichen Vergleich der Wärmekraftmaschinen.

I. Verfügbare Krafterzeuger.

Von einer Behandlung der Windkraftanlagen soll abgesehen werden, da die Windkraft ihrer Unregelmäßigkeit in bezug auf Zeit und Stärke halber für einen größeren geregelten Fabrikbetrieb kaum in Frage kommt.

Die Wasserkraftanlagen werden im zweiten Band dieses Buches eine nähere Behandlung erfahren.

In den nachfolgenden Abschnitten werden nur die Unterlagen entwickelt, die den wirtschaftlichen Vergleich der für Fabrikbetriebe geeigneten Wärmekraftmaschinen im Einzelfall ermöglichen sollen.

Für die Kraftversorgung von industriellen Anlagen treten heute drei Gruppen von Energieerzeugern in Wettbewerb:

1. Die Dampfkraftanlagen, welche den Wärmeinhalt des durch Verfeuerung von Brennstoffen unter Dampfkesseln erzeugten Wasserdampfes zum Teil in mechanische Energie umsetzen durch seine Entspannung in Zylindern mit hin- und hergehenden Kolben (Kolbendampfmaschinen) oder in Düsen und Schaufeln von Laufrädern (Umwandlung von Druck in Strömungsgeschwindigkeit, Dampfturbinen). Die Entspannung erfolgt entweder nicht ganz bis auf den Luftdruck der Umgebung (Gegendruckmaschinen) oder in die Atmosphäre (Auspuffmaschinen) oder bis unter den atmosphärischen Druck. In letzterem Falle muß der Arbeitsdampf, um aus dem mittels Luftpumpe unter Luftleere gehaltenen Arbeitsraum gegen den Druck der Atmosphäre entfernt werden zu können, durch Kühlung oder Wassereinspritzung verflüssigt und durch eine Wasserpumpe abgesaugt werden (Kondensationsmaschine). Der Dampf kann der Dampfmaschine mit verschieden hohem Druck (6—60 Atm Überdruck) als gesättigter (feuchter) Dampf oder in überhitztem (gasförmigem) Zustand, also mit höherer Temperatur als dem Sättigungsdruck entspricht, zugeführt werden. Bis zum Jahre 1900 wurden überwiegend Dampfdrucke unter 10 Atm und Satttdampf angewendet. In den darauffolgenden 20 Jahren herrschte der Betriebsdruck von 12—15 Atm und eine Überhitzung bis 300°C vor, während zur Zeit das Gebiet des sogenannten „Höchstdruckdampfes“ in Entwicklung ist, das eine Ausdehnung des Betriebsdruckes bis zu 100 Atm und der Dampftemperaturen bis etwa 480°C anstrebt. In Fällen, bei denen die Anwendung hochgespannten Dampfes sich als wirtschaftlich erweist, wählt man zur Zeit im allgemeinen Drucke von 25—40 Atm und Dampf-

temperaturen von 375—400° C, Verhältnisse, für die ausreichende Erfahrungen für den Bau und Betrieb der Kessel und Maschinen vorliegen bzw. sich allmählich entwickeln.

2. Die Explosionsmotoren. Diese „Verbrennungskraftmaschinen“ erzeugen das hochgespannte Arbeitsmittel selbst im Zylinder, indem sie Luft und den gas- oder dampfförmigen Brennstoff in geeignetem, brennbarem Gemisch ansaugen, beim nächsten Hub verdichten und das verdichtete Gemisch durch elektrische oder Glührohrzündung zur plötzlichen Verbrennung (Explosion, Verpuffung) und Arbeitsabgabe (Arbeitshub) bringen; der dem Arbeitshub folgende Hub dient zum Ausstoßen der Verbrennungsrückstände („Viertakt“); beim „Zweitakt“ erfolgen die vier Vorgänge mit Hilfe von Gas- und Luftpumpen während zweier Hübe. Die Explosionsmotoren verarbeiten flüssige Brennstoffe, die beim Ansaugen im „Vergaser“ verdampft und nebelförmig zerstäubt werden, oder Gas. Bei den sogenannten „Sauggasmotoren“ wird das Gas durch Vergasen von festen Brennstoffen in geschlossenen Schachtofen (Generatoren) unter Luft- und Wasserdampfzuführung erzeugt und vom Motor nach Bedarf angesaugt.

3. Die „Dieselmaschinen“ sind gleichfalls Verbrennungskraftmaschinen, die flüssige Brennstoffe von höherem Verdampfungs- und Flammpunkt, also hauptsächlich schwerere Öle, verarbeiten und ohne fremde Zündung auskommen; sie saugen kein Gemisch, sondern reine Luft an, die sehr hoch verdichtet wird, so daß infolge der hohen Erhitzung der Verbrennungsluft der in die verdichtete Luft eingespritzte Brennstoff sich selbst entzündet und langsam verbrennt; auch hier ist der Arbeitsvorgang im Viertakt oder Zweitakt durchführbar.

Außer der eigenen Krafterzeugung kommt häufig für die Kraftversorgung, namentlich kleiner oder intermittierender Betriebe, der Bezug elektrischen Stromes aus fremdem Netz von einer fremden Kraftquelle (Überlandzentrale, städtische Zentrale, Industriehof u. dgl.) in Frage. Die Wirtschaftlichkeit des Strombezuges hängt fast ausschließlich von der Tarifstellung des Kilowattstundenpreises ab, da die Kapitalkosten für Motoren, Kabel, Schaltanlagen usw. bei größeren Betrieben meist gegenüber den Stromkosten zurücktreten und auch die Kosten für Bedienung, Schmierung u. dgl. verschwindend klein sind. Bei bestimmtem Kraftbedarf sind die zu erwartenden Stromkosten aus dem vorliegenden Tarif unter Berücksichtigung der Rabattsätze leicht zu ermitteln. Die Rabattsätze steigen gewöhnlich mit der Höhe der jährlich abgenommenen Strommenge und kommen außerdem in erhöhtem Maße Betrieben mit möglichst gleichmäßiger Entnahme zugute. Sie steigen mit der Höhe der sogenannten „Benutzungsstunden“ (vgl. S. 242). Bei Zentralen, die viel Lichtstrom zu liefern haben, gilt während der Beleuchtungszeiten (Sperrzeiten) erhöhter Tarif. Die bei Strombezug zu er-

wartenden Betriebskosten sind aus Kraft- bzw. Strommenge, Strompreis (unter Einsetzung der Energieverluste in Leitungen, Umformern, Motoren, Riemen und Seilen) sowie unter Berücksichtigung der meist geringen Kapitalkosten und Kosten für Schmierung und Bedienung zu ermitteln und den mit Wärmekraftmaschinen erzielbaren Kraftkosten gegenüberzustellen.

II. Betriebstechnische und allgemeine wirtschaftliche Eigenschaften.

A. Die Dampfkraftanlagen.

Die Dampfkraftanlage muß beinahe in allen Fällen bei der Entscheidung über das geeignete Maschinensystem mit zum Vergleich herangezogen werden, da ihr gerade für Fabrikbetriebe eine Reihe wertvoller betriebstechnischer Vorzüge eigentümlich ist, die gegenüber Verbrennungskraftmaschinen selbst bei etwas höheren Betriebskosten zu ihren Gunsten bestimmend sein können. Auch für die Betriebskosten der Kraft erweist sich die Wahl der Dampfmaschine fast immer am günstigsten in den Betrieben, wo höher gespannter Dampf für Fabrikationsvorgänge und Raumheizung erzeugt werden muß, wo also sowohl die Kapitalkosten für einen wesentlichen Teil der Dampfanlage (Kessel, Speisepumpen und Schornstein) sowie die Heizerkosten ohnehin aufgewendet werden müssen; hier kann die Dampfmaschine schon bei kleinem Kraftbedarf von einigen Pferdekraften wirtschaftlich berechtigt sein, während sie ohne gleichzeitigen Heizdampfbedarf von etwa 15 PS abwärts der hohen, der Kraft zur Last fallenden Kapitalkosten wegen gegenüber den Kleinverbrennungsmotoren oder dem Elektromotor meist nicht wettbewerbsfähig ist.

Betriebstechnisch überlegen ist die Dampfanlage allen Arten der Kraftversorgung in bezug auf die hohe Überlastbarkeit¹⁾ der Dampfmaschine (vorübergehend bis über 50%, dauernd etwa 35% Leistungssteigerung über Normallast möglich), auf geringen Brennstoffmehrverbrauch²⁾, Anpassungsfähigkeit und Ausbaumöglichkeit bei Veränderungen des Fabrikbetriebes, Betriebssicherheit der Maschine auch bei weniger sorgfältiger Maschinenwartung, Eignung für billige Brennstoffe, Unabhängigkeit von einem bestimmten Brennstoff, Anwendbarkeit für Antrieb beliebig rasch und langsam laufender Maschinen und schließlich in bezug auf die Möglichkeit, eine weitgehende Verwertung von Kesselabwärme und Maschinenabdampf, sowie eine Speicherung sowohl von

1) Über die Kesselleistungsgrenzen vgl. S. 77.

2) Vgl. S. 140 mit Ausnahme der kompressorlosen Dieselmotoren.

Frischwärme als von Abwärme durchzuführen zum Ersatz für Brennstoffmengen, die in Betrieben mit erheblichem Wärmebedarf unmittelbar aufzubringen sind oder zu Zeiten, wo die Dampfleistung der Kessel nicht ausreicht. Der Abdampf, welcher der Kraftmaschine nach der Arbeitsabgabe mit einem nach dem Bedarf der Hauptverwendungsstellen in weiten Grenzen wählbaren Druck entströmt, führt noch den größten Teil der zu seiner Erzeugung aufgewendeten Brennstoffwärme als Dampf- und Flüssigkeitswärme mit sich. Diese Wärme kann er in geeigneten Heizvorrichtungen zur Deckung des erforderlichen Wärmebedarfes größtenteils nutzbar abgeben, statt sie, wie vielfach noch vor einem Jahrzehnt üblich, in den Kanal oder in die Luft abzuführen.

Durch diese „Abdampfverwertung“, deren Ausführungsformen und Nutzen im 3. Abschnitt und insbesondere im II. Band behandelt werden, vermindern sich die Brennstoffkosten der Kraft ganz beträchtlich. Bei der Dampfanlage ist es umgekehrt auch möglich, die Abwärme von Fabrikationseinrichtungen und Öfen in sogenannten Abhitzekesteln zur Dampferzeugung auszunutzen, und den ohne unmittelbaren Brennstoffaufwand hier gewonnenen Dampf zur Krafterzeugung in Dampfmaschinen und zu Heizzwecken heranzuziehen. Bei der Dampfanlage läßt sich die Kraft also entweder in der Vorstufe zu den nachgeschalteten mit Abdampf betriebenen Heizanlagen gewinnen oder in der Nachstufe aus der Abwärme vorgeschalteter Heizbetriebe, wobei in letzterem Falle durch Anordnung von Zusatzfeuerungen an den Abhitzekesteln der erforderliche Ausgleich zwischen den Schwankungen der Abwärmelieferung und des Kraftbedarfes ermöglicht werden kann.

Bei den Verbrennungskraftmaschinen ist Abwärmeverwertung zwar ebenfalls in ähnlichen Formen anwendbar, doch stehen die Abwärmemengen in weniger allgemein brauchbarer Form (heiße Abgase und warmes Wasser) zur Verfügung, so daß sie im allgemeinen nur für Betriebe mit verhältnismäßig kleinem Wärmebedarf in Betracht kommen¹⁾.

Die vielgestaltige Möglichkeit, die ausgiebigen und mit den praktisch notwendigen Temperaturen gewinnbaren Abwärmemengen der Dampfanlage nutzbar zu verwenden, verschiebt häufig das Bild der Betriebskostenrechnung zugunsten der Dampfkraft; in Betrieben mit großem Heizdampfbedarf (Raumheizung, Textil-, Papier-, Zellstoff-, Gummi-, Brau-, Zucker-, Schokolade-, Konserven-, Leder-, Leimindustrie, chemische, Kali-, Brikett-, Pulverfabriken u. a. m.) erweist sich die Dampfanlage mit sachgemäß durchgeführter Abdampfverwertung fast immer als die unbestritten wirtschaftlichste Betriebskraft.

Nachteile der Dampfkraft sind vor allem die Genehmigungs- und Revisionspflicht, der große, in Städten teure Grundflächenbedarf für Schornstein und Kesselhaus, das für Drucke über 6 Atm nicht unter

¹⁾ Vgl. S. 114.

bewohnten Räumen¹⁾ liegen darf, die Rauch- und Rußentwicklung, der große Wasserbedarf und die Rücksicht auf die Wasserbeschaffenheit (Kesselstein), vor allem aber die starke Abhängigkeit der Brennstoffkosten von der Betriebszeit (Verschmutzung der Kessel) sowie vom guten Willen und der Geschicklichkeit der Heizer und Maschinisten, die in gut zu betreibenden Anlagen ständige Überwachung oder besondere Einrichtungen (Rauchgasprüfer, Zug- und Druckregistrierung, Dampf- und Wassermesser, Kohlenwagen, selbsttätige Feuerungen usw.) erforderlich macht. Dazu kommt der erhebliche Brennstoffverbrauch vor Betriebsbeginn und in den Arbeitspausen (Anheizen, Abbrand und Abkühlung) für Werke mit unterbrochenem Betrieb. Dieser Mehrkohlenverbrauch bedingt Betriebskostenzuschläge, die gegenüber der Dampf-

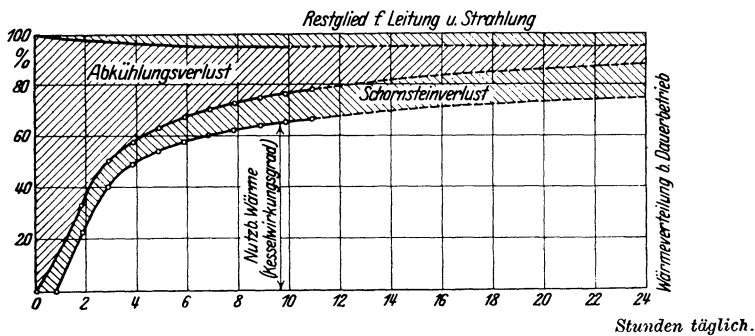


Abb. 12. Zunahme des Kesselwirkungsgrades bei einem kohlenstaubgefeuerten Flammrohrkessel mit der Betriebsdauer.

anlage mit ununterbrochenem Betrieb und gegenüber anderen Kraft-erzeugern recht nachteilig wirken können, bzw. besondere Aufwendungen erfordern, um diese Verluste der Betriebspausen möglichst gering zu halten (Zugsperranlagen, Isolierung usw.). Die Abb. 12 zeigt den Einfluß der Betriebszeit auf den Abkühlverlust und Wirkungsgrad²⁾ an einem kohlenstaubgefeuerten Kessel. Bei den meisten anderen Feuerungen liegen die Verhältnisse noch wesentlich ungünstiger. Ein weiterer Nachteil ist die lange Anheizzeit bis zur Betriebsbereitschaft (2 bis 3 Stunden) sowie die Notwendigkeit hoher Kapitalkosten für selten betriebene Reservekessel (mit Rücksicht auf die Kesselreinigung).

Von den Betriebskosten können sich hauptsächlich die Kapital- und Brennstoffkosten, die bei Verbrennungskraftmaschinen dank ihrem einheitlichen Aufbau und wenig veränderlichem Brennstoffverbrauch für den ersten Vergleich ziemlich eindeutig bestimmbar sind, bei der Dampf-

¹⁾ Mit Ausnahme besonderer Kesselbauarten ohne größeren Wasserraum (nur Wasserrohre von weniger als 100 mm lichter Weite, Dampf- und Schlamm-sammler).

²⁾ Nach Ebel, Wärme 20. 3. 1925.

anlage innerhalb sehr weiter Grenzen bewegen. Es besteht hier die Möglichkeit, Anlagekosten und Brennstoffbedarf in erheblichem Maße zu verändern, wobei natürlich Mehranlagekapital durch die Verminderung des Brennstoffverbrauches oder durch sonstige Vorteile einen Rückgang der Betriebskosten bezwecken muß.

Die Brennstoffausnutzung der Dampfanlage kann sich zwischen 4% des Kohlenheizwertes (mittelmäßige Kessel- und Leitungsanlage, Auspuffmaschine mit niederem Druck und Sattedampf) und 85% (vollkommene Dampferzeugeranlage mit selbsttätiger Feuerung, Luftvorwärmung, Kondensatrückgewinnung, vollkommene Rohrleitungsanlage und Wärmeschutz, hohem Druck, hoher Überhitzung, Anzapfdampfvor-

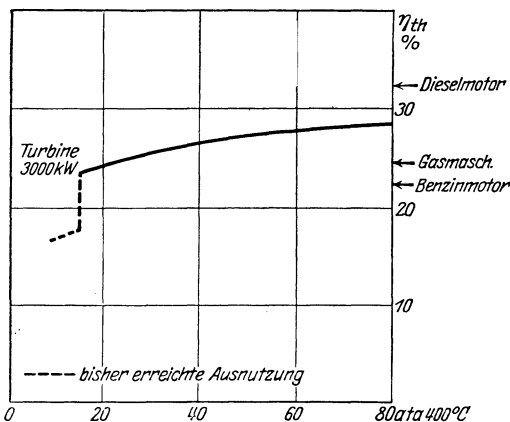


Abb. 13. Verbesserung des Wirkungsgrads durch Steigerung des Anfangsdruckes.

bei Dampf von 40 atü und 450° C, mit Zwischenüberhitzung¹⁾, vollkommenster Kesselanlage, Lufterhitzern²⁾ und Anzapfvorwärmung des Speisewassers³⁾ erreichen eine Brennstoffausnutzung von rund 30%, kommen also dem Dieselmotor, der bisher vollkommensten Wärmekraftmaschine, auch ohne Abdampfverwertung nahe.

Die Abb. 13⁴⁾ zeigt die Steigerung der Brennstoffausnutzung der Dampfanlage durch die Fortschritte der letzten Jahre, die Abb. 14⁵⁾ die stufenweise Steigerung durch die einzelnen Verbesserungsmaßnahmen.

Die richtige Wahl des Verhältnisses von Kapitalaufwand zu den Brennstoff- und Bedienungskosten erfordert eingehende rechnerische Betrachtung der verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten für jeden Einzelfall, namentlich da der Wärmepreis der Kohle je nach Lage der

1) Vgl. S. 63. 2) Vgl. S. 83. 3) Vgl. S. 48.

4) Nach Limprecht, Die Wärme 1925, Nr. 12.

5) Nach Gleichmann, Drucksache Siemens-Schuckertwerke.

Fabrik sehr verschieden ist. Eine dampftechnische Betriebsverbesserung, die z. B. in München durchaus wirtschaftlich ist, kann unter gleichen Betriebsverhältnissen z. B. in Düsseldorf (halber Wärmepreis) unangebracht und betriebskostenerhöhend sein; die von Fabrikbesitzern oft geübte Übertragung von Einrichtungen, die bei anderwärts besichtigten Betrieben sich bewähren, darf daher nicht ohne die im ersten Abschnitt behandelte wirtschaftliche Nachprüfung unter Zugrundlage der eigenen Verhältnisse erfolgen.

Die Brennstoffkosten der Dampfanlage, die Dampfkosten, können durch höhere Anlagekosten gegenüber der einfachsten Ausführung nach zwei Richtungen hin vermindert werden: auf dem Gebiet der Dampferzeugung und der Dampfverwendung. Sie berechnen sich für einen bestimmten Kraft- und Heizbedarf aus der verbrauchten Dampfmenge und aus den Kosten der für 1 t verdampften Wassers aufgewandten Kohle, dem Dampfpreis (in Mk./1000 kg Dampf). Jede Verminderung des einen der beiden Faktoren, Dampfmenge und Dampfpreis, hat also einen Rückgang der Brennstoffkosten zur Folge, und zwar um so fühlbarer, je höher der unverändert gebliebene Faktor ist; die Ersparnissumme, welche die Verminderung des Dampfpreises um einen bestimmten Prozentsatz ergibt, steigt z. B. proportional mit dem Dampfbedarf des Betriebes.

Der Dampfpreis berechnet sich aus dem Kohlenpreis im Kesselhaus und der sogenannten Verdampfungsziffer, d. h. der Anzahl Kilogramm Dampf, die 1 kg Kohle in der vorliegenden Kesselanlage erzeugt:

$$I. \text{ Dampfpreis} = \frac{\text{Preis von 1000 kg Kohle}}{\text{Verdampfungsziffer}}$$

Erzielt z. B. eine Ruhrkohle zum Preise von 20 Mk. pro Tonne eine achtfache Verdampfung, so beträgt der Dampfpreis 2,50 Mk. Der Dampfpreis nimmt also mit steigendem Kohlen- oder richtiger Wärme-

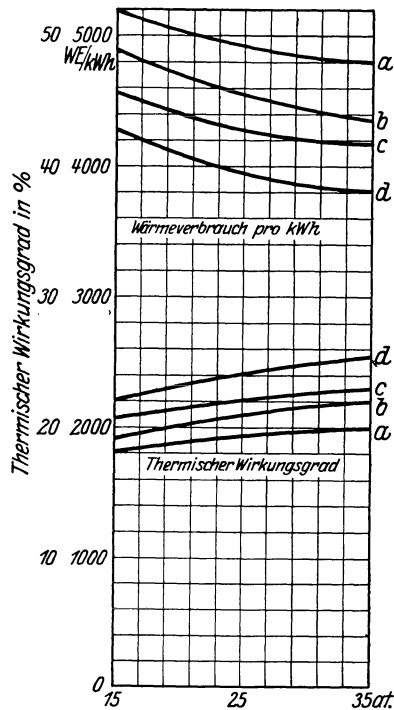


Abb. 14. Wärmeverbrauch und thermischer Wirkungsgrad von Kondensationsmaschinen. Normale Turbine: a ohne, b mit Regenerativverfahren. Hochwertige Turbine: c ohne, d mit Regenerativverfahren.

preis zu und nimmt mit zunehmender Verdampfung, also besserer Brennstoffausnutzung in der Kesselanlage, ab. Die Verdampfungsziffer ist ein Maß für den Anteil des Brennstoffheizwertes, der sich in der Dampfwärme wiederfindet; die Größe der Verdampfungsziffer wird von drei Faktoren beeinflusst, vom Heizwert des Brennstoffes, von der Fähigkeit der Dampferzeugungsanlage einen mehr oder weniger großen Teil des Wärmewertes der jeweils verfeuerten Kohle in Dampfwärme überzuführen (Wirkungsgrad) und schließlich von der Wärmemenge, die nötig ist, um 1 kg Wasser von Speisewassertemperatur in Dampf vom gewünschten Zustand zu verwandeln (Erzeugungswärme):

$$\text{II. Verdampfungsziffer} = \frac{\text{Kohlenheizwert} \times \text{Wirkungsgrad der Kesselanlage}}{\text{Erzeugungswärme}^1)}$$

Zur Erniedrigung des Dampfpreises kann nach I und II entweder eine ortsbilligere oder hochwertigere Kohle herangezogen, oder der Wirkungsgrad der Anlage kann durch Einrichtungen zur besseren Wärmeausnutzung erhöht, oder schließlich die Erzeugungswärme durch Erhöhung der Speisewassertemperatur erniedrigt werden.

Bei Verheizung billigerer Brennstoffe darf natürlich die Abnahme der Verdampfung nicht größer sein als die des Kohlenpreises. Kohlenheizwert und Kesselwirkungsgrad stehen in engem Zusammenhang; mit hochwertigen Kohlen ist bei gleicher Feuerung gewöhnlich ein besserer Wirkungsgrad zu erzielen als mit aschereichen, feinkörnigen oder stark wasserhaltigen Kohlen.

Die Verheizung billigerer Brennstoffe (z. B. Kohlenstaub, Feinkohle, Magerkohle, Rohbraunkohle usw.) kann indes durch Anwendung besonderer Feuerungsbauarten und entsprechend angepaßter Einrichtungen (Unterwind, Staubfeuerungen, Selbstbeschicker, Vorschubroste, Trep- und Muldenfeuerungen, Zündgewölbe, Zweischichtenroste u. dgl.) auch mit hohem Wirkungsgrad erfolgen. Der Preis der Kohle ein und derselben Zeche wird durch Wäsche und Sortierung stark beeinflusst. Der Preis fällt meist mit abnehmender Stückgröße von der Nußkohle bis zum Kohlengrus, entsprechend dem zunehmenden Aschengehalt, und ist für Fein- und Magerkohle (viel Asche, wenig Gas) gewöhnlich am geringsten. Als „minderwertige“ Brennstoffe werden gewöhnlich Brennstoffe mit hohem Aschen- und Wassergehalt oder von sehr feinem Korn bezeichnet; dabei können aber die feinkörnigen Kohlen hohen Heizwert bei geringem Aschen- und Wassergehalt besitzen, also bei Wahl richtig

¹⁾ Die Erzeugungswärme wird für Dampf aus Wasser von 0° den in jedem Taschenbuch enthaltenen Dampftabellen entnommen, für überhitzten Dampf ist sie um die Überhitzungswärme höher, als der Sättigungstemperatur entspricht, vgl. Zahlentafel 34, S. 178, für wärmeres Wasser ist sie um die gleiche Anzahl Wärmeeinheiten, welche den Graden der Speisewassertemperatur entsprechen, geringer. Die Verdampfung steigt also bei vorgewärmtem Wasser.

angepaßter Feuerungs- und Entschlackungseinrichtungen infolge des geringen Preises ab Zeche eine wesentliche Verminderung des Dampfpreises gegenüber der Verfeuerung großstückiger Kohle erzielen lassen¹⁾.

Falls die Speisewassererwärmung durch Kesselabwärme erfolgt (Rauchgasvorwärmer), wird immer eine Steigerung des Wirkungsgrades durch Erhöhung der Speisewassertemperatur bewirkt, nicht aber wenn sie z. B. durch Maschinenabdampf erfolgt. Für die Kohlenwahl darf nicht der Wärmepreis allein maßgebend sein, sondern auch der Hinblick auf günstige Verheizung und allenfalls Lagerung; Braunkohle und Torf erfordern z. B. bedeutende Kapitalkosten für Lagerung, die im Wärmepreis zu berücksichtigen sind. Hochwertige, aber stark schlackende Kohlen können ferner z. B. einer besser geeigneten Kohle mit geringerem Heizwert gegenüber, ganz abgesehen von größerem Roststabverschleiß, durch höheren Luftüberschuß infolge des häufigen Feuertüröffnens bei Handbeschickung eine geringere Verdampfung ergeben.

Die Wirtschaftlichkeit des Überganges zur Kohlenstaubfeuerung bedarf insbesondere für kleinere und mittlere Werke einer genauen Nachprüfung bezüglich der Anlage- und Betriebskosten der Mahl- und Trocknungseinrichtungen. Im allgemeinen ist die Staubaufbereitung und Verfeuerung nur dann rentabel, wenn die Betriebs- und Kapitalkosten höchstens einen Betrag von 3% des Jahreskohlenverbrauches mit anderer Kohle erreichen²⁾. Dies ist, namentlich für Großbetriebe, aber häufig der Fall. Gerade die minderwertigen, billigen Abfallkohlen (Förderkohle mit über 50% Grus, Kohlengriß, gasarme und aschenreiche Kohlen, Rohbraunkohle) lassen sich, zu Staubform veredelt, mit hohem Wirkungsgrad und kurzer Anheizzeit auch bei stark wechselnder Kesselleistung verfeuern, gegebenenfalls durch Zusatzfeuerungen zum Aufbringen der Spitzenleistung. Eine Lagerung von Kohlenstaub ist dagegen nicht möglich, die Aufbereitung (Trocknen und Mahlen) muß vielmehr laufend dem Bedarf entsprechend erfolgen. Die Anlieferung betriebsfertigen Staubes in Sonderwagen von den Zechen zum Kesselhaus des verbrauchenden Werkes ist in der Entwicklung begriffen.

¹⁾ Steinkohlenstaub besitzt bei 3—20% Aschengehalt und 1—2% Wassergehalt Heizwerte zwischen 6000 und 8000 WE, Koksgrus bei 20—25% Asche, 15—25% Wasser einen Heizwert von 4000—4500 WE, sächsische Waschklar-kohle bei einem Preis von 3—4 Mk. pro Tonne (1926) einen Heizwert von über 6000 WE.

²⁾ Die Aufbereitungs- (Trocken- und Mahl)kosten bewegen sich zwischen 1,50 Mk. je t Staub bei günstigen Verhältnissen (geringe Feuchtigkeit, leichte Vermahlung, gute Mühlen) und über Mk. 7/t bei ungünstigen Verhältnissen. Als normal gilt für größere Anlagen zur Zeit 2—3 Mk. je t Steinkohlenstaub bei 200—800 t Verbrauch in 24 Stunden. Bei Bezug „blasfertigen“ Staubes vermehrt sich der Preis einschließlich Fracht um 2—5 Mk. zusätzliche Unkosten je t für Staubverlust, Entladen und Gebühr für die Leihwagen.

Zur Erhöhung der Speisewassertemperatur können heiße Niederschlagwässer aus Dampfleitungen und Heizvorrichtungen mit dem kalten Wasser vermischt oder unmittelbar verspeist werden, ferner kann die Erwärmung durch Maschinen- oder Pumpenabdampf, Anzapfdampf und schließlich durch Abgase von Verbrennungskraftmaschinen, Öfen oder der Kessel selbst erfolgen. Die Erniedrigung des Dampfpreises bei Speisewassererwärmung ist oft größer als nur der Verminderung der Erzeugungswärme entspricht (6—7° Erwärmung würden etwa 1% Kohlenersparnis entsprechen), da durch die gleichzeitige Entlastung der Feuerung, die ja weniger Wärme zur gleichen Dampferzeugung aufzubringen hat, die Temperaturen der die Kessel verlassenden Gase niedriger bleiben, also der Abwärmeverlust geringer und der Kesselwirkungsgrad besser wird. Erfolgt die Speisewassererwärmung durch die Kesselabwärme (im Ekonomiser), so faßt man in der Regel die Brennstoffausnutzung im Ekonomiser und im Kessel ebenso wie im Überhitzer zum Gesamtwirkungsgrad der Dampferzeugeranlage als nutzbar gemacht zur Vorwärmung, Dampferzeugung und allenfalls Überhitzung in eine Zahl zusammen.

Die Verwendung der Abgaswärme der Kessel zur Speisewassererwärmung verliert bei der Anwendung des sogenannten Höchstdruckdampfes, also von Drucken über 30 Atm an Bedeutung, da die Speisewassererwärmung auf höhere Temperaturen wirtschaftlicher und einfacher in einer oder mehreren Stufen durch sogenannten Anzapfdampf erfolgt. Die für die Speisewassererwärmung nicht herangezogene Rauchgaswärme dient, soweit sie nicht zu anderen Heizzwecken verwendet wird, zur Erhitzung der Verbrennungsluft auf Temperaturen von 100 bis 200°, wobei sich eine wesentliche Verbesserung des Kesselwirkungsgrades (zwischen 3 und 5%) errechnet. Die erzielte Kohlenersparnis ist in der Regel größer, als dieser berechneten Verbesserung des Wirkungsgrades entspricht. Insbesondere bei minderwertigen Brennstoffen erleichtert die erhöhte Anfangstemperatur im Feuerraum die Zündung, die Wärmeaufnahme des Kessels steigt und der Flugkoksverlust nimmt wesentlich ab.

Außer der Nutzbarmachung der Kesselabwärme stehen zur Erhöhung des Kesselwirkungsgrades (gegenüber der einfachen Anlage mit unregelmäßiger Feuerbedienung von Hand) eine Unzahl von Vorrichtungen zur Verbesserung der Verbrennung, zur Vermeidung von Luftüberschuß, unvollkommener Verbrennung usw. zur Verfügung (Selbstbeschicker, Unterschubfeuerungen, Wanderroste, Vorschubroste, Schütt- und Muldenfeuerungen, Zweischichtenroste, selbsttätige Zugregelung, Oberluftzuführung, Unterwind- und Saugzug, Kontrollapparate, Drallsteine, Rußbläser u. a. m.), deren Nutzen und Anwendbarkeit selbstredend ganz von den jeweiligen Kesselverlusten bei Handbedienung ab-

hängen. Eine allgemeine Beurteilung ist nicht möglich; gegenüber guter Kesselbedienung von Hand kann z. B. durch automatische Feuerung eine Brennstoffmehrausnutzung von 5—10 % erzielt werden, bei Anlagen mit schlechter Ausnutzung und namentlich bei schwankendem Betrieb unter Umständen erheblich mehr. Bei vorhandenen Anlagen müssen zur Entscheidung über den Nutzen von derartigen Verbesserungen, die eine höhere Brennstoffausnutzung bewirken sollen, immer erst genaue Verdampfungsversuche mit Feuerungsuntersuchung zur Feststellung der bei der gegenwärtigen Arbeitsweise vorhandenen Verluste¹⁾ durchgeführt werden. — Eine Verminderung des Dampfpreises kann schließlich noch durch eine zweckmäßige Belastung von Rost- und Kesselheizfläche erzielt werden (z. B. Rostabmauerung zur Vermeidung von Luftüberschuß bei Unterbelastung, Vergrößerung der Anlage oder Verminderung der zu erzeugenden Dampfmenge bei forcierten Kesseln).

Auch zweckmäßige Anordnung von Speichern²⁾ kann bei Betrieben mit stark schwankender Kesselbelastung den Dampfpreis vermindern. Durch richtige Speicherung kann erreicht werden, daß der Feuerungsbetrieb der Kessel während des ganzen Tages oder während großer Abschnitte der Arbeitszeit auf eine gewisse Durchschnittsleistung eingestellt wird, die Kessel also ziemlich gleichmäßig durchgefeuert werden. In Zeiten geringeren Dampfbedarfes laden die Kessel den Speicher auf, der seinerseits in Zeiten des Dampfbedarfes, der über der eingestellten Durchschnittsleistung der Kessel liegt, den erforderlichen Mehrbedarf durch Entladung abgibt. Forcierter oder unterlasteter Feuerungsbetrieb wird dadurch vermieden. Auch sachgemäße Einteilung des Fabrikationsbetriebes (Vermeidung gleichzeitigen Betriebes von Verwendungsstellen mit plötzlichem hohem Dampf- und Kraftbedarf durch entsprechende zeitliche Einteilung der Fabrikationsvorgänge) kann sich in gleichem Sinne wie die Anordnung von Speichern günstig auf die Verminderung des Dampfpreises und die in Betrieb zu haltende Größe der Kesselheizflächen auswirken.

Voll wirksam sind alle Verbesserungen, die eine Erhöhung der Brennstoffausnutzung anstreben, auf die Dauer nur, wenn durch fortlaufende Kontrolle (Kohlenwägung, Dampf- und Wassermessung, Abgastemperaturen und -zusammensetzung usw.) ein genaues Bild der jeweiligen Arbeitsweise geliefert wird, das instand setzt, jede Verschlechterung sofort zu beheben.

Um ein Bild von den Grenzen, in denen sich Verdampfungsziiffern

¹⁾ Die Verluste werden gewöhnlich geteilt in: a) mit den Essengasen abziehende fühlbare Wärme; b) Verluste durch unverbrannte Gase (Kohlenoxyd usw.); c) Verbrennliches in den Rückständen und Flugkoks; d) Verluste durch Leitung, Strahlung, Undichtheiten u. dgl. (Restverlust).

²⁾ Vgl. S. 87 u. 102.

und Dampfpreise bei Verheizung von Ruhrkohle bewegen können, zu geben, sind in der Zahlentafel 4 die Ziffern für die praktisch auftretenden Gesamtwirkungsgrade von 50—85% (letzteres nur bei den vollkommensten Anlagen erreichbar) für gebräuchliche Dampfdrucke (gesättigter Dampf und Überhitzung) zusammengestellt, und zwar für einen Kohlenpreis von 15 Mk. (Rheinland) und 30 Mk. (Süddeutschland) (5,4- bis 10fache Verdampfung 1,49 Mk. bis 5,58 Mk. Dampfpreis). Ist die Verdampfungsziffer durch einen Verdampfungsversuch ermittelt, so erhöht sich für die Dampfkostenberechnung der hieraus bestimmte Dampfpreis unter Berücksichtigung der Anheiz- und Abbrandkohlen bei 10—20 stündigem Betrieb um etwa 10 %, bei 20stündigem Betrieb um 5—6 % und bei 24stündigem Dauerbetrieb gewöhnlich um 2—3 %. Aus der Zahlentafel ist der auffallend geringe Mehraufwand an Brennstoffkosten zur Erzielung höherer Dampfdrucke deutlich ersichtlich; bei einem Kohlenpreis von 15 Mk. pro Tonne erfordern 1000 kg Dampf für 1 Atm. Drucksteigerung nur etwa $\frac{1}{3}$ Pf. Mehraufwand bei Sattedampf und etwa $\frac{2}{3}$ Pf. bei Heißdampf. Auf diese Eigenschaft, in der der Nutzen der Abdampfverwertung begründet liegt, wird später (vgl. S. 183) noch zurückzukommen sein.

Zahlentafel 4. Verdampfungsziffern und Dampfpreise.
Kohle von 7500 WE, Speisewassertemperatur 30° C; von etwa 75% Ausnutzung
an ist Kondensatspeisung oder Ekonomiser Bedingung.

Wirkungs- grad der Dampf- erzeuger- anlage	Gesättigter Dampf, Spannung in Atm Überdruck			Überhitzter Dampf von				
				300° C		350° C		
				Spannung in Atm Überdruck				
%	6	9	12 ¹⁾	9	12	18	25	35
Verdampfungsziffern								
50	5,93	5,89	5,86	5,42	5,37	—	—	—
60	7,11	7,06	7,04	6,50	6,45	—	—	—
70	8,30	8,25	8,21	7,58	7,51	7,28	7,32	7,37
80	9,50	9,42	9,38	8,66	8,60	8,33	8,37	8,43
85	10,08	10,01	9,98	9,20	9,13	8,85	8,89	8,96
Dampfpreise: a) Kohle 1,50 Mk.; b) Kohle 3 Mk.								
	Mk.		Mk.		Mk.		Mk.	
	a	b	a	b	a	b	a	b
50	2,53	5,06	2,55	5,10	2,56	5,12	2,77	5,54
60	2,11	4,22	2,12	4,24	2,13	4,26	2,31	4,62
70	1,81	3,62	1,82	3,64	1,83	3,66	1,98	3,96
80	1,58	3,16	1,59	3,18	1,61	3,20	1,73	3,46
85	1,49	2,98	1,50	3,00	1,51	3,01	1,63	3,26
	2,79	5,58	2,33	4,66	2,00	4,00	2,06	4,12
	—	—	—	—	2,05	4,10	2,03	4,06
	—	—	—	—	1,79	3,58	1,78	3,56
	—	—	—	—	1,69	3,38	1,68	3,36

Die Zahlentafel 4 beleuchtet auch den großen Einfluß, den die Feuerbedienung auf die Dampfkosten hat; beträgt z. B., was bei schwankender

¹⁾ Entspricht Normaldampf (639 WE).

Dampfentnahme und unaufmerksamer Bedienung durchaus nicht zu den Seltenheiten gehört, die Durchschnittsausnutzung 55 %, und wird sie durch Selbstbeschicker, Kontrolle u. dgl. auf den erreichbaren Durchschnittsbetrag von 70 % erhöht, so bedeutet dies einen Rückgang der Brennstoffkosten um 21 %, also um einen Betrag, der bei größerem Kohlenkonto erhebliche Investitionen rechtfertigt. Der fortlaufenden Verdampfungskontrolle (durch Kohlenwägung und Speisewassermesser) wird heute noch vielfach zu wenig Wert beigelegt; daraus erklären sich zum Teil die hohen Betriebszuschläge zu den Brennstoffkosten der Dampfanlagen (vgl. S. 143), die nach den Erfahrungen der Praxis zu den bei Versuchen bestimmten oder garantierten Verbrauchswerten gemacht werden müssen, da die genaue Beaufsichtigung bei der Durchführung von Versuchen fast immer günstigere Ergebnisse, als im Dauerbetrieb ohne Kontrolle erreichbar, zur Folge hat. Bei Innenfeuerungen (Zweiflammrohrkessel, Lokomobilkessel, Doppelkessel) sind die Anheiz- und Abkühlverluste geringer als bei Kesseln mit Vor- und Außenfeuerungen, weshalb sie für unterbrochenen Betrieb in ihrem Anwendungsbereich vorzuziehen sind.

Zahlentafel 5. Gewinnberechnung für einen Speisewasservorwärmer.

	Tägliche Betriebsdauer Stunden								
	5			10			24		
	15	20	30	15	20	30	15	20	30
Kohlenpreis Mk./Tonne	15	20	30	15	20	30	15	20	30
Kohlenkonto ohne Ekonomiser Mk.	6000	8000	12000	12000	16000	24000	28800	34800	57600
Ersparnis durch den Ekonomiser Mk.	705	940	1410	1410	1880	2820	3375	5500	6750
Tilgungszeit des Anlagekapitals in Jahren. .	7,65	5,75	3,83	3,83	2,87	1,92	1,60	0,98	0,80
Reinersparnis . . . Mk.	-105	130	600	600	1070	2010	2565	4690	5840
Reingewinn in Proz. des Anlagekapitals . . %	-1,9	2,4	11,1	11,1	19,8	37,2	47,5	87,0	108,0

Die Wirtschaftlichkeit aller zur Verminderung des Dampfpreises anwendbaren Maßnahmen wächst, wie früher (S. 24) allgemein behandelt, mit der Höhe des Kohlenpreises, der Größe des stündlichen Dampfbedarfes und der Dauer des Betriebes. Zur Veranschaulichung wird in Zahlentafel 5 die Wirtschaftlichkeit eines Rauchgasvorwärmers untersucht, der nach Garantie die Verdampfung in einem mit 20 kg/qm stündlicher Dampfleistung arbeitenden 100 qm-Zweiflammrohrkessel von einer durchschnittlich 7,5fachen auf eine 8,5fache erhöhen soll und ein Anlagekapital von 5400 Mk., also (bei 15% für Verzinsung, Unterhaltung, Abschreibung und Kraftverbrauch) 810 Mk. Betriebskosten verursacht. Die Zusammenstellung ist für 5-, 10- und 24stündigen Betrieb sowie für einen niederen, einen mittleren und einen hohen Kohlenpreis

durchgeführt; der Kohlenverbrauch ohne Ekonomiser an 300 Arbeitstagen beträgt 400, 800 bzw. 1920 t, die garantierte Ersparnis berechnet sich zu 47, 94 bzw. 225 t.

Bei nur 5stündigem Betrieb und niedrigem bzw. mittlerem Kohlenpreise erweist sich im betrachteten Fall die Beschaffung des Vorwär-



Abb. 15. Linien gleicher Dampfpreise für Ruhrfettkohlenstaub, schlesische Staubflammkohle und englische Yorkshire Slacks.

mers als nicht wirtschaftlich, während der Jahresgewinn z. B. bei Dauerbetrieb und teurer Kohle das Anlagekapital übersteigt.

Im Gegensatz zu Verbrennungskraftmaschinen, deren Wärmekosten fast nur vom Marktpreis des Brennstoffs abhängen, ist bei einer vergleichenden Betrachtung der Brennstoffkosten der Dampfanlage für die Krafteinheit nach vorstehendem zu berücksichtigen, daß sich bei einem bestimmten Dampfmengeverbrauch der Maschine pro Krafteinheit der Preis der verbrauchten Dampfwärme noch durch Kapitalkosten beeinflussen läßt durch die Wahl des Dampfpreises, bei der, außer dem Wärmepreis der Kohle, der in weiten Grenzen veränderliche Wirkungsgrad der

Dampferzeugeranlage bei dem jeweils verheizten Brennstoff Berücksichtigung findet. Infolge der starken Abhängigkeit des Dampfpreises bei gleicher Ausführungsgüte der Kesselanlage vom Kohlenpreis, also von der örtlichen Lage der Fabrik, kann ein allgemeines Urteil über die Wirtschaftlichkeit der Dampfanlage gegenüber anderen Krafterzeugern

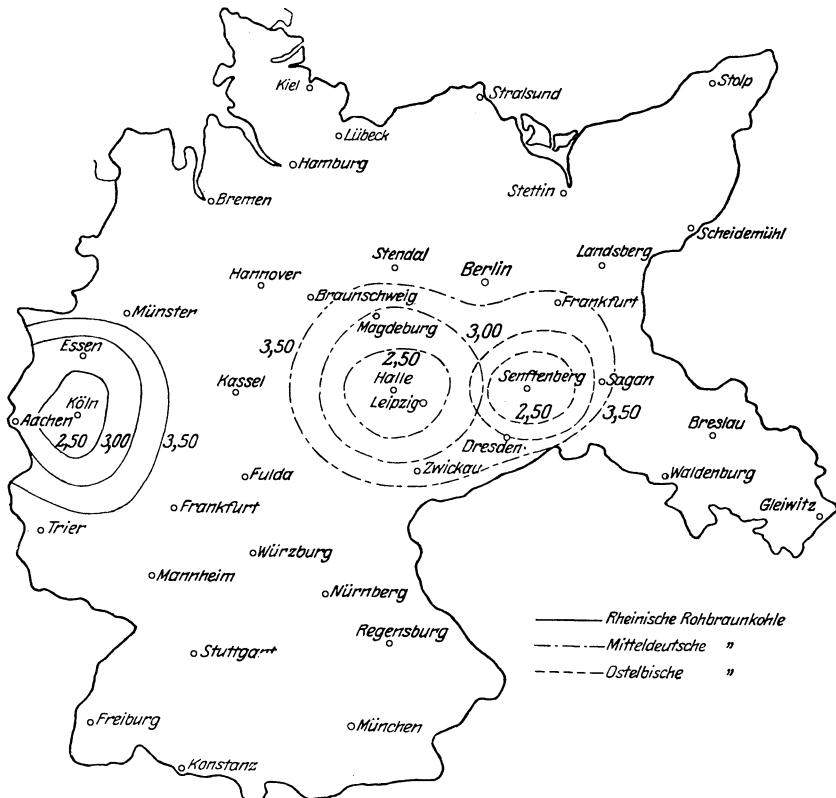


Abb. 16. Linien gleicher Dampfpreise für rheinische, mitteldeutsche und ostelbische Rohbraunkohle.

oder über das Anwendungsgebiet von Dampfmaschinen mit niederem oder hohem Dampfverbrauch nicht aufgestellt werden. Die Abb. 15 und 16¹⁾ geben eine Übersicht über die Dampfpreise, wie sie in gut betriebenen Anlagen im Jahre 1926 mit billigen Kohlensorten der verschiedenen Stein- und Braunkohlenreviere erreichbar sind; sie verschaffen einen guten Überblick über die Wettbewerbsgebiete und den Aktionsradius der Staubkohlen und Rohbraunkohle. Für hochwertigere Kohle kann der Dampfpreis an Hand der jeweils veröffentlichten Zechenpreise (z. B. in den Mittwochsnachrichten der Z. d. V. d. I.), dem Kohlen-

¹⁾ Nach Schulte: Glückauf, 5. Juni 1926.

frachttarif Abb. 17 und in Anlehnung an Zahlentafel 4 für jeden Ort errechnet werden. Die Dampfpreise 1926 bewegen sich etwa zwischen 2 Mk. und 4 Mk. für die Tonne Dampf, je nach der Frachtdistanz; die Abb. 18¹⁾ zeigt die Dampfpreise der wichtigsten auch hochwertigen

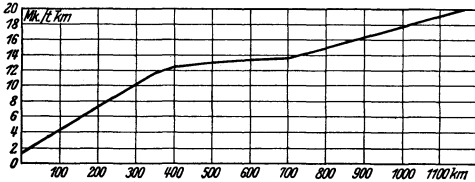


Abb. 17. Kohlentarif vom 18. September 1924²⁾.

Kohlensorten für verschiedene Entfernungen der Grube in zeitgemäßen guten Anlagen Mitte 1926.

In Betrieben ohne Dauerkontrolle und insbesondere ohne laufende Auswertung der Anzeige der Meßinstrumente sind die

Dampfpreise gewöhnlich höher als in überwachten Anlagen. Durch Mischung mit Abfallprodukten (z. B. Lohe, Holzabfälle, Flachsscheben

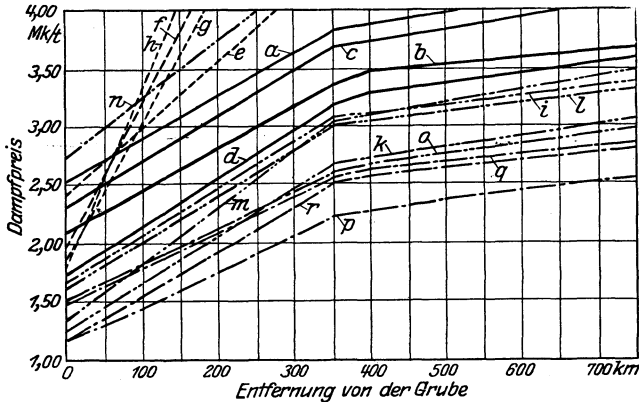


Abb. 18. Dampfpreise bei verschiedenen Brennstoffen in verschiedener Entfernung von der Grube

Rostfeuerung:	
Steinkohle	Braunkohle
a Ruhrfettfuß III;	e Braunkohlenbriketts;
b Ruhrfettförderkohle;	f Ostelbische Förderbraunkohle;
c Ruhrgasflammkohle;	g Mitteldeutsche „
d Oberschles. Kleinflammkohle;	h Rheinische „
Kohlenstaub	
mit Sonderwagen verschickt	
i Ruhrfettstaub;	am Verbrauchsort gemahlen
k Ruhrmagerstaub;	o Ruhrfettstaub;
l Ruhr-EB-Staub;	p Ruhrmagerstaub;
m Oberschlesischer Staub;	q Ruhr-EB-Staub;
n Braunkohlenstaub;	r Oberschlesischer Staub.

u. dgl.) oder mit minderwertigen frachtgünstigen Brennstoffen lassen sich zum Teil bei geeigneter Feuerung die normalen Dampfpreise ganz wesentlich herabdrücken. Je höher die Dampfpreise, desto mehr wächst die

1) Nach Schulte: Archiv für Wärmewirtschaft, Juli 1926.

2) Nach Schulte: Glückauf, 5. Juni 1926.

Wettbewerbfähigkeit der Verbrennungskraftmaschinen und des Strombezuges mit der Dampfanlage, sowie die Wirtschaftlichkeit von Verbesserungen zur Herabsetzung des anderen Faktors der Dampfkosten, zur Verminderung der Dampfmenge.

Die letztere, die durch den spezifischen Dampfverbrauch der Dampfmaschine bedingt wird, läßt sich nun ebenfalls durch mehr oder weniger großen Aufwand an Kapitalkosten in weiten Grenzen verändern: Die heute veraltete Einzylinder-Sattdampf-Auspuffmaschine mit niederem Anfangsdruck, Schiebersteuerung und kleiner Nennleistung verbrauchte 13—25 kg Dampf für die Nutzpferdestärke. Die gebräuchliche Maschine des letzten Jahrzehntes, die Verbund-Heißdampf-Kondensationsmaschine für einen Druck von 15—18 Atm und der dabei angewandten Überhitzung bis 300° kommt bei größeren Leistungen auf einen Dampfverbrauch von 4,5 kg herab. Der Übergang zu Höchstdruckdampf (zur Zeit wirtschaftliche Grenzen für Kondensationsturbinen 35—40 atü und 475°, für Kolbenmaschinen 25—30 atü und 375 bis 400°) senkt den Dampfverbrauch sogar auf knapp 3 kg/PS_e.

Der spezifische Dampfverbrauch kann grundsätzlich durch mehr oder weniger vollkommene Ausbildung der Anlage in zweifacher Weise beeinflußt werden, einmal durch die Wahl der Höhe des Anfangsdruckes und der Überhitzung, sowie des Ausströmdruckes (Auspuff oder Kondensation), also durch die Größe des ausnutzbaren Wärmegefälles, zweitens durch die mehr oder weniger sorgfältige konstruktive Durchbildung der Maschinenanlage, die den Grad der nutzbaren Umwandlung des zwischen Anfangs- und Ausströmzustand liegenden Wärmegefälles in Arbeit, dem sogenannten „Gütegrad“, bedingt. Je größer das gebotene Wärmegefälle bei gleichem Gütegrad ist, desto geringer ist der Dampfaufwand für die Krafterinheit, ebenso nimmt der Dampfaufwand mit wachsendem Gütegrad bei gleichem Wärmegefälle ab. Eine Erhöhung des Wärmegefälles und des Gütegrades ist aber fast immer mit höherem Kapitalaufwand gegenüber der Anlage mit höherem Dampfverbrauch verbunden.

In bezug auf die gebräuchlichen Wärmegefälle ist die Dampftechnik am Beginn ihrer dritten Periode angelangt: Die Periode des gesättigten Niederdruckdampfes von 6—10 atü vor 1900 wurde abgelöst von der Periode der Anwendung von Mitteldruckdampf von 12—18 atü und 300° für die Kolbenmaschine und 350° für die Turbine, eine Periode, die sich bis in die Gegenwart erstreckt. Zur Zeit steht die Technik beim Übergang zum sogenannten „Höchstdruckdampf“, bei dem die Dampfspannungen von 25 atü ansteigend bis 40 atü und mehr, und die Temperaturen zwischen 400 und 475° im praktischen Betrieb für Kondensationsmaschinen bereits Eingang gefunden haben, während die in Amerika bereits gebräuchliche Steigerung des Druckes bis über 80 atü ihre wirt-

schaftliche Berechtigung für deutsche Verhältnisse sowohl für den Kondensations- wie für den Gegendruckbetrieb noch zu erweisen hat. Für den Kondensationsbetrieb hat bei Kolbenmaschinen eine Steigerung des Druckes auf mehr als 25 bis 30 atü, bei Turbinen auf mehr als 35—40 atü zur Zeit kaum wirtschaftliche Vorteile, während für die später¹⁾ zu behandelnde Gegendruckmaschine mit voller Abdampfverwertung (Vorschaltmaschine) eine Drucksteigerung bis zu 80 atü unter bestimmten Verhältnissen vorteilhaft zur Erhöhung der Kraftausbeute sein kann.

Für die Erhöhung des Wärmegefälles erwachsen Mehrkapitalkosten für Hochdruckkessel und große Überhitzer, Vorwärmer, für Zwischenüberhitzung²⁾, Regenerativvorwärmung, Lufterhitzer, für Kondensation einschließlich Rohrleitungen, Wasserversorgung, Rückkühlung u. dgl., für die Verbesserung des Gütegrades der Maschine erwachsen Mehrkosten für die teurere besser durchkonstruierte aus hochwertigem Material ausgeführte Maschine.

Die Mittel zur Verminderung des Dampfverbrauches bei Kolbenmaschinen sind, wenn man von der Erhöhung und von der Vergrößerung des Wärmegefälles und der Abdampfverwertung, dem einschneidendsten Mittel zur Verringerung der Dampfkosten der Kraft, zunächst absieht, der Übergang zu guten Konstruktionen mit Präzisionssteuerung, kleinen schädlichen Räumen und höheren Umdrehungszahlen, die Verteilung des Druckgefälles auf 2 oder 3 Zylinder und die Durchbildung von Sonderbauarten wie der Gleichstrommaschine³⁾ und der Einzylindermaschine für Zwischendampfentnahme oder für ungleichen Gegendruck auf den beiden Zylinderseiten u. dgl. mehr.

Die Gütegrade der Heißdampf-Kolbenmaschine (80—95% bei Normallast) waren bis vor kurzem dem Gütegrad des Hochdruckteiles der Turbine ($\eta = 50—60\%$) wesentlich überlegen. Sie werden aber von den neuzeitlichen, allerdings kostspieligen Bauarten der Dampfturbine allmählich eingeholt, so daß die bisherige Überlegenheit der Kolbenmaschine an Bedeutung verliert auch für den Betrieb mit Abdampfverwertung, bei dem bisher die Kolbenmaschine eine höhere Kraftausbeute aus der benötigten Abdampfmenge ermöglichte.

Niedriger Dampfverbrauch der Turbine wird durch die Rückkehr zu geringeren Dampfgeschwindigkeiten angestrebt, sowie durch die Anwendung vielstufiger mehrgehäusiger Gleichdruckturbinen und durch die Wahl höherer Umlaufzahlen für kleinere Turbinen unter Zwischenschaltung eines Getriebes zwischen Turbine und Generator (Umlaufzahlen der Turbine bis zu 7000 Uml./Min., der Dynamo gewöhnlich 750 bis 1000). Die neuzeitlichen und entsprechend teureren Bauarten bezwecken vor allem die Verringerung der Spalt- und sonstigen Strömungs-

1) Vgl. S. 190. 2) Vgl. S. 57. 3) Vgl. S. 128.

verluste, was durch konstruktive Fortschritte erfolgreich angestrebt wird (wie unter anderem kleine Wärmegefälle für jede Druckstufe, also viele Stufen meist in mehreren Gehäusen, kleine Laufräder mit voller Beaufschlagung, große Düsendurchmesser und Schaufelhöhen, verbesserte Hochdruckstopfbüchsen, Überlastung durch Frischdampfeinleitung in die Mitteldruckstufe, Spaltverringern und Überbrückung durch geeignete Schaufelform, Diffusoren zwischen letzter Schaufelreihe und Kondensator usw.). Zu dieser konstruktiv besseren Durchbildung der Maschine (die den Gütegrad der Maschine bis auf 80% steigert) tritt die Erhöhung des Wärmegefälles (hohe Anfangsüberhitzung, Zwischenüberhitzung) und die bereits ins Gebiet der Abdampfverwertung gehörige Vorwärmung des Kesselspeisewassers durch Anzapfdampf der Turbine (Regenerativvorwärmung), die den in den Kondensator abströmenden Abwärmeverlust verringert. Der Übergang zu höherer Überhitzung verringert den Dampfverbrauch in stärkerem Maße als der Übergang zu höherem Druck, was bei der wirtschaftlichen Beurteilung der Kosten des Kesselhauses zu berücksichtigen ist. Besonders schädlich für den Gütegrad und den Dampfverbrauch im Dauerbetriebe wirkt sich die Entspannung des Dampfes ins Gebiet des Naßdampfes aus. Durch Wahl genügend hoher Anfangsüberhitzung läßt sich Dampfnaße im Niederdruckteil für Drucke bis zu 35 atü vermeiden. Für höhere Drucke dagegen muß zur Vermeidung der Dampffeuchtigkeit, die die Beschauelung schnell abnutzt¹⁾ und die Reibungsverluste stark erhöht, die teurere und meist umständlich durchführbare Zwischenüberhitzung gewählt werden, so daß für Kondensationsturbinen die Wahl eines höheren Anfangsdruckes als 35 atü häufig nicht wirtschaftlich ist.

Der Übergang zum Höchstdruckdampf ist im allgemeinen für Kondensationsturbinen erst für Maschinengrößen über 1000 kW wirtschaftlich, da für kleinere Einheiten die Stopfbüchsen- und Spaltverluste sehr hohe prozentuelle Ziffern erreichen. Besonders bei Wahl nicht sehr hoher Überhitzung nimmt für kleinere Einheiten der Vorteil der Druckerhöhung sehr schnell ab. Bei Wahl einer Anfangsüberhitzung von nicht über 400° wächst sogar für Leistungen unter 2000 kW der Dampfverbrauch bei einer Drucksteigerung über 20 atü mit steigendem Anfangsdruck, d. h. die Turbine mit 30 atü Anfangsdruck braucht mehr Dampf für die kW-Stunde als die mit 20 atü, die 40 atü mehr als die 30 atü-Turbine. Dies erklärt sich daraus, daß bei gleichbleibender Anfangsüberhitzung der Dampf bei höherem Anfangsdruck bereits nach geringerem Druckabfall ins Gebiet der Dampffeuchtigkeit kommt und hier einen erheblich ungünstigeren Wirkungsgrad der Turbine bedingt als trockener Dampf.

¹⁾ In neuerer Zeit wählt man für die Beschauelung im Naßdampfgebiet besondere, die Abnutzung durch Wandstärke und Krümmung berücksichtigende Schaufelformen.

Die wesentlichen Neuerungen dieser Art bedingen die Unterteilung der Turbinen in mehrere auf der gleichen Welle sitzende Radsätze (Mehrzylinderturbinen) und die Schaffung der erforderlichen großen Querschnitte für den austretenden Vakuumdampf (Grenzleistungsturbinen).

Ähnlich wie im Dampfmaschinenbau die Unterteilung des Spannungs-(Wärme-)Gefälles in mehrere Zylinder durch Einführung der Zweifach- und Dreifachexpansion eine neue Stufe der Entwicklung darstellte, ist auch im Turbinenbau vor kurzem durch die Rückkehr zur Unterteilung der bisher meist in einem einzigen Zylinder untergebrachten Lauf- und Leiträder in mehrere Zylinder eine neue Stufe der Entwicklung geschaffen worden. Der Zweck, der mit der Verwendung mehrerer Dampfzylinder im Dampfmaschinenbau verfolgt wurde, war bekanntlich in erster Linie die Verringerung der Kondensationsverluste, die dadurch hervorgerufen waren, daß der Dampf bei seiner weitgehenden Ausdehnung in einem Zylinder die Zylinderwand stark abkühlte, so daß der neu eintretende Dampf kalte Wände vorfand, an denen er kondensierte. Diese Kondensationsverluste waren naturgemäß um so größer, je weiter die Expansion in einem Zylinder getrieben wurde. Durch Verwendung mehrerer Zylinder wurde die Expansion unterteilt und die Kondensationsverluste wurden geringer.

Im Dampfturbinenbau haben andere Gründe vornehmlich konstruktiver Natur zur Unterteilung in mehrere Zylinder geführt. Zunächst ist die Unterteilung für die solide Lagerung wichtig. Die Unterbringung der für wirtschaftlichen Betrieb erforderlichen großen Anzahl von Schaufelrädern würde besonders große Baulängen bedingen. Bei großen Leistungen erfordert überdies das beträchtliche Volumen des austretenden Vakuumdampfes sehr große Querschnitte, die nur durch übermäßig lange Schaufeln in den letzten Rädern ermöglicht würden. Da aber durch konstruktive Rücksichten und insbesondere mit Rücksicht auf die Fliehkraftverhältnisse die Schaufellängen und Radgrößen begrenzt sind, kann der erforderliche Austrittsquerschnitt nur dadurch geschaffen werden, daß die Niederdruckteile bzw. die Niederdruckräder verdoppelt werden und die Räder mit der Niederdruckschaufelung in Spiegelbildanordnung auf der Welle sitzen. Beispielsweise besteht eine mehrzylindrige Grenzleistungsturbine dieser Art aus drei auf gemeinsamer Welle sitzenden Zylindern, deren jeder gleichsam eine Turbine für sich darstellt. Der Hochdruckteil der Turbine, in den z. B. der Dampf mit 25 Atm eintritt und mit 4 Atm austritt, besteht aus einer Anzahl von Leit- und Laufrädern, deren Beschauelung für diese Dampfverhältnisse ausgebildet ist. Der aus dem Hochdruckteil austretende Dampf wird dem Mitteldruckteil mit seiner entsprechenden Beschauelung zugeführt. Hierbei durchströmt der Dampf, um den axialen Schub weitmöglich zu verringern, den Mitteldruckteil in einem der Dampf-

richtung im Hochdruckteil entgegengesetzten Sinne. Aus dem Mittel- druckteil kommt dann der Dampf zum Niederdruckteil, der selbst wieder, wie erwähnt, zweiteilig ist. Der Dampf strömt hier in der Mitte zu, bewegt sich nach beiden Seiten durch die Schaufeln der Leit- und Lauf- räder und strömt dann an den beiden Enden dieses Niederdruckteiles in zwei oder auch in vier entsprechend großen Querschnitten in den Kon- densator aus.

Die Abb. 19¹⁾ zeigt die im praktischen Betrieb festgestellte Zunahme des Dampfverbrauches von Dampfturbinen nach längerer Betriebszeit, die überwiegend auf die Schaufelabnutzung zurückzuführen ist. Bei Turbinenanlagen ist auf eine scharfe Betriebskontrolle des spezifischen Dampfverbrauches daher größter Wert zu legen, damit die Ergebnisse des praktischen Betriebs nicht zu weit von der vor- hergehenden Wirtschaftlich- keitsberechnung abweichen.

Für die bisher gebräuch- lichen Dampfverhältnisse (12—18 atü, 300 bis 350° C) und die bisher gebräuchlichen Turbinenkonstruktionen mit einem Gütegrad bis zu 75% war die Kolbendampf- maschine für die kleineren Einheiten von etwa 500 PS abwärts der Dampfturbine in

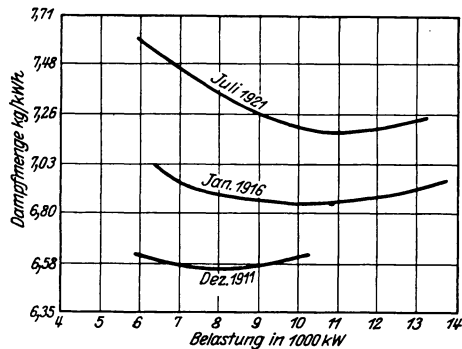


Abb. 19. Änderung des Dampfverbrauches einer Turbine innerhalb einer 10jährigen Betriebszeit.

bezug auf den Dampfverbrauch überlegen. Zwischen 500 und 1000 PS waren die beiden Maschinenarten einander ziemlich gleichwertig, bei größeren Normalleistungen besaß die Turbine günstigeren Dampfverbrauch, vor allem mit Rücksicht auf die höher zulässige Überhitzung. Die Turbine besitzt keine innere Schmierung und kann, da sie auf die Eigen- schaften des Schmieröles keine Rücksicht zu nehmen braucht, höhere Überhitzung als Kolbenmaschinen vertragen. Sie erfordert aber hohe Luftleere (bei 15° Kühlwasser etwa 96% erreichbar in der Kondensation), der Dampfverbrauch steigt mit abnehmender Luftleere (bei weniger oder wärmerem Kühlwasser) um 1—4% des Dampfverbrauches für 1% Luftleere. Die Kolben-Kondensationsmaschine wird von einer geringeren Verschlechterung des Vakuums nur wenig beeinflusst, eine Steigerung der Luftleere über 90% ist hier sogar schädlich. Eine Verschlechterung des Vakuums um ein volles Zehntel kg/cm² hat bei guten Maschinen eine Zunahme des Dampfverbrauches um nur

¹⁾ Nach „Power“ 1926. S. 436.

0,25—0,35 kg/PSi-Stunde zur Folge. Die Verminderung des Dampfverbrauches bei Übergang vom Auspuffbetrieb zum Kondensationsbetrieb beträgt bei Kolbenmaschinen etwa 20—25% des Verbrauches bei Auspuffbetrieb. Die Zunahme des Dampfverbrauches bei Übergang von Kondensation zum Auspuffbetrieb bei der Turbine ist ganz wesentlich höher, entsprechend dem schlechteren Gütegrad der bisher gebräuchlichen Turbinen im Hochdruckteil.

Die Abnahme des Dampfverbrauches durch Überhitzung beträgt bei Dampfturbinen etwa 1,6% für je 10° Überhitzung. Bei guten Kolbenmaschinen kann für je 10° Überhitzung auf eine Verminderung des Verbrauches für die Nutzpferdestärke um etwa 0,1 kg gerechnet werden, doch ist das Verhalten der einzelnen Bauarten abweichend¹⁾. Bei Auspuffmaschinen ist die Wirkung der Überhitzung, d. h. die Verminderung des Dampfverbrauches, um 20 bis 50% größer. Bei den Dampfturbinen der bisher gebräuchlichen Bauart (Gütegrad der Kondensationsmaschine im Mittel 75%, der Gegendruckturbine 50—60%) bewirkt eine Veränderung der Überhitzungstemperatur um je 40° eine etwa einprozentige Veränderung des Gütegrades, solange der Dampf in der Turbine im Überhitzungsgebiet bleibt. Gerät der Dampf dagegen ins Feuchtigkeitsgebiet, so bewirkt bereits eine Temperaturverschiebung um 20° eine Veränderung des Gütegrades um rd. 1%.

Geringer als der Einfluß der Überhitzungstemperatur ist bei der Turbine bei den bisher gebräuchlichen Anfangsdrücken der Einfluß der Anfangsspannung. Eine Verminderung des Druckes von 15 atü bis auf 11 atü hat z. B. eine Zunahme des Dampfverbrauches für jede Atmosphäre nur um etwa 1% zur Folge. Bei der Kolbenmaschine wird bei Abnahme des Anfangsdruckes von 15 auf 9 für jede Atmosphäre eine Dampfverbrauchssteigerung um 1,3—2%, bei weiteren Abnahmen von 9 auf 6 Atm eine Steigerung um 1,5—2,5% (bezogen auf den Dampfverbrauch bei 15 Atm) eingesetzt werden können.

Im übrigen sei bezüglich des Einflusses des Anfangsdruckes und der Überhitzung auf die im Abschnitt Brennstoffverbrauch aufgenommenen mittleren Dampfverbrauchsziffern für verschiedene Betriebsverhältnisse verwiesen.

Durch den Übergang zum sogenannten Höchstdruckdampf und zu Überhitzungen bis zu 475° ergeben sich also einschneidende Möglichkeiten, durch entsprechenden Kapitalaufwand den spezifischen Dampf- und Wärmeverbrauch der Maschine gegenüber den bisherigen Verhält-

¹⁾ Im allgemeinen beträgt die Verminderung des Dampfverbrauches im Gebiete der

ersten	50°	Überhitzungstemperatur	0,1 kg	für je	5°
zweiten	„	„	0,1	„	„
dritten	„	„	0,1	„	„
vierten	„	„	0,1	„	„

nissen sprunghaft zu verringern, und die auf diese Weise geschaffenen Turbinentypen und die Fortschritte im Turbinenbau werden nach Möglichkeit auch auf Turbinen für mittlere Drucke in letzter Zeit angewendet.

In Abb. 20 sind die Wirkungsgrade, die durch derartige, der neuesten Entwicklung des Turbinenbaues entsprechende Maßnahmen erzielbar sind, bildlich dargestellt. Wie sich daraus ergibt, sind die Wirkungsgrade von Zweizylinderturbinen um einige Prozente besser als die Wirkungsgrade der Einzylinderturbinen, und es zeigen sich hier die günstigsten Wirkungsgrade unter den dem Schaubild zugrunde gelegten Spannungs- und Temperaturverhältnissen bei beiden Turbinentypen in dem Größengebiet von 5000—10 000 kW.

Bei der Dreizylinderturbine sind die Wirkungsgrade wieder um einige Prozente günstiger als bei der Zweizylinderturbine. Der bessere Wirkungsgrad tritt aber erst bei größeren Einheiten in nennenswerter Weise in die Erscheinung. Wenn nämlich die Größe der Einheit weit über 10000 kW liegt, nimmt der Wirkungsgrad der Einzylinder- und Zweizylinderturbine wieder etwas ab, während der Wirkungsgrad der Dreizylinderturbine

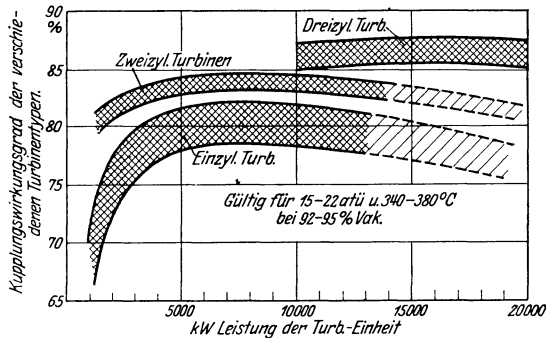


Abb. 20. Wirkungsgrad ein- und mehrzylindriger Turbinen.

hier besonders günstig ist. Ob nun für einen speziellen Fall eine Drei-, Zwei- oder Einzylinderturbine zu verwenden ist, wird lediglich eine Frage der Wirtschaftlichkeit sein. Wenn beispielsweise die Einzylinderturbine einen Wirkungsgrad von 80%, die Zweizylinderturbine einen Wirkungsgrad von 84% besitzt, so ergibt die Zweizylinderturbine eine Dampf- bzw. Kohlenersparnis von $\frac{84-80}{80} = 0,05$, d. i. etwa 5% gegenüber der Einzylinderturbine. Dem Wert dieser 5%igen Kohlenersparnis ist der Mehrpreis, welcher für die Zweizylinderturbine zu bezahlen ist, entgegenzusetzen, und es ist zu untersuchen, ob dieser Mehrpreis durch die Ersparnis gerechtfertigt ist. Bei den Größenordnungen, für die die Dreizylinderturbine in Frage kommt, ist natürlich in der gleichen Weise, wie vorangeführt, unter Berücksichtigung der Mehrkosten die Wirtschaftlichkeit der Dreizylinderturbine gegenüber den anderen Typen zu untersuchen.

Die Verwendung von Höchstdruckdampf macht in den meisten Fällen schon an und für sich die Unterteilung der Turbine in mehrere Zylinder erforderlich, wobei der Hochdruckteil wegen des geringen Dampfvolmens unverhältnismäßig klein gegenüber den übrigen Stufen erscheint.

Die Einführung des Höchstdruckdampfes hat auch zu einer neuen Turbinentype, der sogenannten Hochdruck-Vorschaltturbine, Veranlassung gegeben. Diese Turbine wird den normalen, mit den bisher üblichen Spannungen arbeitenden Turbinen als selbständiges Aggregat vorgeschaltet. Der der Vorschaltturbine mit beispielsweise 50 Atm Druck

und 450° zugeführte Höchstdruckdampf wird in ihr bis auf einen Gegendruck von beispielsweise 15 Atm verarbeitet, und der mit diesem Druck die Vorschaltturbine entströmende Dampf wird den bestehenden Dampfturbinen zugeführt. Auf diese Weise kann eine bestehende Dampfturbinenanlage in ihrer Leistungsfähigkeit und gleichzeitig in ihrem Dampf- bzw. Brennstoffverbrauch um 25—30% verbessert werden. Diese und weitere Verwendungszwecke der Vorschaltturbinen in ihrer großen Bedeutung

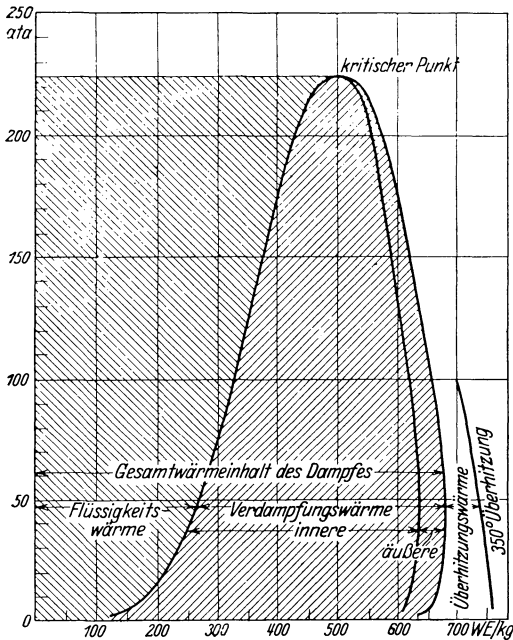


Abb. 21. Abnahme der Erzeugungswärme bei Hochdruckdampf.

für die Abfallenergieverwertung in industriellen Betrieben werden im II. Band dieses Buches noch eingehend besprochen werden.

Die technische Beherrschung der Erzeugung und Anwendung hochüberhitzten und höchstgespannten Dampfes in Kessel- und Maschinenanlagen ermöglicht die Anwendung höherer Wärmegefälle und damit die Ausnutzung einer besonders wertvollen Eigenschaft des Wasserdampfes, die aus der Abb. 21¹⁾ hervorgeht. Von etwa 30 Atm an nimmt nämlich die Erzeugungswärme des Dampfes für gleiche Heißdampf-temperatur mit zunehmendem Druck ab, d. h. die Erzeugung des überhitzten Hoch-

¹⁾ Nach einem Lehrblatt der Hanomag.

druckdampfes erfordert weniger Wärmearaufwand als die Erzeugung niedriger gespannten Dampfes. Die Flüssigkeitswärme, d. h. der zur Erhitzung des Wassers auf Siedetemperatur erforderliche Anteil der Erzeugungswärme, nimmt ständig zu, während die Verdampfungswärme in stärkerem Maße abnimmt. Bei dem sogenannten kritischen Druck von rund 224 atü wird die Verdampfungswärme 0, d. h. das Wasser geht bei Erreichung der Siedetemperatur von 374° vollständig in Dampfform über. Der Brennstoffaufwand zur Erzeugung von Höchstdruckdampf kann durch entsprechend hohe Speisewasservorwärmung mittels Abwärme günstig beeinflusst werden.

Der geringeren Erzeugungswärme steht allerdings ein wesentlich größerer Kraftbedarf der Speisepumpen gegenüber, der beispielsweise ihren Dampfbedarf von etwa 0,4% der Kesselleistung bei 15 atü, auf 1,5% bei 60 atü und auf 4% bei 100 atü steigert. Dagegen ist nach den bisherigen allerdings nicht ausgedehnten Erfahrungen mit einer besseren Wärmeausnutzung in der Kolbenmaschine und in der Turbine zu rechnen, so daß der Speisepumpenmehrverbrauch zum Teil durch die höheren Gütegrade der Maschine ausgeglichen wird.

Die Ausnutzung der Vorteile des Höchstdruckdampfes erfordert aber eine verhältnismäßig verwickelte Gesamtanlage, teurere Sonderausführungen von Kessel, Überhitzer, Armaturen, Speisepumpen, Speiseregler und Maschinen, Zwischenüberhitzer, Einrichtungen für Anzapfvorwärmung, Luftherhitzer, besonders sorgfältige Wasserreinigung und auch meist zusätzliche Speicheranlagen, sowie besonders gut ausgebildete Überwachung des Dampfbetriebes. Die Anwendung des Höchstdruckdampfes wird daher vorläufig in erster Linie für Großkraftwerke und Großbetriebe, wenigstens für Kondensationsmaschinen, Bedeutung haben, während die überwiegenden Vorteile hohen Wärmegefälles für Abdampfverwertung das Anwendungsgebiet auch auf mittlere Betriebe mit Abdampfausnutzung ausdehnt. Nach amerikanischen Erfahrungen gilt zur Zeit als wirtschaftlichster Druck eine Kesselspannung von etwa 30 atü bei einem Belastungsfaktor von 80% und gleichzeitiger Anwendung von Zwischenüberhitzung und Regenerativvorwärmung (in Deutschland verzichtet man bei 30 atü im allgemeinen auf Zwischenüberhitzung und geht statt dessen auf einen Anfangsdruck von 35 atü). Bei 80% Belastungsfaktor sind für amerikanische Verhältnisse die Gesamtbetriebskosten zwischen 40 und 80 atü nahezu gleich. Die höhere Überhitzung bringt aber größere Ersparnisse in den Anlagekosten gegenüber der Drucksteigerung.

Die Anordnung zusätzlicher Speicher ist auch bei Betrieb ohne Abdampfverwertung bei auftretenden Belastungsschwankungen erforderlich wegen der geringen in den Hochdruckkesseln vorhandenen Verdampfungsoberfläche, dem meist geringen Wasserinhalt und der geringen

Speicherfähigkeit des unter Hochdruck stehenden Wassers¹⁾. Die Höchstdruckkessel können bereits bei verhältnismäßig kleinen Belastungsschwankungen den Druckabfall nicht mehr allein ausgleichen. Zum mindesten müssen schnell regelbare Feuerungen für stärkere Schwankungen vorgesehen werden.

Für die gegenseitige Abgrenzung der Anwendungsgebiete der Kolbenmaschinen einerseits und Turbinen andererseits sind in den vorstehenden Abschnitten bereits zahlreiche Fingerzeige enthalten, wonach hinsichtlich allgemein wärmetechnischer Eigenschaften im Größengebiet zwischen 500 und 1000 PS beide Maschinenarten einander gleichwertig, bei den kleineren Einheiten die Kolbendampfmaschinen, bei den größeren Einheiten die Turbinen vorzuziehen sind. Auch der Einfluß der Dampfspannung, der Überhitzung und des Vakuums auf die Wirkungsweise und die Wirtschaftlichkeit der beiden Maschinen wurde besprochen. Zur Vervollständigung sei noch darauf hingewiesen, daß die Dampfturbinen kleineren Platzbedarf, insbesondere kleinere Grundfläche und meist auch ein kleineres Gewicht aufweisen als Kolbenmaschinen gleicher Größe.

Die Kondensationsanlagen der Dampfturbinen sind bei gleicher Leistung meist sowohl räumlich, als auch dem Gewichte nach größer, als jene von Kolbenmaschinen, was zum Teil schon in dem System der Oberflächenkondensation, welche bei Turbinen in weit höherem Maße Anwendung findet als bei Kolbenmaschinen, zum anderen Teil aber auch darin begründet ist, daß mit Rücksicht auf die große Wichtigkeit möglichst günstiger Arbeit des Niederdruckteiles im Turbinenbetrieb ein möglichst hohes Vakuum erzielt werden und die Kondensationsanlage mit allen hierzu erforderlichen Feinheiten ausgestattet sein muß. Hierbei handelt es sich um die Bewältigung sehr beträchtlicher Raumengen: 1 kg Dampf bei 96% Vakuum hat ein Volumen von 35,5 cbm, und die kleinsten, im Vakuumdampf enthaltenen Luftgewichte stellen ein sehr großes Luftvolumen dar, das auf das Sorgfältigste aus dem Kondensator entfernt werden muß. Aus all diesen Gründen ist der unter Turbinenhausflur untergebrachte Teil der Turbinenanlage sehr groß im Verhältnis zu der Dampfturbine selbst. Nichtsdestoweniger ist der gesamte bauliche Teil einer Turbinenanlage wesentlich einfacher, die Fundamente sind leichter und der ganze Bau eines Turbinenhauses kleiner als bei einer Kolbenmaschine. Die ausschließlich rotierende Arbeitsweise der Dampfturbine und meist auch aller dazugehörigen Hilfsmaschinen, Pumpen u. dgl., und der vollkommen stoßlose Betrieb ermöglichen es, auf einem schweren und massigen Unterbau, wie ihn die Kolbenmaschine erfordert, zu verzichten. Der Dampfturbine haften über-

¹⁾ 1 Atm Druckabfall von 6 auf 5 atü liefert ebensoviel Verdampfungswärme aus dem entspannten Wasser, als ein Druckabfall von 2 atü im Gebiet 20 auf 18 und 4 atü im Gebiet von 50 Atm.

haupt die Eigenschaften des Feineren und Zarteren an: schon die Tatsache, daß sie aus einer großen Anzahl zierlicher Laufräder, welche mit vielen hundert zarten Schaufeln besetzt sind, besteht, verleiht ihr diesen Charakter. Die Herstellung aller dieser Einzelteile, deren jeder einzelne bis in seine letzten Abmessungen den verwickelten Vorgängen der Dampfausdehnung einerseits und den Beziehungen zwischen Dampfdruck, Temperatur und Geschwindigkeit andererseits bei der rasch rotierenden Bewegung Rechnung tragen muß, erheischt nicht nur eingehende konstruktive Arbeit, sondern, da es sich um große Mengen einzelner gleicher Teile handelt, auch besondere Arbeitsmethoden bei der Herstellung, und stellt schließlich auch die größten Anforderungen an die Eigenschaften des Materials. Die Formgebung, Herstellung und das Material der Schaufeln allein sind oft ausschlaggebend für den Vorrang der einen oder anderen turbinenbauenden Firma, und es gibt große Firmen auf diesem Gebiete, die eigene Fabriken ausschließlich für die Herstellung der Schaufeln besitzen. Trotzdem die Herstellung der Dampfturbine aus allen diesen Gründen die höchsten Anforderungen an den Konstrukteur und den Werkmann stellt, ist doch die fertige Turbine als Ganzes ein verhältnismäßig einfaches Betriebsmittel, welches auch nur verhältnismäßig geringe Wartung erfordert. Allerdings muß von dem Dampfturbinenwärter Verständnis für die Turbine und ihre einzelnen Teile gefordert werden, und auch gewisse Kenntnisse theoretischer Art sind ihm sehr dienlich. Die Eingriffe von Hand, die der Betrieb erfordert, sind jedoch auf ein Minimum beschränkt, und es genügt eine verständnisvolle Beobachtung der vorhandenen Apparate, um die kleinste Unregelmäßigkeit wahrzunehmen.

Ein besonderes Anwendungsgebiet hat die Dampfturbine überall dort, wo bei der Vereinigung der Krafterzeugung mit Abdampfverwertung ein besonderes Gewicht auf ölfreien Abdampf gelegt wird. Wenn auch der Abdampf von Dampfmaschinen durch einfache Vorrichtungen, wie Absetzbehälter, oder durch mehr oder weniger komplizierte Abdampftöler bis auf den praktisch kaum mehr wahrnehmbaren Inhalt von 1 mg Öl pro cbm Kondensat entölt werden kann, gibt es doch sehr viele Verwendungszwecke für Abdampf, für welche auch die Anwesenheit dieser Spuren von Öl im Kondensat sehr schädlich ist (z. B. manche Färbereien, viele Zweige der Nahrungsmittelindustrie u. dgl.). Hier kommt, wenn auf die Abdampfverwertung nicht überhaupt verzichtet werden soll, als Kraftmaschine nur die Dampfturbine in Frage, und es treten hinter der Notwendigkeit ölfreien Abdampfes alle anderen Rücksichten zurück, die möglicherweise sonst der Kolbenmaschine den Vorzug geben würden, wie z. B. geringer Dampfverbrauch im Gegendruckbetrieb, einfachere Kraftübertragung o. dgl.

Ein Nachteil des Dampfturbinenbetriebes ist die hohe Drehzahl, die

im allgemeinen einen direkten Transmissionsantrieb unmöglich macht. Die normale Drehzahl der Turbine, die in der Größenordnung von 1500 bis 3000 Touren pro Minute und darüber liegt, ist für die unmittelbare Kupplung mit dem Elektrogenerator ohne weiteres geeignet; sie ermöglicht die Kraftübertragung auf die Wellen geringerer Tourenzahl auf elektrischem Wege. Der für die Dampfmaschine typische direkte Transmissionsantrieb vom Schwungrad aus ist dagegen für die Dampfturbine normalerweise nicht durchführbar.

In den letzten Jahren hat sich jedoch die Technik der Zahnradübersetzung für die Kraftübertragung von Turbinen schnell entwickelt; es ist heute ohne weiteres möglich, größere Leistungen mit Hilfe von Zahnradvorgelegen von der Drehzahl von beispielsweise 3000 Touren auf beispielsweise 70 Touren zu übertragen. Für das Übertragungsverhältnis bis zu 1 : 20 können noch einfache, bei größerer Übertragung bis zu 1 : 70 werden meist doppelte und darüber hinaus auch dreifache Getriebe verwendet. Zweifache Vorgelege sind schon bei Turbinenleistungen bis zu 10000 PS gebaut worden. Der Wirkungsgrad derartiger Zahnradvorgelege, der zum Teil vom Übersetzungsverhältnis, zum Teil von der Anordnung der Lager abhängt, erreicht bei einfachen Zahnradvorgelegen einschließlich Lagerreibung 98,5%. Allerdings stellt eine anstandslose und wirtschaftliche Zahnradübersetzung große Anforderungen an das verwendete Material; die hochtourigen Ritzel werden meist aus erstklassigem homogenen Stahl hergestellt, und bei der Herstellung der Verzahnung muß die peinlichste Genauigkeit und größte Sorgfalt angewendet werden. Die Ritzel werden aus dem Vollen herausgearbeitet; die Zahnform ist meist eine Evolventenverzahnung. Die Zähne sind durchweg maschinell herzustellen, da nur bei vollkommen genauer und gleichmäßiger Zahnform die erforderliche Geräuschlosigkeit erreicht werden kann. Die Lagerung des Getriebes muß vollkommen starr und die Schmierung, welche in der Regel durch Preßöl erfolgt, muß absolut verlässlich sein.

Derartige Zahnradübersetzungen, die in erster Linie für den Schiffsantrieb große Bedeutung hatten, wurden übertragen für den Generatorantrieb der Dampfturbinen, die als sogenannte Grenzleistungsturbinen mit höchstmöglicher Drehzahl laufen müssen. Der normale Typ der Dampfturbine für den Fabrikbetrieb wird aber wahrscheinlich auch weiterhin in der direkten Kupplung mit dem Elektrogenerator zu suchen sein, und der Transmissionsantrieb wird in den Anwendungsgebieten, in denen die Kolbenmaschine der Dampfturbine hinsichtlich Dampfverbrauch gleichwertig oder überlegen ist, der Kolbenmaschine vorbehalten bleiben. Insbesondere trifft dies für die Bedarfsstellen zu, wo Maschineneinheiten von nicht wesentlich mehr als von 500 bis höchstens 1000 PS in Frage kommen.

Die außerordentlich elastische Anpassungsfähigkeit der Kolbenmaschine und ihre unveränderte ruhige und zuverlässige Arbeitsweise bei Abänderung der normalen Verhältnisse geben ihr überall dort den Vorzug, wo mit gewissen Störungen gerechnet werden muß. Solche Störungen sind beispielsweise veränderliche Mengen von Kühlwasser für die Kondensation. Ein Rückgang in der erforderlichen Kühlwassermenge und die damit verbundene Verschlechterung des Vakuums hat bei der Dampfturbine nicht nur eine wesentliche Erhöhung des Dampfverbrauches zur Folge, sondern dementsprechend auch eine Verringerung der Leistung. Es darf nicht vergessen werden, daß eine übermäßige Steigerung des Dampfverbrauches bei gegebener Kühlwassermenge eine weitere Verschlechterung des Vakuums zur Folge hat, so daß der Einfluß der verringerten Kühlwassermenge in erhöhtem Maße sich auswirkt. Bei der Dampfmaschine dagegen, bei der der Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch nicht so bedeutend ist wie bei der Dampfturbine, steigt der Dampfverbrauch bei verringerter Kühlwassermenge weniger schädlich; auch der Rückgang der Leistung ist nicht einschneidend, und es wirkt sich in allen Folgen und Erscheinungen die Schwankung in der Kühlwassermenge nicht so stark aus wie bei der Dampfturbine. Das Gleiche wie für die Kühlwassermenge gilt natürlich auch für die Temperatur des Kühlwassers u. dgl. m.

Zusammenfassend kann als das überwiegende Anwendungsgebiet für Einheiten bis zu etwa 500 PS das der Kolbenmaschine bezeichnet werden. Turbinen können für derartige Zwecke nur dann in Frage kommen, wenn die vorangeführten spezifischen Eigenschaften, insbesondere aber der ölfreie Dampf bei Abwärmeverwertung, von ausschlaggebender Bedeutung sind. Im Größengebiete von 500 bis etwa 1000 PS kommen sowohl als reine Kraftmaschinen als auch für den Gegendruckbetrieb beide Maschinenarten in gleicher Weise in Frage, und über 1000 PS wird das Gebiet vornehmlich von der Dampfturbine beherrscht.

Die Lokomobilanlage, bei der Dampfkessel und Dampfmaschine zu einem einheitlichen Ganzen konstruktiv verbunden sind, ist für die einzelnen Bauarten ähnlich den Verbrennungskraftmaschinen in bezug auf Anlagekosten und Brennstoffverbrauch weniger veränderlich. Der Zusammenbau von Kessel und Maschine läßt die Kesseleinmauerung, lange isolierte Rohrleitungen, einen erheblichen Teil der Grundfläche (Kesselhaus), die Unterkellerung für die Kondensation, oft auch den gemauerten Schornstein der „ortsfesten“, d. h. getrennten Anlage entbehrlich werden; infolge der geringeren Wärmeverluste in den Leitungen, der thermischen günstigen Zylinderanordnung (die Abgaswärme kann z. B. zur Heizung des Dampfzylinders und zu sehr wirksamer Überhitzung mit hohen Temperaturen herangezogen werden), ferner durch Anwendung der Verbundwirkung schon bei verhältnismäßig kleinen

Leistungen kann der Brennstoffverbrauch gut betriebener Lokomobilanlagen um 10—20% geringer gehalten werden, als in gleichgroßen ortsfesten Anlagen. Es werden bereits bei mittleren Ausführungsgrößen von 200—300 PS Brennstoffziffern erreicht, die dem Verbrauch von mehrtausendpferdigen ortsfesten Anlagen gleichkommen.

Lokomobile für Kondensationsbetrieb werden bis zu etwa 250 PS für einen Anfangsdruck von 12—15 Atm erbaut, für größere Leistungen bis rund 800 PS wird ein Druck zwischen 15 und 20 Atm gewählt. Infolge des organischen Zusammenbaues von Kessel, Speisewasservorwärmer, Überhitzer und Maschine ergibt sich niedriger Brennstoffverbrauch; durch entsprechende Bemessung der Kesselheizfläche läßt sich außer dem für den Maschinenbetrieb erforderlichen Arbeitsdampf in weiten Grenzen auch die Frischdampferzeugung für Heiz- und Fabrikationszwecke ermöglichen. Die Anpassung der Lokomobile an die Anforderungen der Abdampfverwertung ist in den letzten Jahren vollständig durchgebildet worden, so daß für Fabriken mit kleinem und mittlerem Kraftbedarf die Lokomobilanlagen in erfolgreichem Wettbewerb in bezug auf die Gesamtbetriebskosten mit der getrennten ortsfesten Dampfanlage, insbesondere für kleinere elektrische Zentralen auch mit den thermisch vollkommeneren Verbrennungskraftmaschinen treten können. Wechselbetrieb zwischen Auspuff und Kondensation (beispielsweise Sommer- und Winterbetrieb) läßt sich durch entsprechende Anpassung der Steuerung mit der Lokomobile leicht durchführen. Der Auspuffbetrieb bedeutet eine Leistungsverminderung von rund 70% bzw. einen Dampfmehrverbrauch von rund 35% gegenüber dem Kondensationsbetriebe.

Gegenüber der getrennten Anlage hat die Vereinigung von Kessel und Maschine in einem Raum den Nachteil, daß Kohlenfahren, Heizen und Abschlacken eine Verschmutzung der Maschinen (namentlich bei Dynamos störend) verursacht, und daß sie eine geringere Anpassungsfähigkeit an Betriebsveränderungen besitzt. Bei Anwachsen des Kraft- oder Heizbedarfes oder bei häufig notwendiger Kesselreinigung (schlechtes Speisewasser) muß ein vollständiger Kessel- und Maschinensatz aufgestellt werden, während bei der ortsfesten Anlage eines von beiden genügen kann. Man kann freilich auch bei der Lokomobile den Ausweg eines getrennten Kessels (oder als Notbehelf auswechselbares Rohrsystem) wählen. Dies ist bei den Kapitalkosten, die ohnehin auf den ersten Blick etwas höher sind als bei getrennten Anlagen, zu berücksichtigen. Dagegen ist im Auge zu behalten, daß durch den Wegfall der getrennten Speisepumpe, ferner großer Rohrleitungen mit Isolierung, Armaturen, Wasserabscheidern, Kondenstöpfen, der Einmauerung, ferner durch einfachere Kanäle und Montage die Kapitalkosten günstig beeinflußt werden.

Das Anwendungsgebiet der Lokomobile reicht von etwa 15 PS bis zu 800 PS (Verbundmaschinen schon von 35 PS an), größere Ausführungen (bis zu 1000 PS) werden seltener angewandt. Die Lokomobilen können bei geeigneter Wahl der Feuerungseinrichtung (Planrost, Treppenrost, Vorfeuerung, Düsenfeuerung für flüssige Brennstoffe) so ziemlich mit allen Brennstoffen betrieben werden.

Die Entscheidung für die zu verwendenden Brennstoffsorten ist nicht nur für Lokomobilen, sondern auch für die getrennte Kesselanlage vor Bestellung der Kessel zu treffen, um die richtige Feuerungsart und Zugerzeugung wählen zu können. Außer dem Heizwert, der im wesentlichen die Rostgröße bestimmt, ist Aschen- und Wassergehalt, Gasreichtum, Sortierung, Schlackenbildung und Backen der Kohle für die Wahl der Bauart der Feuerung oder der Selbstbeschicker maßgebend. Letztere sind für große Kesseleinheiten über 300 qm schon der von Hand nicht mehr bedienbaren großen Rostflächen wegen fast immer notwendig. Planrost und Wanderroste lassen sich leicht allen hochwertigen Brennstoffen und vielen minderwertigen anpassen.

Bei den selbsttätigen Kohlenfeuerungen lassen sich nach der Wirkungsweise drei Gruppen unterscheiden;

Feuerungen, bei denen die frische Kohle auf die glühende Schicht geworfen wird, wie es bei Wurff Feuerungen der Fall ist, die die normale Tätigkeit des Heizers nachahmen; Feuerungen, bei denen die frische Kohle vorne auf den Rost kommt und sich allmählich nach rückwärts weiter bewegt, wie es bei den Kettenrosten und Wanderrosten der Fall ist; Feuerungen, bei denen die frische Kohle in oder unter die glühende Schicht befördert wird, wie es bei Vorschubrosten oder den sogenannten Stokern angestrebt wird.

Diese drei verschiedenen Wirkungsweisen automatischer Feuerungen stellen auch verschiedenartige Anforderungen an ihre Ausbildung: bei den Feuerungen der ersten Art kann der Feuerherd ähnlich beschaffen sein wie bei der normalen Handfeuerung; die aufgeworfene Kohle entzündet sich an der darunterliegenden glühenden Schicht. Bei den Ketten- und Wanderrosten jedoch kann sich die frisch auf den Feuerherd kommende Kohle nicht an der dort vorhandenen glühenden Kohlschicht direkt entzünden, weil sie mit ihr nicht in enge Berührung kommt. Hier kann vielmehr die Entzündung der Kohle überwiegend nur durch die Wärmestrahlung des Mauerwerkes im Feuerraum hervorgerufen werden und es ist infolgedessen bei all diesen Feuerungen die Formgebung des Feuerraumes und die Anordnung eines richtig bemessenen Zündgewölbes von ausschlaggebender Bedeutung. Je nach der verwendeten Kohlenart müssen die Feuergewölbe mehr oder weniger weit in den Feuerraum hineingezogen werden und auch die Höhe des Feuerraumes und seine son-

stigen Abmessungen sind entsprechend abzustimmen. Bei den Feuerungen der drittgenannten Art (Stokern), die allerdings in Deutschland noch verhältnismäßig weniger verbreitet sind, findet die Entzündung der Kohle zum Teil durch die hohe Temperatur im Feuerraum, zum Teil durch die enge Berührung mit glühenden Kohlentteilen statt.

Die auf dem Markt befindlichen Feuerungskonstruktionen sind überaus zahlreich, und die wohl in die Tausende gehenden Feuerungspatente erschöpfen gewiß noch nicht alle Möglichkeiten, von denen immer wieder die eine oder die andere ein bestimmtes Teilproblem der Feuerungstechnik zu lösen sich bestrebt. Wesentlich ist jedoch, daß es eine Universalfeuerung nicht gibt und wahrscheinlich auch nie geben wird, und daß es nach wie vor eine der wichtigsten Aufgaben bei der Erstellung von Kesselanlagen bleibt, für den in Frage kommenden Brennstoff und für die sonstigen besonderen Verhältnisse die richtige Feuerung zu wählen.

Die Verwendung der automatischen Feuerungen (Wurfapparate, Unterschubfeuerungen, Vorschubfeuerungen, Wanderroste, Kohlenstaubfeuerungen u. dgl.) ermöglicht die Anwendung großer Kessel-einheiten mit gegenüber kleineren Einheiten verhältnismäßig höherem Gesamtwirkungsgrad sowie mit geringerem Platzbedarf und niedrigeren Baukosten für die Heizflächeneinheit. Für große Zentralen ist durch die Fortschritte des Feuerungsbaues die Steigerung der Kesselgrößen von etwa 350—400 qm Heizfläche im letzten Jahrzehnt bis zu Kesseln von 1000—2000 qm Heizfläche und darüber ermöglicht worden; für große Kraftwerke ist die Anwendung von Kesseln von 1500 qm nicht mehr ungewöhnlich. Die Wahl derartig großer Kessel ist allerdings mit dem Nachteil verknüpft, daß die beträchtliche Heizfläche bei Reinigung oder Beschädigung brach liegt, daß also sehr große Reserven notwendig sind. Eine zu weit gehende Zentralisierung der Dampferzeugung auf wenige Einheiten ist im Gegensatz zu der viel betriebssichereren Dampfmaschine im allgemeinen nicht angebracht.

Die Fortschritte des Feuerungsbaues ermöglichen nicht nur die Steigerung der Kesselgröße, sondern auch gleichzeitig die Verheizung minderwertiger bzw. billiger Abfallkohle mit oder ohne Unterwind, und damit die Ausnutzung des meist geringen Wärmepreises derartiger Kohlen-sorten zur Absenkung des Dampfpreises. Normale Wurfapparate und Wanderroste erfordern gewöhnlich bestimmte oder gleichmäßig sortierte Stückgrößen. Normale Wanderroste können bei geeigneter Ausbildung langflammige Steinkohlen und hochwertige Braunkohlen vom kleinsten Korn an bis zu etwa 50 mm Stückgröße sowie Braunkohlenbriketts günstig verheizen und haben den Vorteil selbsttätiger Schlackenabführung. Sie sind indes nur für Wasser- und Steilrohrkessel geeignet.

Wurfbeschicker, die für kleinere Wasserrohrkessel, Flammrohrkessel

und sonstige Innenfeuerungen ihr Hauptanwendungsgebiet haben, müssen für großstückige Kohlen und für Briketts mit Brechvorrichtungen versehen sein und für kleines Korn feinstufige Veränderung der Wurfweite gestatten. Für gasreichere Kohlen (über 25% flüchtige Bestandteile) werden Unterfeuerungen mit Oberluftzuführung gewählt (Schräg- und Treppenroste mit und ohne Vorschub) oder, falls die Kohle nicht backt, Unterschubfeuerungen. Kurzflammige, gasreiche Kohle eignet sich besser für Innenfeuerungen, gasarme, minderwertige Kohlen müssen mit Unterwind oder Saugzug verheizt werden, falls sie nicht mit gasreicheren Kohlen vermischt werden. Gemische von Mager- und Fettfeinkohlen ermöglichen häufig bei Verfeuerung mit Wurfbeschießern eine wesentliche Verminderung des Dampfpreises, Magerkohle kann im Gemisch mit gasreichen Kohlen auch auf dem Wanderrost bei Anordnung einer geeigneten Mischvorrichtung (z. B. Zweischichtenrost) verfeuert werden, die dafür sorgt, daß der gasreichere Brennstoff zündet und die Verbrennung auf den mageren Brennstoff überträgt. Die Zündgewölbe, welche bei Wander- und Kettenrosten insbesondere bei Verfeuerung gasärmerer Kohlen erforderlich sind, ließen hinsichtlich Haltbarkeit bei Ausführung in Gewölbeform zunächst viel zu wünschen übrig; durch den Übergang zu den sogenannten scheidrechten Hängedecken hat sich inzwischen aber eine betriebssichere Bauart entwickelt, welche ihre Anwendung für sehr große Rostflächen (bis über 30 qm Einzelrostfläche) ermöglicht. Die Rostbreite kann bis zu 10 m ausgedehnt, die Vorschubgeschwindigkeit bis zu acht Stufen durch Wechselgetriebe verändert und Belastungsschwankungen schnell angepaßt werden. Die Schlackenentfernung erfolgt mittels Staupendeln oder Feuerbrücken.

Von besonderer Bedeutung für größerer Kesselhäuser ist die Kohlenstaubfeuerung¹⁾, die die Verheizung minderwertiger feinkörniger und aschenreicher Kohlen mit geringem Luftüberschuß und hohem Wirkungsgrad sowie mit schneller Regelbarkeit für schwankende Dampfenahme gestellt, deren Wirtschaftlichkeit aber mit Rücksicht auf die für die Nebeneinrichtungen erforderlichen hohen Anlagekosten in jedem Einzelfalle, insbesondere für kleinere und mittlere Betriebe nachzuprüfen ist. Neben den Mahl-, Trocknungs- und Staubbeförderungseinrichtungen ist eine vollständig abgeänderte Durchbildung des Feuerungsraumes, häufig auch der Kesselkonstruktion beim Übergang zur Kohlenstaubfeuerung erforderlich. Der Kohlenstaub erfordert große und hohe Feuerungsräume, die bei gut durchgebildeten und richtig angeordneten Brennern, in denen sich Staub und Luft mischt, genügend Weg und Zeit für die Ausbildung der Flamme vor der Berührung der Flamme mit den Kesselheizflächen ermöglichen. Als normal kann ein Raumbedarf von 1 cbm auf

¹⁾ Über Mahl-, Trocken- und sonstige Kosten vgl. Fußnote S. 47.

150 000—200 000 WE std. Verbrennungsleistung für Steinkohlenstaub und 300 000—400 000 WE für Braunkohlenstaub bezeichnet werden. Die Einmauerung des Feuerraumes wird durch vorgelagerte Wände aus wasserdurchflossenen Rohren gegen den Flammenangriff geschützt, für hohe Leistungen auch durch sogenannte Strahlungsüberhitzer, die für die zeitgemäßen hohen Überhitzungen neben dem in den zweiten Rauchgaszug eingemauerten Berührungsüberhitzer angewandt werden. Außer dem Schutz durch vorgelegte Wasserrohre erfolgt eine Kühlung der Feuerraumwände durch Luftkanäle. Die Kühlluft wird in erhitztem Zustande als Verbrennungsluft der Feuerung zugeführt. Die Wasserkühlvorlagen stehen im Wasserumlauf in Verbindung mit rostähnlich am unteren Teil des Feuerungsraumes angeordneten Granulier- oder Schlackenköhlrohren, die abfallende Schlackenteilchen der Staubfeuerung gegen Zusammenschmelzen abkühlen und ein Abziehen der Asche in körnigem Zustande ermöglichen. Wie bereits erwähnt, ergibt sich durch die Anordnung wasserdurchflossener Kühlflächen als Umwandlung des Feuerungsraumes eine zusätzliche Heizfläche, die der Wassererwärmung, nicht der Verdampfung dient und organisch in den Wasserumlauf des Kessels sich einfügen muß.

Die Staubfeuerung kann auch mit anderen Rostarten, insbesondere mit dem Wanderrost kombiniert verwendet werden und dient in diesem Falle in erster Linie zur Regelung und Anpassung der Kesselleistung an Belastungsschwankungen als Zusatzfeuerung, während die Grundleistung der Kessel vom Wanderrost aufgebracht wird. Durch Anwendung der Zusatzstaubfeuerung erübrigt sich unter Umständen die Festlegung von Anlagekapital für Reservekessel oder Speicher und der Wegfall der dauernden Inbetriebhaltung von Spitzendeckungskesseln. Die Zusatzfeuerung erfordert geringere Mahlfeinheit und weniger sorgfältige Mauerkühlung wie die ausschließliche Staubfeuerung. Kohlenstaubfeuerung ist sowohl für Steinkohlen als für Rohbraunkohlen anwendbar. Bei Steinkohlen muß vor oder in der Mahlanlage eine Trocknung mittels Abdampf oder Abgasen von einem Feuchtigkeitsgehalt von 2—5%, bei Rohbraunkohlen von einem Feuchtigkeitsgehalt von 15—20% ab, bzw. muß eine Trocknung bis auf die genannten Feuchtigkeitsgehaltswerte erfolgen¹⁾.

Beispielsweise konnte bei grubenfeuchter Rohbraunkohle eine normale Kesselleistung von 24 kg bei ausschließlichem Treppenrostbetrieb durch Zugabe von 12% Staub um rund 30% in wenigen Minuten gesteigert werden, wobei ein Rückgang des Kesselwirkungsgrades um einige Prozent eintritt. In einer anderen Anlage wurde in 7 Minuten die Kesselleistung von 18 auf 40 kg/qm/st ge-

¹⁾ Wärmebedarf für Abgastrocknung bei Rohbraunkohle rund 1000 WE/kg verdunstetes Wasser, bei Steinkohle rund 2000 WE/kg verdunstetes Wasser, bei Abdampftrocknung rund 800 WE/kg.

steigert und die Dauerleistung der Kessel durch die Zusatzfeuerung um 65% erhöht. Die Leistungssteigerung durch Zusatz richtet sich nach dem verfügbaren Feuerraum.

Für Rohbraunkohlé dürfte ausschließliche Staubfeuerung indes geringere Bedeutung haben gegenüber der Verfeuerung in Halbgas- oder Muldenvorfeuerungen bzw. auf Treppenrosten. Für große Kesseleinheiten beseitigt der neuerdings ausgebildete Treppenvorschubrost den bisherigen Hauptübelstand der mangelhaften Rückstandbeseitigung, so daß bei der gleichzeitigen Anwendung von Luftvorwärmung (bis zu 200° C, vgl. S. 83) auch mit Rohbraunkohle sehr hohe Kesselwirkungsgrade bei hohen Spitzenleistungen sich erreichen lassen. Sonstige wasserreiche Brennstoffe wie Torf, Holz, Lohe, Späne und andere Abfälle werden auf Treppen- oder Schrägrosten mit geeigneter Neigung verfeuert.

Für aschen- und flugaschenreiche Kohle (z. B. Braunkohle) ist die Möglichkeit leichter Beseitigung der Rückstände (Unterkellerung für Aschen- und Schlackengänge, Reinigungsöffnungen, pneumatische oder hydraulische Rückstandentfernung) von vornherein vorzusehen. Die mit derartigen Brennstoffen arbeitenden Kessel werden mit Rücksicht auf die Zugänglichkeit gewöhnlich nur zu zweien in einem Block vereinigt und erfordern größere Kesselhausflächen. Derartige Kessel sind, wenn irgend angängig, hoch zu stellen, so daß der Heizerstand 3,5—4 m über Hofniveau liegt, auf das die Aschen- und Schlackenkarren ausgefahren werden können.

Ölfeuerung ist trotz etwa 12facher Verdampfung wegen des hohen Wärmepreises in Deutschland für den ortsfesten Dampfkesselbetrieb nicht wirtschaftlich.

Für die Wahl des Kesselsystems ist maßgebend, außer dem verfügbaren Brennstoff, die Größe des Dampfbedarfes, die Ungleichmäßigkeit der Entnahme, das Verhältnis der Durchschnittsleistung zur Höchstentnahme, die Höhe des erforderlichen Druckes, der verfügbare Platz und die Beschaffenheit des Speisewassers. Die Größe und die Grenzen des Dampfbedarfes sind ähnlich, wie oben für den Kraftbedarf besprochen, durch Versuche, Dauerkontrolle oder bei Neuanlagen durch Erhebungen in ähnlichen Betrieben zu bestimmen. In der Wahl des Kesseldruckes, dessen Höhe den Kesselpreis beeinflusst, ist Engherzigkeit unangebracht; die Kessel sollten, außer wenn sie nur für Heizdampf in Frage kommen und späterer Maschinenanschluß ausgeschlossen erscheint, nicht unter 15—20 Atm Überdruck gewählt werden, um bei späterer Aufstellung neuer Dampfmaschinen freie Hand zu lassen. Für Drucke über 14 Atm kommen nur engrohrige Wasserrohrkessel und Steilrohrkessel in Betracht, Großwasserraumkessel werden der hohen Blechstärken wegen zu teuer. Für kleine Anlagen ist der Ein- oder Zweiflamrohrkessel mit seinem großen Wasserraum (große Dampf-

reserve bei plötzlicher Entnahmesteigerung) in erster Linie geeignet, sowie der Unempfindlichkeit und leichten Reinigung bei schlechtem Speisewasser wegen und mit Rücksicht auf die große Forcierbarkeit (vorübergehend bis 40 kg Dampf auf den Quadratmeter Heizfläche). Nachteilig ist seine große Baulänge (bei 100 qm schon 11—12 m) und die dadurch beschränkte Ausführungsmöglichkeit für größere Einheiten (größte Ausführung etwa 150 qm), sowie sein hoher Preis bei höheren Spannungen.

Der zeitgemäße Wasserrohrkessel (mit schwach geneigten Siederohren und Wasserkammern oder mit geraden oder gebogenen Steilrohren) steht mit seinem hohen Wasserumlauf dem Flammrohrkessel weder an Brennstoffausnutzung noch an Schnelligkeit und Höhe der Dampferzeugung nach; bei stoßweiser oder ständig hoher Dampfentnahme ist indes Überhitzung zur Nachverdampfung des mit dem Dampf hier leicht überhitzten Wassers erforderlich, sowie ein großer Heißwasservorrat (entweder besonders große Unter- und Oberkessel oder große Ekonomiser bzw. Speicher), ferner reichliche Umlaufquerschnitte und Schlammwäscher. Außerdem verlangt er stets weiches Speisewasser zur Vermeidung des Durchbrennens der Siederöhre (Überhitzung als Folge von Stein- oder Schlammansatz). Der Wasserrohrkessel läßt sich bis zu den größten Einheiten (über 1500 qm Heizfläche) und für beliebig hohen Druck erbauen und ist dem Flammrohrkessel in bezug auf Platzbedarf, Schnelligkeit des Anheizens und Anschaffungspreis (im Gebiet höherer Drucke) überlegen; nachteilig wirken, bei nicht sorgfältiger Ausführung des Mauerwerkes, die großen Flächen des sehr hoch bauenden Wasserrohrkessels, die den normal etwa 10% betragenden Abkühlungs- und Undichtheitsverlust erheblich vermehren können.

Durch Verkleidung der Kessel mit Blechummantelung und Auskleidung mit Isoliermaterial (beispielsweise Sterchamolsteine) anstelle der normalen Einmauerung können aber die „Restverluste“ durch Leitung und Strahlung auf Beträge von 2—4% herabgemindert werden.

Die Möglichkeit, unter den Wasserrohr- und Steilrohrkesseln nahezu unbegrenzt große Rostflächen (die ganze Grundfläche verfügbar) anzuordnen, deren Feuerungsräume sich allen Brennstoffen anpassen lassen, gibt den Wasser- und Steilrohrkesseln den Vorzug, sich zu sogenannten Hochleistungskesseln ausbilden zu lassen. Die bereits 1910 ausgesprochene Erkenntnis¹⁾, daß die unmittelbar bestrahlten Heizflächenteile einen hohen Wärmeübergang erfahren, die mittlere Kesselleistung durch die nicht bestrahlten, nur der Gasberührung ausgesetzten Heizflächenteile herabgedrückt wird, hat sich im Kesselbau nunmehr durchgesetzt.

¹⁾ Vgl. Reutlinger, Fußnote S. 76.

Die schematische Zeichnung Abb. 22 gibt ein deutliches Bild über den Unterschied zwischen den Verhältnissen eines sogenannten Hochleistungskessels und denen eines Normalleistungskessels (wenn man ihn im Gegensatz hierzu so nennen wollte).

Die von den heißen Gasen berührte Heizfläche ist in Prozenten in der Abszisse dargestellt, während die Ordinate die auf einem Quadratmeter Heizfläche erzeugte Dampfmenge darstellt. Die ersten Teile der Heizfläche, welche dem Rost am nächsten liegen, übertragen die Wärme an den Kesselinhalt nicht nur durch die Berührung mit den heißen Gasen, sondern insbesondere auch durch Strahlung.

Die weiteren Teile der Heizfläche erhalten durch die Gase, der immer niederer werden den Temperatur entsprechend, auch immer weniger Wärme zugeführt. Auf den ersten Teilen der Heizfläche werden etwa 100 kg Dampf, auf den letzten Teilen der Gesamtheizfläche bloß einige wenige Kilo Dampf pro Quadratmeter erzeugt. Die in der Abb. 22 unten dargestellte Linie stellt die Temperatur der Heizgase in ihrem Verlauf längs der Kesselheizfläche beiläufig dar.

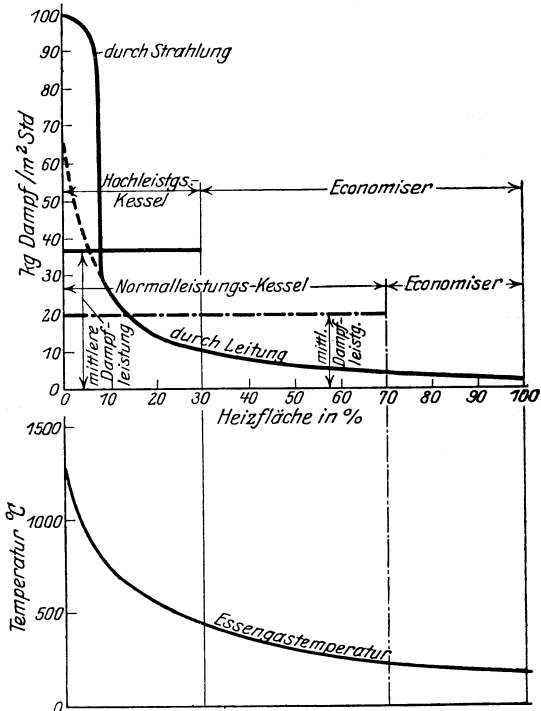


Abb. 22. Wärmeübertragung im Normal- und Hochleistungskessel.

Wird nun die Gesamtheizfläche zwischen Economiser und Kessel so aufgeteilt, daß der Kessel etwa 70% und der Economiser etwa 30% ausmacht, so hat der Kessel eine durchschnittliche Dampferzeugung von etwa 20 kg pro Quadratmeter, was als normale Leistung bezeichnet wird. Wenn aber die Kesselheizfläche nur etwa 30% die Economiserheizfläche 70% beträgt, so leistet der Kessel im Durchschnitt etwa 37 kg pro Quadratmeter und wird als Hochleistungskessel bezeichnet.

Man erkennt aus dem graphischen Bild deutlich den großen Einfluß, den die Strahlungswärme im Feuerherd auf die durchschnittliche Dampf-

leistung des Kessels ausübt. Infolge der starken Strahlungswirkung der ausgedehnten glühenden Brennstoffschicht kann der sogenannte „Hochleistungskessel“ bei günstigen Umlaufverhältnissen die höchsten Dampfleistungen (normal 30 kg/qm, maximal bis über 50 kg/qm) liefern, in Verbindung mit Ekonomisern und allenfalls mit künstlichem Zug (vgl. S. 82) mit der höchsterreichbaren Brennstoffausnutzung von über 80 %.

In vielen Fällen wird, falls die Platzverhältnisse dies gestatten, der Ersatz des Teiles der Kesselheizfläche, der im wesentlichen nur der Vorwärmung dient, durch einen mit kälterem, nicht auf Dampftemperatur befindlichen Wasser, also mit höherem Temperaturunterschied zwischen Gas und Wasser, arbeitenden Ekonomiser wirtschaftlicher. Die Kesselbauarten, die Verbindungen von Großwasserraum- und Wasserrohrkesseln bilden (z. B. Mac Nicolkessel), und die daher eine Mittelstellung einnehmen, können für Betriebe mit stoßweiser Dampfentnahme vorteilhaft sein; dagegen hat der früher beliebte Batteriekessel (Walzenkessel) trotz der guten Brennstoffausnutzung wegen seiner geringen Dampfleistung auf großer Grundfläche seine wirtschaftliche Berechtigung verloren. Der einfache Heizrohrkessel ist bei mäßiger Beanspruchung dem Flammrohrkessel gleichwertig; für kleine Heizflächen (unter 25 qm) werden stehende Kessel verwendet.

Im allgemeinen geht man in fortschreitender Erkenntnis vom Wert der Heizflächen¹⁾ mehr und mehr dazu über, von vornherein beim Entwurf der Anlage Kessel und Ekonomiser in organischer Verbindung gleichzeitig, möglichst in gemeinsamem Mauerwerk, anzuordnen, wobei die Kesselheizfläche verhältnismäßig kurz gebaut ist und (durch den Wegfall der wenig leistenden Teile im niederen Temperaturgebiet) eine hohe mittlere Leistung ergibt (30—60 kg/qm), während die mit noch hohen Temperaturen abziehenden Heizgase (über 300° C) in der billigeren und infolge des höheren Temperaturunterschiedes zwischen Heizgas und Wasser wirksameren Vorwärmerheizfläche bzw. im Luftherhitzer noch weitgehend abgekühlt werden. Dadurch werden ziemlich gleichbleibende hohe Brennstoffausnutzungen auch bei schwankender Dampfleistung sowie niedere Gesamtkosten erreicht (vgl. Abb. 24). Die Kosten der Luftherhitzer bleiben unabhängig von der Höhe des Dampfdruckes, während die Ekonomiserkosten mit steigendem Druck wachsen.

Die Zahlentafel 6 gibt einen Überblick über die Dampfleistung und Ausnutzungsziffern der wichtigsten Kesselbauarten, wie sie heute bei Verdampfungsversuchen, also ohne Anheizkohlen und Betriebszuschläge erreicht werden. Die Brennstoffausnutzung sinkt mit steigender Beanspruchung einer bestimmten Kesselbauart über die normal bean-

¹⁾ Vgl. Reutlinger: Unsere Kenntnis vom Wert der Heizfläche. Z. d. V. d. I. 1911. S. 1297f. Münzinger: Z. d. V. d. I. 1913. S. 1731 u. f.

spruchte Leistung, bei zu geringer Belastung fällt die Brennstoffausnutzung jedoch wieder schnell (vgl. Abb. 23) infolge der starken Abkühlung durch die überschüssige Luftmenge, die durch die freigebrannten

Zahlentafel 6. Dampfleistungen und Wirkungsgrade zeitgemäßer Kesselanlagen (Versuchswerte).

Std. Dampfleistung für 1 qm Heizfläche kg/qm/st	Kesselbauart	Bei sehr guter Feuerbedienung bezw. selbsttätiger Feuerung erzielbare Brennstoffausnutzung	
		im Kessel und Überhitzer %	im Kessel, Überhitzer und Ekonomiser %
12—18	Doppelkessel	82—71	—
18—25	Normaler Zweikammer-Wasserrohrkessel	78—72	83—78
20—20	Steilrohrkessel	78—72	83—78
20—30	Flammrohrkessel	76—70	81—76
25—35	Kammerwasserrohrkessel für höhere Leistung	77—72	83—78
30—50	Steilrohrhochleistungskessel, Vorwärmer am Kessel unmittelbar angebaut	—	84—78
30—60	Hochleistungsstrahlungskessel, Vorwärmer, Luffthitzer am Kessel angebaut, Anzapfvorwärmung	—	87—78
35—70	wie vor mit Kohlenstaubfeuerung und Strahlungsüberhitzer	—	88—80

Stellen des Rostes oder die zu niedrige Brennstoffschicht eindringen. Die Abb. 23¹⁾ zeigt die Abhängigkeit der Brennstoffausnutzung von der Belastung eines Steilrohrkessels nach Versuchswerten zwischen 5 und 60 kg/qm Stundenleistung, die Abb. 24 den Wirkungsgrad einer Kessel- und Ekonomiseranlage innerhalb der normalen Belastungsgrenzen.

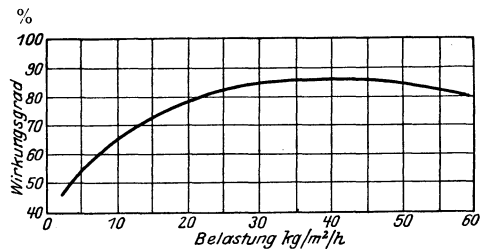


Abb. 23. Wirkungsgrad eines neuzeitlichen Steilrohrkessels in Abhängigkeit von der Belastung.

Garantiert werden heute beispielsweise für Wasserrohrkessel mit Wanderrostfeuerung bei Verheizung guter Nußflamkohle für 200-qm-Kessel normal 25 kg pro Quadratmeter, maximal 30 kg, für 300- bis 400-qm-Kessel normal 30, maximal 35 kg/qm, für 500—1000-qm-Kessel normal 35, maximal 40 kg, wobei jedoch die letztgenannte Höchstleistung bei hoher Speisewasservorwärmung und Verbrennungsluffterhitzung oder

¹⁾ Nach Bosse: Archiv für Wärmewirtschaft, September 1926.

bei Kohlenstaubzusatzfeuerung sich noch weiter erhöhen kann¹⁾. Als Nutzwirkungsgrade für Kessel und Ekonomiser bei einer Vorwärmung des Wassers im Ekonomiser von 40 auf 100° werden für Normalbelastung 82 %, für Höchstbelastung 76 % garantiert, bei ausgeschaltetem Vorwärmer 76 bzw. 72 %. Der geringe Wasserinhalt und die geringe Speicherefähigkeit des Wasserinhaltes von Höchstdruckkesseln bedingt zur Ein-

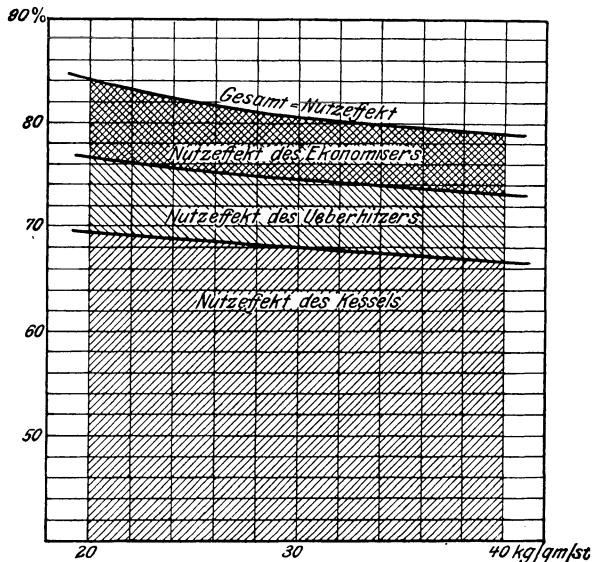


Abb. 24. Wirkungsgrad einer Dampferzeugungsanlage älterer Bauart für 20 kg/qm Normalleistung bei verschiedener Beanspruchung.

haltung gleichmäßiger guter Wirkungsgrade die zusätzliche Anordnung von Heißwasserspeichern und großen Vorwärmern, gegebenenfalls Regenerativvorwärmern oder schnell regelbare Feuerungen.

Bei Betrachtung der Zahlentafel 6 ist bei der geringen spezifischen Dampfleistung der Doppelkessel zu berücksichtigen, daß ein wesentlicher Teil der Kesselheizfläche, wie bereits erwähnt, nur Vorwärmerheizfläche ist, wodurch auch die hohe Ausnutzung des Brennstoffes, bis zu 82 % ohne Ekonomiser, bedingt ist. Die Abb. 25 zeigt den Platzbedarf der einzelnen Kesselbauarten in Quadratmeter Grundfläche für je 100 kg/std Dampferzeugung, die geringsten Dampfleistungen auf dem Quadratmeter Grundfläche erzielen die Flammrohrkessel, die höchsten die Hochleistungswasserrohrkessel, die nur etwa den vierten Teil der Grundfläche bei etwa 100 qm Kesselheizfläche gegenüber Flammrohrkesseln erfordern und bei größeren Einheiten mit weniger als $\frac{1}{4}$ qm Grundfläche für je 100 kg Dampferzeugung auskommen. Bei den Doppelkesseln

¹⁾ Vgl. Beispiel S. 72.

ist wieder zu bedenken, daß der bei den anderen Kesselbauarten für den Ekonomiser erforderliche Platz in Wegfall kommt.

Zur Bemessung der Rost- und Feuerungsgrößen können die Angaben

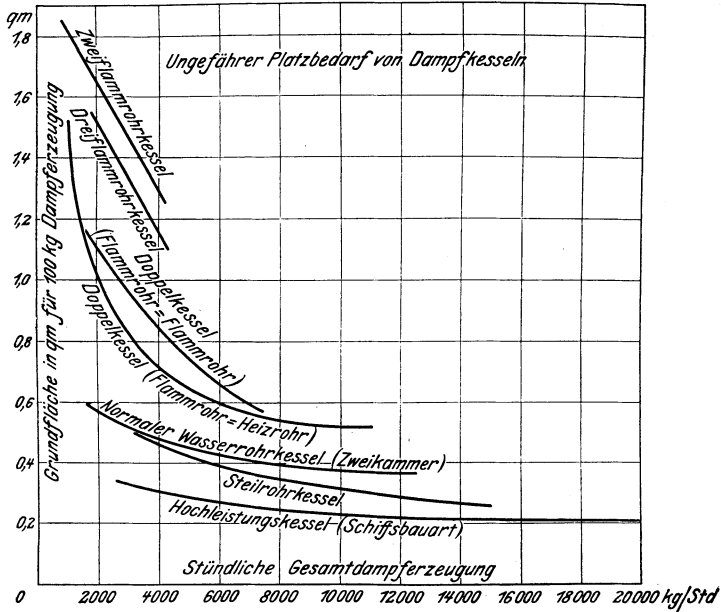


Abb. 25. Platzbedarf von Dampfkesseln.

der Zahlentafeln 7 und 8 verwendet werden über die Kohlenmengen, die bei gutem Zug auf 1 qm Rostfläche stündlich bei Handbeschickung sich

Zahlentafel 7.

	Normal kg/qm/std	Angestengter Be- trieb kg/qm/std
Steinkohle	80—100	130—150
Koksgrus	50— 70	80—100
Braunkohlenbriketts . .	100—120	130—150
Deutsche Rohbraunkohle	130—170	200—250

Zahlentafel 8.

Kohlenart	Ungefährer Heiz- Wert WE/kg	kg Dampf aus 1 kg Kohle
Ruhr-Steinkohle	7300	8,0—8,5
Oberschlesische Steinkohle . .	6800	7,6—8,0
Böhmische Braunkohle	4600	5,4—5,5
Mitteldeutsche Rohbraunkohle .	2300	2,1—2,3
Rheinische Rohbraunkohle . . .	1800	1,8—2,1
Torf	1800	1,8—2,0
Holz, trocken	3000	3,2—3,4
Lohe	1000	1,1—1,2

verheizen lassen. Bei selbsttätigen Rosten läßt sich die Brennstoffmenge für die minderwertigen Brennstoffe noch steigern.

Die Zahlentafel 8 gibt eine Übersicht über die in guten Durchschnittsbetrieben bei einem Kesselwirkungsgrad von 65—70 % und einer Erzeugungswärme des Dampfes von 600 WE/kg praktisch auftretende Verdampfungsziffern.

Die Beheizung von Dampfkesseln mit Generatorgas, also die Überführung des festen Brennstoffes zunächst in Gasform vor der Verbrennung unter dem Dampfkessel, ist im allgemeinen nicht wirtschaftlich. Der ausschließlich gasbeheizte Kessel hat mit Ausnahme von Kleinkesseln wirtschaftliche Berechtigung nur für Hüttenbetriebe, in denen er mit dem als Abfallprodukt gewonnenen Koksofen- oder Gichtgas beheizt wird, oder als Abhitzekeessel, bei dem die Beheizung durch sonst verloren gehende hoch erhitze Abgase aus industriellen Feuerungen, Öfen u. dgl. erfolgt. Die gasbeheizten und Abhitzekeessel können mit Zusatzfeuerungen für Kohlenstaub oder feste Brennstoffe zum Ausgleich von Spitzen versehen werden¹⁾. Bei Beheizung mit Abgasen von einer Eintrittstemperatur zwischen 400 und 1200 °C läßt sich in Abhitzekeesseln eine Wärmeleistung von 2300—7000 WE/qm/std nutzbar übertragen, wobei bei natürlichem Zug (Gasgeschwindigkeit 3—4 m pro Sekunde) eine größere Heizfläche für die gleiche Dampferzeugung notwendig wird, gegenüber dem meist schon mit Rücksicht auf den Ofengang notwendigen Saugzug, der Gasgeschwindigkeiten bis zu 20 m pro Sekunde und damit gesteigerte Wärmeübertragung zuläßt und 2—5 % des erzeugten Dampfes verzehrt. Für höhere Temperaturen von 1000° und mehr ist der Wasserrohrkessel, für geringere Temperaturen der Rauchrohrkessel mit engen Röhren meist der geeignete Abhitzekeessel, wobei der Rauchrohrkessel im allgemeinen weniger Platz und geringere Anlagekosten erfordert.

Für Höchstdruckkessel ist der Abhitzekeessel vor dem Ekonomiser oder an Stelle des letzteren verwendbar. Die Abwärme des Hochdruckkessels dient im Abhitzekeessel zur Erzeugung von Niederdruckdampf, der seinerseits als Fabrikationsdampf oder zur Erhitzung des Speisewassers für den Hochdruckkessel dienen kann. Abhitzekeessel in Verbindung mit Speicherbehältern unter gleichem Druck für das gewonnene Heißwasser dienen in diesem Falle gleichzeitig als Wärmespeicher und ersetzen den sonst erforderlichen teuren Ekonomiser für Höchstdruck. Gleichzeitig lassen sie eine gute Entlüftung bzw. Entgasung des Speisewassers zu.

Die normalen Ekonomiser werden entweder aus gußeisernen stehenden Röhrenguppen von etwa 100 mm lichter Weite und 3—3,5 m

¹⁾ Vgl. S. 72.

Höhe (ein Rohr = 1—1,5 qm Heizfläche) gebildet, die in einem Mauerwerksblock von den Kesselabgasen umspült und von durch Elektromotor bewegten Rußkratzern bestrichen werden. Das Wasser tritt mit mindestens 30° C (wegen der Rostgefahr, die beim Beschlagen durch den aus den Heizgasen verdichteten Wasserdampf besteht) an dem dem Heizgas-eintritt entgegengesetzten Ende ein und wird gegen den Kesseldruck durch die Röhrenbündel gedrückt, in denen es sich je nach der Größe der Heizfläche sowie der Menge¹⁾ und Temperatur der Heizgase bis auf etwa 150° C erwärmen kann. Schmiedeeiserne engröhrige Rauchgasvorwärmer, die entweder ebenfalls in getrenntem Mauerwerk oder besser, zur Vermeidung der Kanalabkühlungsverluste, unmittelbar am Kesselmauerwerk angefügt oder in die Kesselzüge selbst eingebaut werden, erfordern keine Rußkratzer, müssen aber durch Dampfstrahlgebläse von der anhaftenden Flugasche usw. von Zeit zu Zeit befreit werden. Die Lebensdauer der schmiedeeisernen Ekonomiser, bei denen einzelne Rohre leicht ersetzt werden können, darf mit 10—15 Jahren, die der gußeisernen mit 20 Jahren angenommen werden. Neben den Glattrohrekonomisern haben in den letzten Jahren gußeiserne Rippenrohrekonomisern, für höhere Drucke aus Spezialguß, für beschränkte Platzverhältnisse sich bewährt. Die Rußentfernung erfolgt hier mittels ortsfester oder fahrbarer Rußbläser. Platzbedarf und Anlagekosten des Rippenrohrekonomisers sind im allgemeinen erheblich geringer pro Quadratmeter Heizfläche als die des Glattrohrekonomisers. Die Heizfläche ist aber mindestens doppelt so groß als bei Glattrohrekonomisern zu wählen. Die Durchspeisedauer des Wasserinhaltes beträgt bei Glattrohrekonomisern etwa 40 Minuten, bei Rippenrohrekonomisern etwa 8 Minuten. Der Speicherraum der Glattrohrbauart ist also größer. Der kleine Speicherraum der Rippenrohrtypen ist für Höchstdruckanlagen aus Sicherheitsgründen vorteilhaft. Normale Betriebsverhältnisse für Rauchgasvorwärmer sind etwa 300° Eintritts- und 180° Austrittstemperatur der Rauchgase, 40° Eintritts- und etwa 100° Austrittstemperatur des Speisewassers. Die Heizflächengröße muß nach der Dampfleistung der Kessel, der Gasgeschwindigkeit und den Zugverhältnissen bemessen werden. Für Durchschnittsverhältnisse kann für die Glattrohrbauart 1 qm Ekonomiserheizfläche auf 40 kg, für die Rippenrohrbauart 1 qm auf 20 kg stündliche Speisewassermenge gewählt werden; bei den oben angegebenen mittleren Rauchgas- und Speisewassertemperaturen werden bei der Glattrohrtype etwa 2400 WE pro Quadrat-

1) 1 kg Heizgas gibt pro 1° C Abkühlung $\frac{1}{4}$ WE ab. 1 kg Steinkohle liefert je nach Luftüberschuß 16—22 kg Heizgas. Bei 300° Eintrittstemperatur und Abkühlung auf etwa 150° können also z. B. abzüglich 10% für Leitungs-, Strahlungs- und Undichtigkeitsverlust für jedes Kilogramm Kohle bei 20 kg Heizgas 675 WE = 9% des Kohlenheizwertes nutzbar gemacht werden.

meter Heizfläche übertragen. Der durch die Vorwärmer bedingte Zugverlust beträgt 2—8 mm Wassersäule; vor Aufstellung ist sohin der vorhandene Zug sorgfältig zu prüfen und allenfalls Zugverstärkung (Ventilator oder Saugzug) vorzusehen, deren Betriebskosten von dem Gewinn in Abzug zu bringen sind. Saugzug, dessen Kraftbedarf etwa 1 % des erzeugten Dampfes entspricht und der für ständig mit hohen Leistungen betriebene Kessel mit Nutzen auch dauernd angewandt wird, da er weitgehende Heizgasabkühlung ohne Rücksichtnahme auf Schornsteinzug und ferner sehr hohe Rostbeanspruchungen ermöglicht, kommt für Fabrikbetriebe im allgemeinen mehr zur Deckung vorübergehender Belastungsspitzen in Frage, wodurch er das Anheizen oder die dauernde Inbetriebhaltung von Reservekesseln erübrigt.

Wenn die Abkühlung der Heizgase durch den Economiser unter das Maß sinkt, bei dem noch die genügende Zugstärke bei natürlichem Schornsteinzug erzielt wird, ist eine Saugzuganlage unerlässlich. In diesem Falle ist bei der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Economisers natürlich auch die hierauf entfallende Investition neben den Betriebskosten dieser Anlage zu berücksichtigen. Überdies ist zu beachten, daß hierdurch eine weitere mechanische Einrichtung in den Kesselbetrieb eingeschaltet wird, deren bewegte Teile einem Verschleiß unterliegen, was beim natürlichen Schornsteinzug nicht der Fall ist.

In neuerer Zeit kommen Wasservorwärmeeinrichtungen auf den Markt, bei denen das Rohrbündel, in welchem das Wasser zirkuliert, zu einem zylindrischen Körper ausgebildet ist, der in einem Gehäuse, durch welches die Essengase ziehen, mit 400—500 Touren in der Minute rotiert. Durch diese rotierende Bewegung hat der Apparat eine ähnliche Wirkung wie ein Ventilator und erzeugt auf diese Weise ebensoviel Zug, als er durch den den durchziehenden Gasen bietenden Widerstand selbst verbraucht. Derartige Apparate werden infolgedessen „Wärmezug“ genannt. Ihr Kraftverbrauch beträgt je nach der Größe 5—15 PS und es ist all das, was hinsichtlich des Saugzugventilators als mechanisch betriebenen Teil der Kesselanlage gesagt wurde, hier in erhöhtem Maße giltig, da ja hier der rotierende Teil ein entsprechend höheres Gewicht hat und überdies neben Festigkeitsfragen auch Fragen der Dichtigkeit an die Herstellung und an das Material hohe Anforderungen stellen und die Dauerhaftigkeit des Apparates beeinträchtigen können.

Die wirtschaftliche Bemessung der Heizfläche des Economisers muß in jedem Einzelfalle nach den Kapitalkosten und der Verminderung des Dampfpreises (vgl. S. 51) erfolgen. Die einzelnen Glatrohrsysteme unterscheiden sich im Preise nicht wesentlich, sind aber je nach der Schaltung und Anordnung in der Wirkung bis zu 20% bei gleicher Heizflächen-größe verschieden. Der Ankauf soll daher nicht nach Heizflächen-größe, sondern auch Leistungsgarantie erfolgen, und zwar läßt man sich

zweckmäßig die Erhöhung der Verdampfungsziffer für verschiedene Heizflächengrößen zusichern, wobei man die bisherige Verdampfungsziffer bei der bisherigen Speisewassertemperatur und der durchschnittlichen stündlich verheizten Kohlenmenge, sowie die bisherigen Abgastemperaturen beim mittleren Kohlensäuregehalt zugrunde legt. Die vielfach übliche Zusicherung der Wärmedurchgangszahl bei bestimmten Kohlen- und Wassermengen und Temperaturverhältnissen, die ohnehin meist Überbestimmungen enthalten, ist nicht empfehlenswert, da die der Garantie zugrunde liegenden Verhältnisse im Betrieb meist nicht eingehalten werden können, während die vorbesprochene Erhöhung der Verdampfungsziffer in einfachster Weise auch im Dauerbetrieb erwiesen werden kann.

Für die neuzeitlichen Höchstdruckanlagen verliert der Ekonomiser an wirtschaftlicher Bedeutung mit Rücksicht auf die durch anderweitige Abwärme (Abdampf der Turbospeisepumpen, Anzapfdampf zur Regenerativerhitzung) erfolgende hohe Anwärmung des Speisewassers. Dadurch erübrigt sich häufig die Notwendigkeit, eine ausgedehnte Ekonomiseranlage für hohe Drucke aufzustellen. Soweit dies aber erfolgt, wird durch zweckmäßige Unterteilung der Zentrifugalspeisepumpen vermieden, daß im Ekonomiser der Höchstdruck des Kessels herrscht. Die Pumpe wird in eine Vor- und Hauptpumpe unterteilt (die in einem Gehäuse angeordnet sein können), die Vorpumpe drückt das Wasser durch den Ekonomiser, von der es der Hauptpumpe zufließt. Nur die letztere hat gegen den Kesseldruck zu fördern (beispielsweise Ekonomiserdruck 18 atü, Kesseldruck 35 atü).

Die infolge der genannten anderweitigen hohen Vorwärmung des Speisewassers frei werdende Abwärme der Kesselgase wird zweckmäßig zur Erhitzung der Verbrennungsluft in Lufterhitzern (Taschen-, Röhren- oder rotierenden Erhitzern) ausgenutzt, wobei ein Ekonomiser vor den Lufterhitzer geschaltet sein kann. Die Erfahrungen mit erhitzter Verbrennungsluft sind noch nicht abgeschlossen. Lufttemperaturen von 120—200° scheinen bei entsprechend ausgebildeten Feuerungen sich zu bewähren. Durch die Lufterhitzung steigt infolge der höheren Anfangstemperatur die Wärmeaufnahme (Kesselleistung) und die brennbaren Bestandteile in den Rückständen (Flugkoks) nehmen ab. Die Lufterhitzung bewirkt eine Steigerung des Wirkungsgrades von etwa 5% und darüber und ermöglicht hohe Augenblickssteigerung der Kesselleistung mit gutem Wirkungsgrad. Zur Erzielung hoher Lufttemperaturen sind große Heizflächen (beispielsweise für einen 450 qm-Kessel rund 400 qm Taschenlufterhitzerheizfläche) erforderlich bei ausschließlicher Verwendung der Abgase für Lufterwärmung.

Der Betrieb der meisten Kessel und Ekonomiser erfordert weiches Speisewasser, da die Querschnitte sich sonst schnell mit Kesselstein und

Schlamm zusetzen. Der Ausweg der mittelbaren Wassererwärmung, bei dem immer die gleiche enthärtete Wassermenge im Kreislauf sich im Ekonomiser erwärmt und in einem Austauschapparat, dessen Heizflächen leicht gereinigt werden können, die Wärme an das Speisewasser abgibt, hat sich für Ekonomiser in der Praxis nicht eingeführt. Die Enthärtung des Wassers in einer Wasserreinigungsanlage ist nach den heutigen Anschauungen für Wasserrohrkessel von etwa 5° Härte an, für Hochdruck- und Steilrohrkessel von etwa 1° Härte an erforderlich, vor allem im Interesse der Betriebssicherheit (Vermeidung von Ausbeulungen, Überhitzungen, Anrostungen der Kessel, die zur Explosion führen können, Zuwachsen von Speiseleitungen, Wasserstandsgläsern u. dgl.). Die chemische Reinigung des Wassers vor Eintritt in die Kessel bringt meist auch eine Ersparnis gegenüber der mechanischen Befreiung von Kesselstein als Lohnersparnis, Schonung der Kessel, Reparaturersparnis, vor allem aber auch dadurch, daß durch die längere Betriebszeit der Kessel mitunter von Aufstellung von Reservekesseln Abstand genommen werden kann. Weniger von Bedeutung sind die Brennstoffersparnisse durch Wegfall des Steinbelages im Kessel, der Kohlenmehrverbrauch durch Steinansatz wird sehr überschätzt; man findet in Werbeschriften für Kesselsteinschutzmittel bis zu 50 % Kohlenmehrverbrauch bei Steinbelag angegeben. Tatsächlich beträgt er aber bei mittleren Schichtstärken bis zu 2—4%, bei forcierten Kesseln bis zu 6—8%¹⁾. Beträchtlich ist dagegen die Schädigung der Heizwirkung durch Steinbelag in Oberflächenvorwärmern oder die Kühlwirkung von Kondensatoren, die indirekt auch eine Steigerung des Dampfverbrauches der Dampfmaschine (schlechtes Vakuum) zur Folge haben kann. Die Betriebskosten der Wasserreinigung werden außer von den Kapitalkosten hauptsächlich durch die Kosten der Chemikalienzusätze, der Wartung und allenfalls den Heizedampfbedarf oder sonstigen Wärmeverbrauch bedingt.

Die Fällung der Härtebildner sowie die gleichzeitige Entölung und Enteisenung erfolgt je nach der Art und Menge derselben durch Zusatz von Kalk (etwa 2 Mk. für 100 kg als gesättigtes Kalkwasser) und Soda (13 Mk. für 100 kg) oder Kalk und Baryt (8 Mk. für 100 kg), meist unter Anwärmung des Wassers mit Abdampf zur Beschleunigung der Reaktion. In Holzwooll- oder Kiesfiltern erfolgt die völlige Klärung des aufbereiteten Wassers, die Enthärtung ist bis auf etwa 1—3° Härte praktisch möglich. Bei dem „Permutitverfahren“ erfolgt die Enthärtung durch Umwandlung der unlöslichen Härtebildner in lösliche Salze durch Austausch im Permutitfilter, praktisch auf 0°; das Verfahren, das nur für ölfreies und überhaupt klares Wasser (mit Rücksicht auf Verschmutzung der Austauschoberflächen des Filters) anwendbar ist, hat

¹⁾ Vergl. Reutlinger: Über den Einfluß des Kesselsteins. Mitteilungen über Forschungsarbeiten des VDI. Berlin 1909.

aber den Nachteil, daß für jeden Grad Karbonathärte und je ein Kubikmeter Wasser 19 g Soda ins Speisewasser übergehen, womit häufiges Ablassen des Kesselinhaltes (Wärmeverlust) zur Vermeidung unzulässiger Anreicherung notwendig wird (Spucken, Angriff der Armaturen, Sodastaub bei hoher Überhitzung in Kolbenmaschinen und Turbinenschaufeln, Soda im Dampf z. B. in Brauerei und Färberei schädlich). Auch die Betriebskosten (Regenerierung durch Kochsalz) sind ziemlich hoch. Eine Vereinigung des Kalksodaverfahrens (Vorreinigung) mit dem Permutitverfahren (Nachreinigen auf 0°) ergibt bei allerdings hohen Anlagekosten häufig vorteilhafte Enthärtung. Ähnlich wie Permutit wirkt Sertal.

Die Kalksoda- und Sodareinigung kann mit Rückführung eines Teiles des Kesselinhaltes in den Wasserreiniger (unrichtigerweise Schlammrückführung genannt) betrieben werden, um die Nachreaktion aus dem Kessel in den Reiniger zu verlegen und zu hohe Salzanreicherung am Kessel zu vermeiden. Das Verfahren bewirkt im allgemeinen Steinfreiheit der Kessel, erfordert aber meist hohe zusätzliche Pumpenleistung zur Umwälzung, da bis zur Hälfte des Kesselinhaltes und mehr umgewälzt werden muß. Es schränkt außerdem infolge der hohen Anwärmung des Speisewassers durch das dem Kessel entnommene Wasser die Abwärmeverwertung für Speisewassererhitzung ein. Besonders wichtig für Hochdruckkessel ist außer der Enthärtung des Wassers auch die Entgasung zur Vermeidung von Anfressungen durch Sauerstoff und freie Kohlensäure (Dampfpolster über den geschlossenen Speisewasserbehälter, Evakuierung der Behälter, barometrischer Abschluß von Pumpenstopfbüchsen u. dgl.).

Bei der Wasserreinigung ist die tägliche Untersuchung der Reaktionen von Alkalität usw. sowohl des gereinigten Wassers, als insbesondere auch des Kesselinhaltes, sowie der Zusätze erforderlich, um die Menge der Zusätze der wechselnden Beschaffenheit des Wassers ständig anpassen zu können und das Ablassen des Kesselinhaltes vor Eintritt zu großer Salzanreicherung zu regeln¹⁾. Infolge der erheblichen Anforderungen an die Wartung und die tägliche Untersuchung bei der chemischen Reinigung wird vielfach die Steinbildung im praktischen Betriebe nicht vermieden. Es sind daher physikalische Verfahren in Entwicklung, die ohne tägliche Einstellung und Wartung Steinansatz bekämpfen, insbesondere elektrische Verfahren mit Anwendung ganz niedrig gespannter Ströme (Stromlosverfahren), sowie Verfahren mit Zugabe von Schutz-

¹⁾ Nach derzeitigen Anschauungen ist zur Vermeidung von Korrosionen ein Mindestalkaligehalt des Kesselinhaltes von 0,4 g/l Na.OH bzw. 1,85 g/l Na₂CO₃ erforderlich, während 2 g/l Na.OH und 3 g/l Na₂CO₃ nicht überschritten werden sollen. Verspeistes Kondensat soll mit Rücksicht auf den Kessel nicht mehr Öl als 5 mg/l Kesselinhalt enthalten.

kolloiden. Eine Vereinigung der chemischen Reinigung mit derartigen zusätzlichen Verfahren scheint sich zu bewähren.

Infolge der hohen Anforderungen in bezug auf Steinfreiheit, die Steilrohr- und Höchstdruckkessel stellen, wird in großen elektrischen Zentralen das neben dem rückgespeisten Turbinenkondensat erforderliche Zusatzwasser durch Destillation in Verdampfern enthärtet, ein Verfahren, das indes wegen der hohen Betriebskosten nur für Zusatzmengen, welche nicht mehr als 5—10% der Kesselspeisewassermenge betragen, wirtschaftlich ist.

In Werken, in denen die Höhe des Dampfverbrauches während der Betriebszeit stark schwankt, wo also auf der einen Seite Verbrauchsspitzen wesentlich über der Höhe des Durchschnittsbedarfes, auf der anderen Seite Zeiten geringen Verbrauches unter dem normalen Bedarf auftreten, gewinnt für die neuzeitigen Kesselbauarten von höherem Druck und insbesondere für Betriebe mit Abdampfverwertung die Aufstellung besonderer Speicher zum Ausgleich der Verbrauchsschwankungen erhebliche Bedeutung. Bisher hielt man in derartigen Betrieben, z. B. chemischen Fabriken, Zellstoff- und Papierfabriken, Textilwerken mit Färberei, Wäscherei, Appretur und Bleicherei, Zuckerfabriken, Berg-, Hütten- und Walzwerken, großen elektrischen Zentralen u. dgl., eine wesentlich größere Kesselheizfläche unter Feuer, als dem Durchschnittsbedarf entsprach, um für die Zeiten der Belastungssteigerungen den zusätzlichen Dampfbedarf aufbringen zu können. Abgesehen von dem schlechten Wirkungsgrad für die zeitweise stark unterlasteten bzw. forcierten Kessel und von dem Übelstand, daß man trotzdem vielfach Druckabfall mit erhöhtem Dampfverbrauch der Maschinen und Dampf-mangel für die Fabrikation nicht ganz vermeiden konnte, bedeutet diese Betriebsweise die Festlegung unnötig hohen Anlagekapitals in den Spitzendeckungskesseln. Bei den bisher gebräuchlichen Großwasser-raumkesseln bestand immerhin eine gewisse Ausgleichsmöglichkeit durch den großen Wasserinhalt der Kessel selbst. Bei Druckabfall wurde die Kesselspeisung abgestellt, während bei steigendem Druck der Kessel möglichst vollgespeist wurde (Entlastung der Feuerung von der Aufbringung der Flüssigkeitswärme). Der Zweck gesonderter Speicheranlagen ist, in Zeiten schwächeren Dampfverbrauches Wärmemengen in Dampf oder Heißwasserform, möglichst auch durch Bindung von Abwärme, bereitzustellen und sie zu Zeiten des Bedarfes ohne zusätzliche Belastung der mit normaler Feuerungsstärke arbeitenden Kessel für die Betriebszwecke wieder abzugeben. Dabei können grundsätzlich drei Formen der Speicherung gewählt werden¹⁾.

¹⁾ Der reine Dampfraumspeicher (Glockenspeicher) nach Art der Gasometer hat wegen seiner hohen Anlagekosten und geringen Speicherkapazität keine wirtschaftliche Bedeutung mehr.

1. Für Betriebe mit großem Warmwasserbedarf die Speicherung von Heißwasser von einer Temperatur und einem Druck erheblich unter dem Kesseldruck, wie sie für die Verwendungszwecke im Betriebe genügen (z. B. 2 atü).

2. Die Speicherung von Heißwasser bei dem Druck des zugehörigen Dampfkessels, also mit der Siedetemperatur des Dampfes (Speiseraumspeicher, z. B. 12 atü).

3. Die gleichzeitige Speicherung in Heißwasser und Dampf in sogenannten Gefällespeichern, bei denen der Wasserinhalt des Speichers durch Druckabfall bei der Entladung des Speichers Dampf bildet und abgibt, während bei der Aufladung des Speichers zugeführter Dampf (Frischdampf oder Abdampf) zu Heißwasser von einem Druck innerhalb einer gewissen Gefällestufe niedergeschlagen wird (z. B. Speichergefälle 10–14 atü).

Je nach den Betriebsverhältnissen können die drei genannten Speicherarten in zahlreichen Formen miteinander kombiniert werden. Die richtige Wahl der Speicherung nach den betriebstechnischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten erfordert eingehende sachverständige Durchprojektierung, die insbesondere auch auf die bereits vorhandenen Einrichtungen (vorhandene oder gebrauchte Kessel lassen sich als Speicher anpassen) und die fabrikationstechnischen Anforderungen Rücksicht nimmt. Genauere Angaben über Speicheranlagen werden noch im 3. Abschnitt des vorliegenden Bandes und insbesondere für die verschiedenen Industriezweige im zweiten Band dieses Buches behandelt. Für die Speicherleistung ist in Betracht zu ziehen die Speicherfähigkeit, d. h. die Größe der überhaupt aufspeicherbaren Wärmemenge, und die Spitzenleistung, d. h. die Höchstmenge an Dampf, die bei plötzlich starker Entnahme in kurzer Zeit als Dampf bzw. Dampfwärme entnommen werden kann. Beim Speiseraumspeicher wird in Zeiten schwächeren Dampfverbrauches durch die Kesselfeuerung Flüssigkeitswärme erzeugt und der über den Dampfbedarf hinaus wesentlich gesteigerten, durch den Kessel gespeisten Wassermenge zugeführt. Der Überschuß der Speisewassermenge wird durch eine Wälzpumpe in den Speicher unter Kesseldruck, aber ohne Dampfentwicklung zurückgeführt und hier bereitgehalten. Zu Zeiten stärkeren Dampfbedarfes hat die Feuerung dann nur noch die Verdampfungswärme, nicht aber die Flüssigkeitswärme des benötigten Dampfes aufzubringen, woraus sich die Leistungssteigerung des Kessels gegenüber einem Betriebe ohne Speiseraumspeicher ergibt. Die Speicherfähigkeit in Kilogramm Dampf pro Kubikmeter Speicherraum ist bei niedrigen Frischwassertemperaturen und hohem Kesseldruck am höchsten und fällt mit hoher Speisewassertemperatur und niedrigerem Kesseldruck¹⁾.

¹⁾ Diese Eigenschaft des Speiseraumspeichers schränkt seine Anwendbarkeit bei hoher Speisewasservorwärmung durch Abwärme oder Abzapfdampf ein.

Der reine Speiseraumspeicher hat zwar verhältnismäßig hohe Speicherkapazität, eignet sich aber am besten für kaltes Speisewasser und für Betriebe mit häufig auftretenden, aber geringen Verbrauchsspitzen von etwa 20 bis 30 % des Durchschnittsbedarfes. Er ist weniger geeignet für die Kupplung mit Abdampfverwertung, und erfordert gewöhnlich wesentlich geringere Anlagekosten für gleiche Speicherkapazität als der reine Gefällespeicher. Durch verhältnismäßig kleine Abänderungen kann aber mit dem Speiseraumspeicher die Wirkung des Gefällespeichers kombiniert werden.

Für den reinen Gefälle- oder Dampfraumspeicher ist die Speicherkapazität ebenfalls für das niedrige Druckgebiet wesentlich größer als für hohe Drucke (entsprechend der Abnahme der Verdampfungswärme mit steigendem Druck); sie ist naturgemäß um so größer, je weiter das im Speicher zulässige Druckgefälle, je größer also der Unterschied zwischen Lade- und Entladespannung gewählt werden kann. Die augenblickliche Spitzenleistung (bis über 100 % der Kesselleistung) des Gefällespeichers ist wesentlich größer als die des Speiseraumspeichers und nur durch die Anlagekosten (Größe des Wasserinhaltes und der verdampfenden Oberfläche) beschränkt¹⁾.

Für gleiche Speicherkapazität wird das Anlagekapital beim Gefällespeicher im allgemeinen wesentlich höher als bei Speiseraumspeichern. Der reine Gefällespeicher hat seine Hauptbedeutung für die Kupplung mit Abdampf- und Gegendruckbetrieb. Der bei Aufladung des Speichers durch Abdampfüberschuß bedingte wärmewirtschaftliche Nachteil, daß das Druckgefälle zwischen Lade- und Entladespannung des Speichers für die Kraftausbeute in der Maschine verlorengeht, wird durch die sonstigen Vorzüge der Speicherleistung gewöhnlich mehr als ausgeglichen. Besondere Bedeutung gewinnt der Gefällespeicher und seine Kombination mit dem Speiseraumspeicher für die sogenannte Vorschaltmaschine, bei der eine neue Höchstdruckanlage vor die vorhandene Maschine und das Dampfverbrauchsnetz für niedrigeren Druck geschaltet wird. (Vgl. S. 190.)

Die geringsten Anlagekosten erfordert der Heißwasserspeicher von niederem Druck, dessen Anwendungsgebiet aber auf Betriebe mit großem Heißwasserbedarf beschränkt bleibt.

Die richtige Einfügung von Speichern in den Dampf- und Kraftbetrieb kann von einschneidender Bedeutung für die Anlage- und Betriebskosten des Werkes sein, da sich die Wirkung des Speichers nicht nur auf die reine Dampfwirtschaft, sondern auch auf die Steigerung und Verbesserung der Produktion erstreckt durch die Bereitstellung genügender Dampf- und Wärmemengen an allen Verwendungsstellen, an Stelle

¹⁾ Pro Quadratmeter verdampfende Oberfläche normal bei mittleren Drucken 400 kg Dampf/std, pro Kubikmeter Speicherwasser rund 2 kg Dampf für je 1° C Abkühlung.

von Wartezeiten und sonstigen Fabrikationshemmungen, so daß die Produktionsmittel voll ausgenutzt und die Warenerzeugung beschleunigt und verbilligt werden kann.

Die Anlage größerer Rohrleitungsnetze für die Dampfverteilung nebst guter Entwässerung, Rückgewinnung von Niederschlagswässern, reichlicher Dimensionierung und sorgfältigem Wärmeschutz soll zur Vermeidung unnötiger dauernder Verluste nur sachverständigen Firmen übertragen werden. Die Rohrleitungen müssen so bemessen werden, daß sich für den günstigsten Rohrdurchmesser die geringste Summe aus Anlagekosten und dem Jahreswert der Druck- und Wärmeverluste ergibt. Besonders wichtig ist die Vermeidung größerer Druckverluste für überwiegenden Kraftbetrieb mit Abdampfverwertung. Eine Senkung des Gegendruckes hinter der Maschine (durch genügend weite Rohrdurchmesser und Wahl geringerer Dampfgeschwindigkeiten) nur um ein geringes Druckgefälle bringt häufig den gleichen Gewinn an Kraftausbeute bzw. für die Verringerung des Dampfverbrauches der Maschine, wie eine wesentliche Steigerung des Anfangsdruckes vor der Maschine, also die Anordnung teurer Hochdruckkessel nebst Zubehör (vgl. S. 182). Geringe Dampfgeschwindigkeiten erhöhen aber die Abkühlverluste und die Kosten der Rohrleitungen und Isolierungen, was bei der Wirtschaftlichkeitsrechnung gegen den Gewinn an Druckgefälle abzuwägen ist. Insbesondere ist jeder unnötige Druckverlust durch Abzweigungen und Ventile zu vermeiden. An Stelle der mit mehrfacher Richtungsänderung des Dampfes arbeitenden Ventile sind die einen geringeren Druckverlust bedingenden Schieber zu bevorzugen. Für guten Wärmeschutz auch der vielfach nackt bleibenden Flanschen und Armaturen mit ihrer großen wärmeabgebenden Oberfläche müssen namentlich bei Anwendung überhitzten Dampfes erhebliche Anlagekosten verwandt werden, die sich aus den Wärmeersparnissen (etwa 80% des Verlustes der nackten Leitung) meist schnell bezahlt machen. Die Anwendung autogen geschweißter Rohrleitungen ermöglicht den Fortfall aller Flanschverbindungen; dadurch entfällt nicht nur das erforderliche Nachdichten usw., es können auch durch Wegfall der Flanschenkappen die Isolierungskosten billiger werden. Ferner ist durch sorgfältige autogene Schweißung auch Abzweigung von Leitungen an beliebiger Stelle jederzeit leicht möglich.

Die Wichtigkeit der guten Wärmeisolierung der Dampfleitungen dürfte aus dem Umstand hervorgehen, daß von 1 qm nackter Rohr- oder Flanschenoberfläche stündlich bei mittleren Rohrdurchmessern (100 bis 200 mm lichte Weite) bei gesättigtem Dampf von 150° Dampftemperatur etwa 2000 WE an die Umgebung (bei 10° Außentemperatur) abgegeben werden, die natürlich durch Entziehung der Verdampfungswärme gedeckt werden, so daß ein entsprechender Teil des Dampfes niederge-

schlagen wird, der, abgesehen von diesem Wärmeverlust, als schädliches Wasser Heizflächen unwirksam macht und Maschinen gefährdet. Die Wärmeabgabe ist etwa proportional dem Temperaturunterschied zwischen Luft und Dampf (auch bei überhitztem Dampf) und wächst von

Zahlentafel 9.

A. Verschiedene Isolierungsarten für Leitungen mit hochgespanntem und überhitztem Dampf (Preisbildung 1926).

a) Wärmeleitzahlen und Gesteungskosten.

Art der Isolierung	Dicke der Isolierung mm	Wärmeleitzahl λ bei mittlerer Temperatur tm	Gesteungskosten (fertig angebracht einschließlich Bandedge und Anstrich) per qm außen Mk.	Durchschnittspreis per lfdm bei ä. Rohrdurchmesser					
				48 mm	102 mm	200 mm	300 mm		
				Mk.	Mk.	Mk.	Mk.		
		150°—300°							
Asbestkieselgurmasse	50	0,095—0,115	8,—	3,70	5,10	7,30	10,10		
	70		10,—	5,90	7,60	10,80	13,80		
	100		13,—	10,10	12,30	16,50	20,40		
Kieselgurformstein	50	0,09 —0,11	14,—	6,55	8,90	13,30	17,60		
	70		16,50	9,75	12,55	17,75	22,90		
	100		19,50	15,40	18,50	24,65	30,20		
Prioform „105“ mit Hartmantel	50	0,062—0,074	17,10	7,65	10,85	16,25	21,55		
	70		18,80	11,05	14,30	20,20	25,90		
	100		23,20	18,10	22,00	29,35	35,95		
Prioform mit Blechmantel	50	0,051—0,070	19,60	9,10	12,45	18,60	24,70		
	70		22,20	13,10	16,85	23,85	33,60		
	100		25,40	19,75	24,10	32,10	39,40		
Glasgespinst	40	0,05 —0,07	13,60	5,45	7,80	12,—	16,20		
	60		17,40	9,15	12,10	17,42	23,—		
	80		20,65	13,50	17,—	23,40	30,—		
	100		24,20	18,50	23,60	30,40	38,—		

b) Ersparnisziffern.

1. Isolierung mit Kieselgur-Wärmeschutzmasse.

Außen- Ø mm	100° C			200° C			300° C		
	Auftragstärke mm	Ersparnis %	Preis pro lfdm Mk.	Auftragstärke mm	Ersparnis %	Preis pro lfdm Mk.	Auftragstärke mm	Ersparnis %	Preis pro lfdm Mk.
	57	35	76,2	2,50	60	89	4,85	85	93,2
108	40	82	4,—	70	90,8	7,40	100	94,6	11,40
216	50	85,6	7,70	85	92,8	12,85	120	95,8	19,—
318	60	87,6	12,—	100	93,8	19,25	140	96,5	27,80

Die Isolierung mit gebrannten Kieselgurschalen stellt sich 35% teurer. Die Ersparnis ist dieselbe.

2. Isolierung mit Magnesiamasse.

57	25	76,2	2,45	40	87,3	4,25	60	92,9	7,30
108	30	82,8	4,20	45	90,6	6,60	70	93,3	11,40
216	35	85,5	8,—	60	92,8	13,90	85	95,2	20,55
318	40	87,3	12,35	70	93,8	21,—	100	96,2	31,10

etwa 1300 WE bei einem Temperaturunterschied von 100° auf maximal 9000 WE/qm/std bei 350—400° Temperaturunterschied¹⁾.

Beispielsweise beträgt die verlorengelassene Kohlenmenge bei nackten Dampfleitungen und Satteldampf von 12 Atm, ununterbrochener Betrieb der Dampfleitungen vorausgesetzt, für 100 mm lichten Rohrdurchmesser rund 1,7 t Kohlen jährlich, für jedes Flanschenpaar und 100 mm lichter Rohrweite 1,2 t Kohlen jährlich, für 1 Ventil für 100 mm lichter Weite 3—4 t jährlich. Diese Wärmeverluste lassen sich durch Isolierungen bereits mittlerer Güte bei einer Isolierstärke von rund 30 mm um 75%, von rund 70 mm Stärke um 90% bei Dampfleitungen vermindern. Die Zahlen-
 tafcl 9, S. 90²⁾ gibt eine

Zu Zahlen-
 tafcl 9.

B. Verschiedene Isolierungsarten für Warmwasser- und Niederdruckdampfleitungen.

Art der Isolierung	Dicke der Isolierung mm	Wärmeleit- zahl bei mittlerer Temperatur tm	Gestehungskosten (fertig angebracht einschließl. Ban- dage und Anstrich) per qm außen	Durchschnittspreis pro lfdm bei												
				33 mm	48 mm	60 mm	76 mm	89 mm	102 mm	200 mm	300 mm	Rohrdurchmesser				
			Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.
Asbestkieselgur- Niederdruck- masse	20	0°—100° 0,08 — 0,09	6,70	1,50	1,85	2,14	2,40	2,67	2,95	3,24	3,76	4,20	4,55	5,10	5,10	7,15
	40		8,60	3,05	3,45	3,78	4,20	4,55	4,90	5,10	5,60	6,50	6,95	7,40	7,65	10,20
	60		10,60	3,76	5,60	6,05	6,50	6,95	7,40	7,40	8,80	10,80	10,80	14,25	14,25	14,25
Korkfein- schalen	20	0,04 — 0,05	8,50	1,95	2,35	2,67	3,10	3,44	3,80	3,80	4,30	4,85	5,32	6,43	6,50	9,10
	40		12,10	4,30	4,85	5,32	5,93	6,43	6,95	7,40	8,48	9,25	9,85	10,75	10,75	14,10
Kieselgurmasse	20	0,097 — 0,105	5,—	7,20	7,90	8,48	9,25	9,85	10,45	10,45	1,15	1,82	2,02	2,24	2,24	5,34
	30		5,75	1,68	1,95	2,17	2,45	2,70	2,92	2,92	3,76	4,70	4,70	5,34	5,34	6,50
Holzwolle-Seile	20	0,06 — 0,075	4,65	1,07	1,28	1,46	1,69	1,88	2,07	2,07	1,68	1,98	2,17	2,36	2,36	4,93
	30		6,65	1,36	1,57	1,76	1,98	2,17	2,36	2,36	1,98	2,17	2,36	2,36	2,36	5,25
Seidenzopf Kork bzw. Torf	30	0,039 — 0,052	8,90	2,60	3,—	3,36	3,80	4,16	4,52	4,52	3,—	3,80	4,16	4,52	4,52	10,05
	30	0,04 — 0,05	7,40—8,50	2,15	2,65	2,90	3,35	3,75	4,10	4,10	2,65	3,35	3,75	4,10	4,10	6,80

¹⁾ Der Wärmeverlust un-
 bekleideter Rohre errechnet
 sich aus dem Temperatur-
 unterschied Δ zwischen Dampf
 und umgebender Luft nach
 der Gleichung $We/st/qm = k \cdot F$
 ($\Delta d - \Delta l$), wobei sich k bei
 Niederdruckdampf bis 0,6 atü
 und Rohren von 1"—100 mm
 und mehr zwischen 13—11,5,
 bei Hochdrucksattdampf zwi-
 schen 14—12,5 bewegt. Bei
 überhitztem Dampf von 350 bis
 400° entweichen durchschnitt-
 lich 5500—8000 WE pro 1 qm
 Oberfläche an die Umgebung.

Genauere Anleitung für die Berechnung des Wärmeverlustes nackter Leitungen
 vgl. Heft 1 der Mitteilungen des Forschungsheims für Wärmeschutz, München.

²⁾ Nach Angaben der Firmen Grünzweig & Hartmann, Ludwigshafen, Brüder
 Wurm, Düsseldorf, Deutsche Prioformwerke, Köln.

Zusammenstellung gebräuchlicher Isolierarten nebst der Ersparnisziffer gegenüber nackten Rohrleitungen, der Wärmeleitzahl¹⁾ sowie den durchschnittlichen Anlagekosten.

Wie aus diesen tabellarischen Zusammenstellungen ersichtlich, ist die Wirkung der Isoliermaterialien je nach ihrer Güte eine verschiedene. Je geringer die Wärmeleitzahl, desto größer ist der Wärmeschutz. Andererseits sind aber die Materialien, die die geringste Wärmeleitfähigkeit haben, also den größten Wärmeschutz bieten, entsprechend teuer. Bei der Beurteilung des Preises des Isoliermaterials kommt es außer auf die Wärmeleitzahl in erster Linie auf das spezifische Gewicht des Materials an. Von zwei Materialien mit gleicher Wärmeleitzahl und gleichem Preis pro Kilogramm ist jenes vorzuziehen, welches ein geringeres spezifisches Gewicht hat, weil mit dem leichteren Material eine größere Fläche bei gleich hohen Kosten der Isolierung vor Wärmeverlusten zu schützen ist.

Selbstverständlich ist auch die Wirkung ein und desselben Isoliermaterials um so größer, je dicker die Isolierschicht ist. Es ist aber die Dicke der Isolierschicht und der Wärmeverlust nicht in einfacher Weise umgekehrt proportional, es besteht vielmehr ein ziemlich verwickeltes Verhältnis, so daß beispielsweise ein Isoliermaterial, welches in fünf-facher Stärke aufgetragen wird, den Wärmeverlust nicht auf ein Fünftel desjenigen, der bei einfacher Stärke auftreten würde, verringert.

Da nun einerseits die Wärmeersparnis durch Verwendung stärkerer Isolierschichten wächst, andererseits der Preis der Isolierung bei stärkeren Isolierschichten natürlich ebenfalls steigt, gibt es für jedes einzelne Isoliermaterial und für alle in Frage kommenden Verhältnisse desselben eine günstigste Isoliermittelstärke, bei welcher die Ersparnis im Verhältnis zu den Aufwendungen für die Herstellung der Isolierung das günstigste Verhältnis zeigt.

Die Berechnung derartiger wirtschaftlichster Stärken der verschiedenen Isolierungen zeigt, daß Isoliermittel in vielen Fällen nicht in jener Stärke verwendet werden, wie es den günstigsten Verhältnissen entspricht. Die nachfolgende Zahlentafel 10²⁾ gibt beispielsweise die wirtschaftlichste Stärke der Isolierung einer ebenen Fläche und der Isolierung von Rohren verschiedener Durchmesser in Millimeter an, wobei gleichzeitig die Voraussetzungen, das sind die Materialkonstanten und sonstigen Annahmen, angegeben sind.

Hierbei ist ein sehr gutes Isoliermaterial mit einem Wärmeleitkoeffizienten von nur 0,04 und ein geringeres Material mit einem Koeffizienten von 0,08 zu-

1) Wärmeleitzahl = Wärmemenge, die durch zwei gegenüberliegende Flächen eines Würfels von 1 m Kantenlänge in der Stunde bei einem Temperaturunterschied vom 1° C zwischen den beiden Flächen geht, wenn die übrigen Seitenflächen des Würfels gegen Wärmeverlust geschützt sind.

2) Aus: „Die wirtschaftliche Stärke einer Isolierung“ von Gerbel, Berlin: VDI-Verlag. 1921 (vergriffen).

grunde gelegt; weiterhin vier verschiedene Temperaturen für den Gefäßinhalt (z. B. etwa 80° für Warmwasser, 180° für Satttdampf, 250 und 350° für Heißdampf). Die mit der Temperatur steigenden Wärmeleitkoeffizienten sind entsprechend angegeben. Die jährliche Benützungsdauer ist mit 8000 Stunden, der Wärmepreis für 1 000 000 WE mit Mk. 5.— angesetzt, die Kosten der beiden Isolierarten mit Mk. 150.— pro Kubikmeter bzw. 100.— pro Kubikmeter, Montage und Anstrich mit Mk. 7.— pro Quadratmeter Oberfläche der Isolierung, Tilgung und Verzinsung mit 20%.

Zahlentafel 10.

	Gutes Material: $\lambda_0 = 0,04$				Minderes Material: $\lambda_0 = 0,08$				
1. Temperatur des Gefäßinhaltes bzw. der Gefäßwand in °C	t_1	80	180	250	350	80	180	250	350
2. Raumtemperatur in °C (Lufttemperatur)	t		20			20			
3. Koeffizient der Wärmeabgabe nach außen	k		7,5			7,5			
4. Mittlerer Wärmeleitkoeffizient des Isoliermaterials	λ_m	0,048	0,055	0,059	0,063	0,096	0,11	0,118	0,126
5. Jährliche Benützungsdauer, Stunden	z		8000			8000			
6. Preis einer Million Kalorien in Mark	h		5,00			5,00			
7. Preis des Isoliermaterials pro Kubikmeter in Mark	I		150			100			
8. Preis der Montage einschl. Befestigung und Anstrich in Mark pro Quadratmeter	V		7			7			
9. Amortisations- und Verzinsungsquote der Isolierung	p		0,2			0,2			
10. Wirtschaftlichste Stärke d. Isolierung einer ebenen Fläche in Millimeter	Sw	56	102	126	158	94	173	216	281
11. Wirtschaftlichste Stärke d. Isolierung eines Rohres in Millimeter bei einem Rohrdurchmesser:									
D = 25 mm	Sw	20	36	43	55	23	49	61	81
D = 50 mm	Sw	28	45	56	69	40	66	77	97
D = 100 mm	Sw	34	54	70	82	47	80	103	125
D = 200 mm	Sw	40	68	82	100	68	102	123	154

Für diese Unterlagen ergibt sich die wirtschaftlichste Isolierstärke für eine ebene Fläche aus der Position 10, für Rohre aus der Position 11. Es erfordert z. B. ein Behälter für Warmwasser von 80° bei Anwendung eines Isoliermittels mit einem Leitkoeffizienten 0,08 eine wirtschaftlichste Stärke von 94 mm, also erheblich mehr als man gewöhnlich anzunehmen geneigt ist. Die Position 11 veranschaulicht klar den starken Einfluß der Temperatur des Rohrinhaltes auf die Isolierstärke. Für Warmwasser von etwa 80° kommen für die behandelten Rohrdurchmesser Stärken zwischen 20 und 40 mm in Frage, während für Heißdampf von 350° Isolierstärken von 55 bis zu 100 mm für das bessere Material und Stärken von 81—154 mm für das mindere Material für die angegebenen Rohrdurchmesser erforderlich sind. Die Zahlentafel zeigt, daß die üblichen Isolierstärken

in der Größenordnung von 35—45 mm in vielen Fällen, wenigstens für Dauerbetrieb, von der wirtschaftlichsten Stärke abweichen. Wird beispielsweise eine Warmwasserleitung von 25 mm Durchmesser, wie oft gebräuchlich, mit 40 mm isoliert, so ist die Isolierung zu teuer. Wird dagegen eine Rohrleitung von 200 mm Durchmesser für Heißdampf mit 40 mm Stärke isoliert, so ist die Isolierstärke wegen der beträchtlichen Wärmeverluste unwirtschaftlich gering und müßte bei Verwendung guten Materials hier schon 100 mm betragen, um bei der angegebenen Benützungsdauer von 8000 Stunden so wirtschaftlich als möglich zu sein.

Für hoch überhitzten Dampf geht man im allgemeinen zu den Isoliermitteln mit niedrigster Wärmeleitzahl und möglichst geringem Raumgewicht über, wobei sich höhere Anlagekosten durch den besseren Wärmeschutz im allgemeinen schnell tilgen lassen. An Stelle der Wärmesparnis in Prozent des Verlustes der nackten Leitung rechnet man besser mit der Wärmeleitzahl. Die Abb. 26¹⁾ ermöglicht mit Hilfe eines Linienzuges für jede Wärmeleitzahl, Isolierstärke und Rohrdurchmesser und für eine gegebene Dampftemperatur den stündlichen Wärmeverlust zu ermitteln. Bei stark bewegter Luft ist die Zahlentafel und das Feld 3a der Abbildung zu benutzen. Besondere Rücksicht ist bei nur selten oder kurzzeitig arbeitenden Rohrleitungsnetzen auf Isolierstärke und Raumgewicht zu legen, da unter Umständen eine unnötig starke Isolierung hier in den Abkühlpausen größere Wärmeverluste verursachen kann, als der bessere Wärmeschutz während der Betriebszeit erspart. Die Zahlentafeln sowie die Abbildungen ermöglichen einen ersten Anhalt für die Wirtschaftlichkeitsberechnung über zweckmäßige Art und Stärke des Wärmeschutzes. Wird zuerst der Wärmeverlust der nackten Rohrleitung ermittelt und die entsprechende Dampfmenge, so kann mit dem einzusetzenden Dampfpreis und der Garantieersparnisziffer bzw. aus der Wärmeleitzahl der Geldwert gefunden werden, der der ersparten Dampfmenge entspricht, und die Wirtschaftlichkeit danach beurteilt werden.

Beispiel. Es soll der Nutzen untersucht werden, den bei 4000 jährlichen Betriebsstunden einer 200 m langen Dampfleitung von 200 mm äußerem Durchmesser und mit 40 Flanschenpaaren eine sorgfältige Isolierung bringt.

Wärmeverlust der nackten Leitung. Bei Betrieb mit schwach überhitztem Dampf beträgt der mittlere stündliche Wärmeverlust 3000 WE/qm, die Gesamtoberfläche einschließlich der Flanschen beträgt 130,8 qm, der stündliche Wärmeverlust 392 400 WE. Bei 510 WE Verdampfungs- und Überhitzungswärme entspricht dies einer stündlichen Niederschlagsmenge von 770 kg Dampf. Bei einem Wärmepreis von 0,40 Mk. für 100 000 im Dampf enthaltenen WE (Dampfpreis 2,80 Mk.) entspricht der Wärmeverlust stündlich 1,57 Mk., wenn die Flüssigkeitswärme des wegfließenden Kondensates (über 20°, also 170 WE) noch nutzbar zu machen ist, z. B. durch Verwertung desselben für Färbereizwecke, zurückgewonnen wird. Der Verlust beträgt 2,09 Mk./std, wenn das Kondensat mit 170 WE/kg nutzlos wegfließt. Der jährliche Verlust beträgt 6280 Mk. bei Kondenswasserverwertung und 8360 Mk. bei fortfließendem Niederschlagswasser.

¹⁾ Die Abbildung ist aus Heft 5 der Mitteilungen des Forschungsheims für Wärmeschutz, München im verkleinerten Maßstabe entnommen, die weitere wertvolle Tafeln für die Beurteilung der Isolierstärke enthalten.

Zahlentafel für I/a.

Äußerer Durchmesser der Isolierung in m	Windgeschwindigkeit in m/sec				
	1	2	3	4	5
0.050	0.061	0.046	0.037	0.032	0.028
0.075	0.070	0.052	0.042	0.035	0.032
0.100	0.076	0.056	0.046	0.039	0.034
0.125	0.081	0.060	0.049	0.042	0.036
0.150	0.085	0.063	0.051	0.043	0.038
0.200	0.091	0.067	0.055	0.047	0.041
0.300	0.100	0.075	0.060	0.053	0.046
0.500	0.109	0.082	0.067	0.059	0.052
0.700	0.116	0.088	0.074	0.063	0.057

t_i = Rohrtemperatur in °C, t_z = Lufttemperatur in °C.

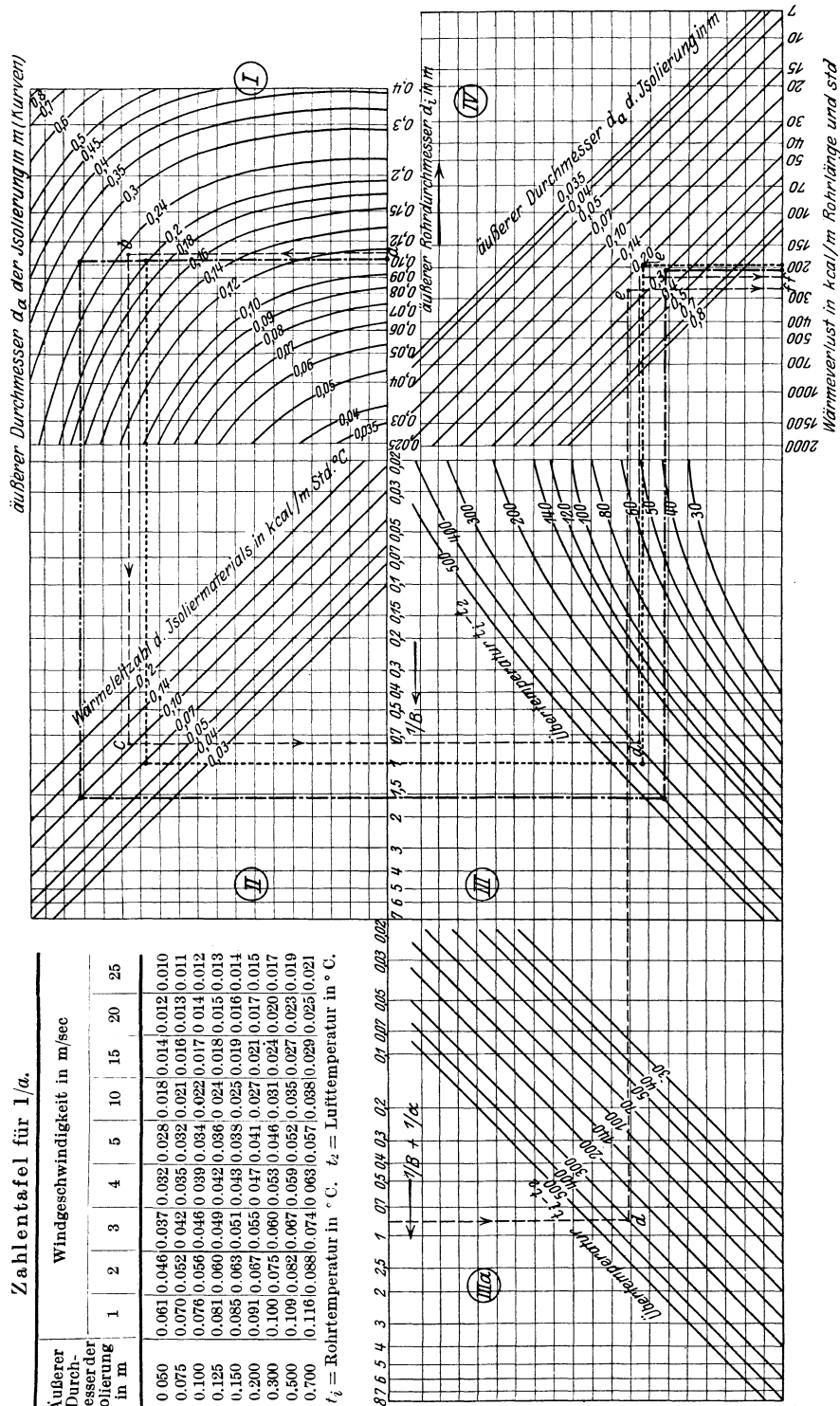


Abb. 26. Tafeln zur Bestimmung des Wärmeverlustes isolierter Rohrleitungen (nach den Mitteilungen des Forschungsvereins für Wärmeschutz E. V. 1914. Heft 5).

Die Mehrkosten sind bei Kondensatrückgewinnung in drei, bei fortlaufendem Kondensat in zwei Betriebsjahren gedeckt, man wird namentlich wegen der besseren Haltbarkeit der Korkschaalen gegenüber der leichter verletzbaren Masse daher die teure Isolierung vorziehen dürfen, wenn auch durch ein um 44% höheres Anlagekapital nur eine etwa 5% höhere Ersparnis erzielt wird. Die Gesamtkosten der besseren Isolierung sind in 5 bzw. 3¹/₂ Monaten aus den Kohlenersparnissen gedeckt

Liegen einzelne Dampfverbrauchsstellen nicht in der Nähe von Rohrleitungen, in denen der erforderliche Dampfzustand herrscht, so kann zur Vermeidung langer gesonderter Zuleitungen eine Dampfumformung stattfinden, d. h. Heißdampfkühlung zur Umwandlung von überhitztem Dampf in Sattedampf von gleichem Druck oder eine Druckumformung des Dampfes, zur Gewinnung von höher gespanntem Dampf aus einer Leitung mit Dampf von niederem Druck (Abdampf) erzielt werden. Die letztgenannte Umformung kann durch einen Dampfkompessor (Turbo-, Kolben- oder Strahlkompessor) erfolgen (Wärmepumpe). Durch Dampfdruckumformer ergeben sich bei jedem Wirkungsgrad des Umformers von 10—40% Wärmeersparnisse von 15—45% gegenüber der Drosselung des Dampfes aus hochgespanntem Frischdampf und Verzicht auf die vorhergehende Kraftausbeute aus dem vernichteten Druckgefälle. Die Dampfumformer, die sich bisher nur wenig eingebürgert haben, erscheinen in ausgedehnten Großbetrieben durchaus wirtschaftlich.

Erfolgt die Kesselspeisung durch Dampfpumpen, so wird zweckmäßig deren Abdampf in Heizschlangen (basser als unmittelbares Finströmen wegen des Ölgehaltes) zur Speisewassererwärmung ausgenutzt; wo dies wegen anderweitiger hoher Erwärmung des Speisewassers nicht nutzbringend ist, erfolgt die Speisung zweckmäßiger durch Pumpen mit elektrischem oder Riemenantrieb, da der Dampfverbrauch der Speisepumpen (namentlich bei kleineren Leistungen) meist ein erheblicher ist (4—6% der gesamten Speisewassermenge).

Die gesamten Betriebskosten der Dampfanlagen lassen sich durch sorgfältige Auswahl des Bedienungspersonals, Durchführung genauer Kontrolle über Brennstoff-, Wasser-, Ölverbrauch, über Drucke und Temperaturen, regelmäßige Überwachung oder periodische Überprüfung auf unnötigen Kraft- und Wärmeverbrauch u. dgl., durch Einführung einer laufenden Betriebsbuchführung, deren Ergebnisse ständig in Zahlentafeln zusammengestellt und zeichnerisch aufgetragen werden, oft erheblich vermindern. Die sachgemäße Beurteilung der Kontrollergebnisse (Verdampfung, Dampfverbrauch bzw. Kohlenverbrauch der einzelnen Anlagenteile pro Betriebstag oder Betriebswoche, Abgastemperaturen und Zusammensetzung usw.) läßt ohne erhebliche Mühe jedes nicht durch Jahreszeit oder Produktionssteigerung bedingte Anwachsen des Kohlenverbrauchs und meist auch seine Ursache erkennen und bei genauerer Untersuchung abstellen.

B. Die Verbrennungskraftanlagen.

Die **Verbrennungskraftmaschinen**, so genannt, weil die Verbrennung des verwendeten Heizmittels unmittelbar im Arbeitszylinder erfolgt, sind der Dampfanlage, welche die bei der Verbrennung freiwerdende Wärme erst auf dem Umwege der Dampferzeugung und -zuführung für die Energieumwandlung nutzbar macht, in bezug auf Wärme- und Brennstoffverbrauch überlegen; dieser thermische Vorsprung ist ebensowohl durch den Wegfall oder durch die Verminderung der Zwischenverluste¹⁾ zwischen Verbrennungsraum und Maschine begründet, als vor allem durch die Anwendung beträchtlich höherer Anfangstemperaturen in der Maschine (bei der Dampfmaschine bis jetzt im Höchsthalle 320—350° C, neuerdings bis 400° C, bei der Sauggasanlage 500—600° C, beim Dieselmotor erheblich über 800° C) und den dadurch bedingten höheren thermischen Wirkungsgrad des Arbeitsvorganges in der Maschine selbst. Der Wirkungsgrad größerer Sauggasmaschinen beträgt 28% der zugeführten Wärme (der der gesamten Generator- und Maschinenanlage etwa 22 bis 23%), die Brennstoffausnutzung im Dieselmotor steigt bis zu 37%²⁾, also bis zum Dreifachen einer durchschnittlichen Dampfanlage.

Kommen für einen Fabrikbetrieb die gleichen Brennstoffe (Braunkohlen, Braunkohlenbriketts, Torf, aschearme sortierte nicht backende Steinkohlen [40—70 mm Korn], Anthrazit³⁾, Holzabfälle besonders in Sägewerken, sowie organische Abfallstoffe der großen Landkulturen in den Tropen) für Dampferzeugung oder für Vergasung im Generator der Sauggasanlage in Betracht, so ist letztere in bezug auf Brennstoffkosten überlegen, abgesehen vom Fall der Abdampfverwertung. Bei Verwendung anderer Brennstoffe mit höherem Wärmepreis (Hütten- oder Gaskoks, großstückiger Anthrazit), ferner bei Verwendung von flüssigen Brennstoffen und Leuchtgas in den Kleinverbrennungskraftmaschinen und bei sämtlichen Brennstoffen des Dieselmotors kann, wie bereits auf S. 18 ausgeführt, der geringere Wärmeverbrauch durch den höheren Wärmepreis gegenüber der Dampfanlage zum Teil ausgeglichen werden. Wo Abgase (von Hochöfen oder Koksöfen) oder aus Abfallprodukten gewonnenes Gas (Holzabfälle in der Zellstofffabrikation u. dgl.) zur Verfügung stehen, was für Fabrikbetriebe indes selten der Fall ist, sind die Brennstoffkosten der im Gasmotor erzeugten Kraft etwa zweieinhalbmal geringer als bei Verbrennung der Gase unter Dampfkesseln und der Ausnutzung des erzeugten Dampfes in der Dampfmaschine.

¹⁾ Bei flüssigen Brennstoffen verschwindend gering, bei der Vergasung im Generator etwa 15—20% gegenüber 20—45% bei der Dampfanlage.

²⁾ 170 g PStest Gasöl von 10 000 WE ergeben $\frac{632}{1700} \cdot 100 = 37,2\%$.

³⁾ In kleinster Körnung besitzt Anthrazit Nuß IV 1926 den Wärmepreis der billigsten Steinkohlensorten mit Ausnahme der Gruskohle.

Die Anlagekosten der Kraftmaschine selbst sind immer höher als die der gleichwertigen Dampfmaschine allein (größere Abmessungen wegen der meist geringeren Kraftreserve und geringere Arbeitshubzahl bei gleichviel Umdrehungen [Viertakt oder Zweitakt], kräftigere Ausführung der Triebwerksteile, schwereres Schwungrad wegen ungleichmäßigeren Arbeitsvorganges u. dgl. m.); die Gesamtanlagekosten der Verbrennungskraftanlagen können je nach der Vollkommenheit diejenigen der damit zu vergleichenden Dampfanlage mehr oder weniger überschreiten, niedriger sind sie in den seltensten Fällen. Die Beurteilung der Betriebskosten ist bei den Verbrennungskraftmaschinen einfacher als bei der Dampfanlage, da sowohl die Anschaffungskosten der ziemlich einheitlich durchgebildeten Anlagen als auch der Brennstoffverbrauch sich in ziemlich engen Grenzen bewegen. Die für die Betriebskostenberechnung erforderlichen Angaben über Überlastbarkeit, das Verhalten bei Unterlast, Betriebszuschläge, Bedienung, Reparaturen, Öl- und Wasserverbrauch und Abwärmeverwertung werden bei den einzelnen Bauarten besprochen.

Für kleinste Leistungen von $\frac{1}{2}$ PS bis zu etwa 6 PS reicht das (nur vom Elektromotor bestrittene) alleinige Anwendungsgebiet der Leuchtgas-, Ergin-, Benzol-, Ölgas-, Benzin-, Rohöl-, Spiritusmotoren, die mitunter bis etwa 30 PS noch wettbewerbfähig sind.

Von etwa 6 PS bis zu 1000 PS erstreckt sich das Wettbewerbsgebiet der Sauggasanlagen mit eigenem Gaserzeuger (Großgasmaschinen ohne Generatoren, die bis zu Leistungen von 1500 PS mit einem Zylinder erbaut werden, kommen für Fabrikbetriebe mit Ausnahme von Hüttenwerken gewöhnlich nicht in Betracht), größere Ausführungen werden der vielen erforderlichen Generatoren wegen kaum angewandt.

Die nach dem Dieselprinzip arbeitenden Ölverbrennungsmaschinen, die bereits von 5 PS an als Kleinmotoren mit guter Brennstoffausnutzung gebaut werden und die ursprünglich hauptsächlich in Größen von 25—500 PS Anwendung fanden, können heute für ortsfeste Anlagen bis zu Einheiten von etwa 15000 PS erstellt werden. Die Ausführung noch größerer Sätze, die für Fabrikbetriebe nur selten notwendig sein dürfte, scheitert an den Transportschwierigkeiten für die schweren Einzelteile, für deren Beförderung die kräftigsten verfügbaren Sonderwagen sich als zu schwach erweisen.

Der grundlegende Unterschied zwischen dem Arbeitsvorgang der nach dem Erfinder der Haupteigentümlichkeiten der Maschine, Dr.-Ing. Rudolf Diesel benannten Ölverbrennungsmaschinen und zwischen dem Arbeitsprozeß der auch als „Explosions- oder Verpuffungsmotoren“ bezeichneten übrigen Verbrennungskraftmaschinen ist der folgende: Letztere saugen stets Gemische von Verbrennungsluft mit gas- oder dampfförmigen oder fein zerstäubten Brennstoffen an, die

beim Rückgang des Kolbens durch Arbeitsabgabe des Schwungrades verdichtet und durch von außen eingeleitete „Zündung“ zur augenblicklichen Verbrennung unter Drucksteigerung und Arbeitsabgabe an den Kolben gebracht werden. Der Rückgang des Kolbens beim vierten Hub entfernt die Verbrennungsrückstände aus den Zylindern (Viertakt). Die zulässige Verdichtungsspannung (mit deren Höhe die Brennstoffausnutzung wächst) ist durch die mit der Verdichtung anwachsende Temperatursteigerung des Verbrennungsgemisches begrenzt, welche, um „Vorzündungen“ (Störungen des Arbeitsganges, Stöße) zu vermeiden, unterhalb der Entzündungstemperatur des Gemisches bleiben muß. Die Verdichtungsgrenze beträgt bei Leuchtgas- und Sauggasmotoren 10—12 Atm bei Flüssigkeits- und Explosionsmotoren etwa 8—10 Atm (bei dem leicht entflammaren Benzin nur 3—5 Atm), entsprechend einem größten Verbrennungsdruck von etwa 20—30 Atm.

Unter dem Sammelnamen „Dieselmotoren“ faßt man alle Verbrennungsmaschinen für flüssige Brennstoffe zusammen, die nach den Hauptzügen des Dieselverfahrens arbeiten. Der wesentliche Unterschied von den Explosionsmaschinen ist der, daß kein Gemisch, sondern reine Luft (beim Viertakt eingesaugt, beim Zweitakt eingespült) in den Arbeitszylinder eingebracht wird, und die Verdichtung der Luft auf einen solchen Druck (praktisch zwischen 20 und 40 Atm.) erfolgt, daß die Lufttemperatur die Zündtemperatur des Brennstoffes überschreitet. In die hochoverhitzte Luft wird, beginnend in der Nähe des Totpunktes des Kolbens und während einer gewissen Zeit über den Totpunkt hinaus andauernd, der Brennstoff unter noch höherem Druck als der der Verbrennungsluft in den Zylinder eingespritzt (entweder mit Einblasedruckluft oder ohne höher gespanntes Zerstäubungsmittel, luftlose Einspritzung). Die Verbrennung kann dabei mit ansteigendem, gleichbleibendem oder fallendem Druck vor sich gehen. Im Anschluß an die Verbrennung erfolgt die Dehnung während des Restes des Kolbenweges; die Entfernung der Ausströmungsgase geschieht entweder durch besonderen Kolbenhub (Viertakt) oder beim Hubwechsel unter gleichzeitiger Einspülung von Frischluft (Zweitakt). Die Dieselmotoren mit luftloser Einspritzung sind entweder sogenannte Strahlzerstäubungsmaschinen (Einspritzung mit 300 Atm Öldruck unmittelbar in den Zylinder, Verdichtungsdruck 25—27 Atm, Höchstverbrennungsdruck 38—42 Atm) oder Vorkammer-Dieselmotoren (Einspritzung mit 50 Atm Öldruck in eine Vorkammer, Verdichtungs- und Verbrennungsdruck 40—42 Atm).

Bei dem sowohl für Verpuffungs- als für Dieselmotoren, namentlich für größere Leistungen, angewandten Zweitaktverfahren ist, unter Vermittlung von Spül- und Ladepumpen, der Füllungs- und Verdichtungsvorgang, sowie der Arbeits- und Reinigungsvorgang zu je einem Hub vereinigt. Ferner kann die einfach wirkende Maschine statt mit

einer offenen Zylinderseite ausgeführt zu werden, durch Vereinigung je einer einfach wirkenden Maschine an jeder Seite des Kolbens in einen Zylinder als doppeltwirkende Viertakt- oder Zweitaktmaschine erbaut werden. Für mittlere Leistungen (50—300 PS) herrscht der einfach wirkende Viertakt vor, bei Dieselmotoren meist in stehender Bauart; Kleindieselmotoren bis zu etwa 30 PS werden stehend, die Sauggasmotoren fast immer liegend, sämtliche Verbrennungskraftmaschinen in den übrigen Größen stehend oder liegend gebaut. Verpuffungsmotoren werden von $\frac{1}{2}$ —100 PS einzylindrig, von 100—300 PS zweizylindrig, von 300—4000 PS drei- bis sechszylindrig ausgeführt, Dieselmotoren ein- oder mehrzylindrig, für größere Leistungen in allen Bauarten, als Großmaschinen über 1000 PS liegend, namentlich in doppelt wirkender Tandemanordnung. Für unmittelbare Kupplung mit schnell laufenden Maschinen oder für elektrischen Antrieb wird stets Mehrzylinderanordnung gewählt.

1. Die Sauggasanlagen.

Die Sauggasanlagen haben in beschränkterem Maße als die Dampfanlagen den Vorzug, für billige Brennstoffe geeignet und nicht von einem bestimmten Brennstoff abhängig zu sein; die Beschränkung bezieht sich sowohl auf die Art der verwendbaren Brennstoffe überhaupt, als insbesondere auf die Eignung der Gaserzeugers (Generator) für wechselnden Brennstoff. Die Bauart des Generators kann jeweils nur bestimmten Brennstoffen angepaßt werden. Die Zahl der für Kraftzwecke vergasbaren Brennstoffe ist durch Sonderausbildung der Generatoren und der Gasreinigungseinrichtungen allmählich beträchtlich erweitert worden, insbesondere auch auf die bitumenhaltigen und wasserreichen, und daher bei und nach der Vergasung teerbildenden Rohbraunkohlen, Braunkohlenbriketts, Torf, Holz und Steinkohlen¹⁾, während ursprünglich Generatoren für Maschinenbetrieb nur für schwach teerbildenden Koks und Anthrazit, also teure Brennstoffe, gebaut wurden. Die Brennstoffausnutzung im Gaserzeuger, der Heizwert des erhaltenen Gases, sowie der Brennstoffverbrauch²⁾ für mittelgroße Anlagen sind für die hauptsächlichsten Brennstoffe in der Zahlentafel 11 in Durchschnittswerten zusammengestellt.

Die Verwendung eines möglichst teer- und staubfreien Gases zur Vermeidung von Verschmutzungen der Leitungen, Ventile, Kolben usw. ist für einen zuverlässigen Maschinenbetrieb unerlässlich. Anthrazit und Koks oder Mischungen dieser beiden Brennstoffe werden im geschlossenen

¹⁾ Vgl. Fußnote S. 101.

²⁾ Ohne Betriebszuschläge bei Vollast; bei Unterlastung bis zur Halblast fällt Heizwert, Gasausbeute und Wirkungsgrad um etwa 5—10%, bei weiterer Unterlastung fällt der Wirkungsgrad schneller ab.

Zahlentafel 11. Brennstoffe für Sauggasanlagen.

Brennstoffe	Heizwert des Brennstoffes	Gas- ausbringen	Unterer Heizwert des Gases	Wirkungs- grad des Generators	Brennstoff- verbrauch ¹⁾
	WE/kg	cbm/kg	WE/cbm	%	kg/PSe/std.
Anthrazit ¹⁾	7500—8000	4,6	1100—1300	75—82	0,38—0,48
Koks ²⁾	6000—7500	4,3	1100—1200	75—80	0,40—0,56
Steinkohle ³⁾	6500—7500	4,5	1150—1400	75—82	0,40—0,55
Anthrazitgrus	7000—7500	4,2	1100—1300	60—70	0,50—0,65
Rauchkammerlöschke	5000—6000	3,0	1000—1150	50—70	0,7 —1,0
Koksgrus	5000—6500	4,0	1000—1100	50—70	0,6 —1,0
Braunkohlenbriketts	4300—5000	2,5	1200—1400	75—80	0,65—0,85
Braunkohle	2500—5000	1,8	1000—1200	50—70	0,7 —1,5
Torf	3000—3800	1,7	900—1100	50—70	1,0 —1,6
Holz	3000—4500	—	900—1100	50—70	0,85—1,6

Schachtofen mit einer Brennzone vergast, welcher durch den Rost Luft und Wasserdampf, letzterer gewöhnlich durch Leitungswärme des Generators und der abziehenden Gase im Verdampfer gewonnen, zuströmt; das erzeugte Gas wird bei jedem Ansaughub vom Motor durch den zwischengeschalteten Ausgleichgastopf angesaugt. Die Teerbildung ist sehr gering (etwa $\frac{1}{10}\%$ des Gasgewichts), so daß Waschen im „Naßreiniger“ (gleichzeitige Abkühlung) und weiteres Abscheiden des noch nicht niedergeschlagenen Teeres im Nachreiniger und Teerabscheider meist genügt, um bei etwa zweiwöchentlicher Reinigung der Ventile und drei- bis viermonatlicher Säuberung des Kolbens anstandslosen Betrieb zu sichern. Die Einschaltung eines Trocken-(Sägespä-)reinigers ist nicht Bedingung, doch immer vorteilhaft. Koks hat gegenüber dem teureren Anthrazit den Nachteil sehr großen Raumbedarfs für Lagerung und erfordert für gleiche Leistung auch größeren Generatorschachtquerschnitt.

Das allerreinste Gas wird aus Holzkohle gewonnen. Die dazu verwendeten Holzkohlengeneratoren sind verhältnismäßig einfach und werden bis zu den kleinsten Dimensionen (für Motoren von etwa 5 PS: Generatordurchmesser 350 mm) gebaut. Die größten Leistungen, für welche Holzkohlengeneratoren verwendet werden, sind etwa 50 PS (Generatordurchmesser etwa 800 mm). Es dürfte aber keinem Anstand unterliegen, Generatoren auch für größere Leistungen zu bauen; es ist allerdings vorzuziehen, mehrere Holzkohlengeneratoren normaler Type nebeneinander zu stellen. Das Holzkohlengas hat außer der Reinheit auch sonst noch gute Qualitäten (Heizwert etwa 7000 Kal.). Es kann für

¹⁾ Die größeren Brennstoffverbrauchsziffern beziehen sich auf kleine Anlagen, die kleineren auf Anlagen von etwa 300 PS.

²⁾ Nicht über 1% Schwefelgehalt.

³⁾ Aschearm, gasreich, nicht backend, 40—70 mm Korn; magere, asche-reichere Kohle nur in Drehrostgeneratoren.

normale Motorentypen verwendet werden; ein Benzinmotor arbeitet z. B. mit Holzkohlengas anstandslos, seine Leistung beträgt etwa 80% der Leistung, die er bei Betrieb mit Benzin aufweisen würde. Die Generatoren sind mit Kühlmantel, der gleichzeitig als Dampfkessel dient und den Einblasedampf erzeugt, versehen.

Generatoren, die Anthrazit kleinster Körnung (Nuß IV) verarbeiten können, ermöglichen mit Rücksicht auf den zur Zeit sehr niedrigen Wärmepreis dieses Brennstoffes billigeren Betrieb als Koksgeneratoren. Die bei der Vergasung bituminöser Brennstoffe entstehenden Teerdämpfe, die sich bei der Abkühlung hinter dem Generator zu Teer verdichten würden, sind entweder durch geeignete Generatorbauart noch im Generator selbst zu zersetzen oder müssen durch besonders sorgfältig durchgebildete mechanische Reinigung, die gleichzeitig auch ein Herabkühlen des Gases bedingt, nach dem Austritt aus dem Generator nach Möglichkeit vollständig aus dem Gas entfernt werden. Für die Zersetzung im Generator selbst dienen sogenannte Doppelfeuergeneratoren, d.h. Generatoren mit zwei Brennzonen, bei denen die Teerdämpfe dadurch unschädlich gemacht werden, daß gleichzeitig Luft von oben durch das Brennstoffbett und von unten durch den Rost zugeführt wird. Die aus dem frisch aufgeschütteten Brennstoff ausgetriebenen Teerdämpfe werden beim Durchsaugen durch die obere Brennzona nach unten — der Gasaustritt findet in der Mitte zwischen den Glühzonen statt — verbrannt und in Berührung mit der glühenden Kohle zwischen den Brennzonen reduziert und in nicht kondensierendes Gas verwandelt; bei den Doppelfeuergeneratoren vergast die untere Feuerzone den verbliebenen Koks in der gleichen Weise wie der normale Einfeuergenerator.

Die Reinigung des erzeugten Gases von Staub und Teer erfolgt in ähnlichen Vorrichtungen wie beim Einfeuergenerator. Mit fortschreitender Ausbildung der Gasreinigungseinrichtungen ist man auch für bituminöse Brennstoffe wieder mehr zur Wahl des Einfeuergenerators übergegangen und nimmt hier den Kraftbedarf und gegebenenfalls den Temperaturverlust der Gase, die durch die Schleuder- und Wascheinrichtung der Gasreinigung bedingt sind, mit Rücksicht auf den einfacheren Generatorbetrieb in Kauf. Zur Kühlung des Rostes und leichteren Schlackenbeseitigung ist die Zuführung von Wasserdampf je nach Art und Wasserhaltigkeit des Brennstoffes in stärkerem oder geringem Maße erforderlich.

Die Vergasung bituminöser Steinkohlen (40—70 mm, nicht backend) erfolgt entweder ebenfalls in dem geschilderten Zweifeuergenerator oder Einfeuergenerator mit Teerwäscher oder nach dem Pintsch-Verfahren durch Absaugen der im oberen Teil gebildeten Gas-Teergemische durch Dampfstrahlgebläse unter den Rost, wo sie verbrannt werden, um durch den Rost mit der Luft vom Motor angesaugt und in der glühenden Koks-

schicht wieder reduziert zu werden. Die Aufstellung eines kleinen Dampferzeugers ist auch hierfür erforderlich. Minderwertige oder stärker schlackende Kohlen werden vorteilhaft unter Anwendung von selbsttätig schlackenden und ständig auflockernden Drehrost- oder Kettenrostgeneratoren vergast, die für größere Leistungen und Dauerbetrieb in Frage kommen, und bisher häufiger für Heizgaserzeugung als für Maschinengas angewandt werden.

Bei besonders weit verzweigten Anlagen, namentlich bei gleichzeitiger Abgabe von Gas zu Heizzwecken, kann das unmittelbare Absaugen des Motors durch einen Exhaustor ersetzt werden, der vom Generator ansaugt und durch einen Ausgleichtopf zu den Verwendungsstellen (Motor und Heizung) drückt. Hierbei fällt ein Vorteil der reinen Sauggasanlage, die Gefahrlosigkeit von Undichtheiten infolge des Unterdruckes in den Leitungen, fort.

Die stündliche Vergasungsleistung der Sauggasgeneratoren beträgt durchschnittlich 70—90 kg Koks und Anthrazit oder 90—130 kg Braunkohlenbriketts pro Quadratmeter Generatorrost bzw. Schachtquerschnitt. Die Generatoren für Braunkohlenbriketts werden für gleiche Leistung um etwa 10—15% größer. Die normalen Ausführungsquerschnitte für Festrostgeneratoren betragen 1—1,5 qm. Für größere Leistungen und insbesondere aschereichere Brennstoffe werden Drehrostgeneratoren bis zu 4 qm Schachtquerschnitt angewandt. Für größere Maschinenleistungen (über 300 PS), werden zweckmäßig mehrere Generatoren aufgestellt.

Bei Unterwindbetrieb (Druckgas) steigt die Leistung der Gaserezeuger erheblich, durchschnittlich auf 100—250 kg pro Stunde und Quadratmeter. Der Durchsatz der Drehrostgeneratoren erreicht für Braunkohlenbriketts Werte von 150—190 kg/qm, für Ruhrsteinkohlen 115—125 kg, für oberschlesische Steinkohlen 130—150 kg. Die Vergasung knorpeliger Rohbraunkohlen macht keine Schwierigkeiten bis zu einem Durchsatz von etwa 100 kg/qm, während die Vergasung mulmiger mitteldeutscher Förderkohlen mit einem Durchsatz von etwa 75 kg/qm erfolgen kann. Für den Dauerbetrieb setzt man zweckmäßig geringere Werte als die vorstehend bei Versuchen festgestellten Werte ein. Drehrostgeneratoren von 3 m Durchmesser erzielen bis 25 t Durchsatz in 24 Stunden. Bei Vergasung hochwertiger und stark schlackender Kohle ist Wasserdampfzusatz zur Vergasungsluft in höherem Maße erforderlich. Der Zusatz muß genau nach den Eigenschaften des Brennstoffes und Generatorbetriebes, am besten durch Beobachtung der Temperatur des Dampfpluftgemisches, eingestellt werden, und bewegt sich beispielsweise für Saar- und Ruhrkohle um 150—250 g Dampf pro Kilogramm vergaster Kohle, entsprechend einer Dampfplufttemperatur zwischen 40 und 60° C. Es ist demnach pro 100 kg Kohlendurchsatz des Generators

mit etwa 3—4 kg Kohle zur Erzeugung des Einblasedampfes zu rechnen; oft ist der Dampfbedarf noch größer.

Beim Austritt aus dem Generator besitzt Steinkohlengas im allgemeinen eine Temperatur zwischen 700 und 800°, Braunkohlenbrikettgas 400—425°, Rohbraunkohlengas 120—140°. Stehen die Generatoren in der Nähe der Verwendungsstelle für Heiz- und Brennzwecke und kann ungereinigtes Heizgas verwendet werden, so kommt die fühlbare Wärme des Gases dem Heizzweck bzw. der Verbrennungstemperatur zugute. Es lassen sich bei Verbrennung ohne Luftüberschuß die nachstehenden theoretischen Verbrennungstemperaturen erzielen, die je nach dem für die Brenner erforderlichen Luftüberschuß sich entsprechend erniedrigen: bei einer Temperatur an der Verwendungsstelle von 450° bei Steinkohlengas kann eine Heiztemperatur von 2000°, bei einer Temperatur an der Verwendungsstelle von 300° bei Braunkohlenbrikettgas eine Heiztemperatur von 1900°, bei einer Temperatur an der Verwendungsstelle von 80° bei Rohbraunkohlengas eine Heiztemperatur von 1300¹⁾ erreicht werden.

Die Bedienung und Wartung der Gasgeneratoren, die im wesentlichen im Aufschütten des Brennstoffes, in der Entfernung der Schlacken und in der Sorge für richtige Lage der Glühzone, gleichmäßige Gasbildung über den ganzen Querschnitt und Einhaltung richtiger Gastemperaturen beim Austritt aus dem Generator besteht, erfordert zwar keine besonders gelernten Kräfte, aber sorgfältige Einschulung auf die besonderen Betriebsverhältnisse und aufmerksames Personal.

Das Anheizen der Generatoren vom kalten Zustand bis zur Lieferung von arbeitsfähigem Gas dauert bei Anthrazit- und Koksmotoren 1—2 Stunden; der Vorgang kommt selten in Frage, da man die Generatoren mit schwacher Glut (bei geringem Abbrand) während der Betriebspausen durchbrennen läßt und bei Inbetriebnahme mittels Ventilators „warmbläst“ (etwa $\frac{1}{4}$ Stunde). Während der Zeit, wo das Gas nicht in die Maschine gelangt, muß es (am besten zur Vermeidung von Geruchbelästigungen nach vorheriger Verbrennung) durch eine Abzugsleitung über Dach geführt werden. Das Anheizen der Braunkohlenbrikettgeneratoren erfordert etwa $\frac{1}{2}$ Tag, das Warmblasen nach Betriebspausen jedoch nur einige Minuten. Die Abwasserbeseitigung (Skrubberwasser, übelriechend und schwefelsäurehaltig) erfordert, namentlich in

1) Diese theoretischen Grenztemperaturen werden um je 100° C verringert:
 a) durch Verminderung des Heizwertes um je 160 WE/cbm Gas (0°, 760 mm),
 b) „ „ „ der Luftmenge um je 13%,
 c) „ Luftüberschuß von je 19%,
 d) „ Verminderung der Vorwärmung um je 117%,
 e) „ Zunahme der Gasfeuchtigkeit um je 100 g Wasser/cbm trockenes Gas
 (nach Maurer und Schrödter, Kaiser-Wilhelminstitut, Mitteilungen Eisenforschung, 3. Bd.).

Städten, besondere Vorkehrungen: Anschluß mittels gasdichten Syphons an den Abwasserkanal, Geruchbeseitigung durch Absaugen der Dünste unter den Generatorrost, Oxydation durch Durchblasen von Luft durch das Wasser, Befreiung von Schwefelsäure vor Einlaß in das Kanalisationsnetz zur Verhütung von Rohranfressungen durch Zusatz von Eisensulfat.

Die Aufstellung der Generatoren ist zwar nicht, wie die der Dampfkessel, an behördliche Genehmigung gebunden, doch bestehen ebenfalls eine Reihe nicht einheitlicher Vorschriften und Beschränkungen, wie Brandmauern zwischen Generator und den mit offenen Wasserverschlüssen versehenen Teerabscheidern, Druckregler usw., höchstzulässige Tiefe des Generatorraumes unter Boden (etwa 1,5 m), Verbot der Anordnung desselben unter bewohnten Räumen, Art der Heizung und Beleuchtung (Warmwasser, Dampf, keine offenen Flammen), Abwasserbeseitigung u. dgl. Eine Explosionsgefahr besteht bei der Sauggasanlage nicht¹⁾, daher auch keine ständige Revisionsverpflichtung.

Die Motoren stehen bei staub- und teerfreiem Gas und sachgemäßer Kühlung den Dampfmaschinen an Betriebssicherheit kaum nach, erfordern aber das bereits erwähnte häufigere Reinigen von Einlaß- und Auslaßventilen und Kolben. Zur Vermeidung von Kesselsteinansatz in den Kühlmänteln, welcher die Kühlwirkung durch Verminderung des Wärmedurchganges und durch Querschnittsverringerung gefährdet, ist bei härterem Wasser die Rückkühlung und ständige Wiederverwendung des Wassers bei geringem Frischwasserzusatz erforderlich, chemische Enthärtung ist seltener lohnend. Das Kühlwasser muß im Winter in Betriebspausen wegen der Einfriergefahr abgelassen werden können.

Die Regelung der Motoren erfolgt bei kleinen Leistungen durch „Aussetzer“, d. h. vollständigen Abschluß der Ladung während eines oder einiger Hübe, bei größeren Ausführungen durch Regelung der Ladungsmenge bei gleichbleibendem Gemisch, Regelung der Zusammensetzung des Gasluftgemisches oder durch eine Vereinigung der beiden letztgenannten Regelarten. Der Gleichförmigkeitsgrad der Maschine wird für kleinere gewerbliche Betriebe gewöhnlich zu 1 : 40 bis 1 : 60 gewählt; für elektrischen Betrieb (Gleichstrom), für Seilübertragung u. dgl. soll ein schwereres Schwungrad zur Erzielung eines Gleichförmigkeitsgrades von 1 : 80 bis 1 : 120 angeordnet werden. Beim Antrieb von Wechsel- oder Drehstromdynamomaschinen, die für Parallelbetrieb bestimmt sind, für sonstige Betriebe, die größte Gleichförmigkeit bedingen, müssen, namentlich bei unmittelbarer Kupplung, besonders schwere Schwunghmassen und Mehrzylindermotoren vorgesehen werden.

Die Verbrennungskraftmaschinen müssen, um die hohe Verdichtung

¹⁾ Der Explosionsgefahr, die durch Rückschlag von Vorzündungen in den Gasleitungen und Generator eintreten könnte, muß durch sachgemäße Anordnung von Wasserverschlüssen vorgebeugt werden.

des zündfähigen Gases beim Anlaufen hervorbringen zu können, mit fremder Kraft angelassen werden: bei kleinen Leistungen mittels Antriebskurbel, bei elektrischem Antrieb durch die als Motor betriebene Dynamo mit Strom aus einer Akkumulatorenbatterie oder mit fremdem Strom oder schließlich durch Druckluft, die von der Gasmaschine mittels Kompressor selbst erzeugt und in einem Anlaßkessel aufbewahrt wird. Um die Abmessungen der Drucklufteinrichtung, die nach Anlaufen des Motors selbsttätig sich ausschaltet, nicht zu groß wählen zu müssen, muß durch Kupplungen oder Leerscheiben die Möglichkeit vorgesehen werden, den Motor unbelastet anlaufen zu lassen; bei unmittelbarer Kupplung mit Pumpen und Kompressoren muß durch Umlaufvorrichtungen eine Druckverminderung in der Druckleitung ermöglicht werden. Brennstoffverluste (durch Abkühlung, Undichtheiten usw.) zwischen Generator und Motor treten bei der Sauggasanlage praktisch nicht auf.

Der günstige Brennstoffverbrauch wird beim Gasmotor bei der Höchstdauerleistung erzielt. Die letztere liegt nur wenig unter der vorübergehend zulässigen Höchstleistung; die Sauggasanlage besitzt im günstigsten Falle eine Überlastungsfähigkeit von 5—10%, nur einzelne Konstruktionen mit Luftdruckspülung erzielen bis 20—30% Überlastung. Diese geringe Kraftreserve ist die schwächste Seite der Sauggasanlage und ist auch ein Hauptgrund dafür, daß die Sauganlagen, trotzdem sie bei Verwendung von Brennstoffen mit niederm Wärmepreis (Braunkohlenbriketts, Braunkohle, Torf, Gruskohle, Holzabfälle) die geringsten Brennstoffkosten aller Wärmekraftmaschinen aufzuweisen haben, einen großen Teil ihres Anwendungsgebietes an die Dampfanlagen (höherer Wärmeverbrauch, gleicher oder etwas geringerer Wärmepreis) oder die Dieselmotoren (geringerer Wärmeverbrauch, höherer Wärmepreis) unzweifelhaft verloren haben. Der Übelstand der geringen Kraftreserve tritt bei unrichtiger Einschätzung des Kraftbedarfes sofort fühlbar in Erscheinung. Bei Unterschätzung oder bei Anwachsen der Fabrik muß wegen der mangelnden Überlastbarkeit eine zweite oder eine größere Maschine aufgestellt werden (neue Kapitalkosten); bei Überschätzung des mittleren Kraftbedarfes oder bei Auftreten von Belastungsspitzen muß die Maschine meistens unterlastet laufen, wobei, da der spezifische Brennstoffverbrauch mit abnehmendem Belastungsgrade sehr stark anwächst (am stärksten von allen Wärmekraftmaschinen), sich erheblich gesteigerte Brennstoffkosten ergeben. Auch für Betriebe mit stark schwankendem Kraftbedarf ist der Sauggasmotor weniger geeignet, bei größeren Maschinen hauptsächlich wegen des Beharrungsbestrebens des Generators, der die Gaslieferung und Zusammensetzung nicht schnell genug dem Gasbedarf der Maschine anzupassen vermag.

Schwankende Gasentnahme erfordert Aufmerksamkeit des Bedie-

nungspersonals und hat bei Einfeuergeneratoren eine Verschlechterung des Gases, bei Zweifeuergeneratoren ein Auf- und Absteigen der Glühzone und ihrer Temperatur zur Folge; dieses „Wandern“ der Glühzone im Schacht führt bei länger anhaltender schwacher Belastung bei bituminösen Brennstoffen leicht zu ungenügender Einwirkung der entleerten glühenden Koksschicht auf das Rohgas und damit zu einer unvollständigen Teerverbrennung; die Teerabscheider sind, wie bereits erwähnt, nicht imstande, größere Teermengen zu beseitigen, so daß eine Verschmutzung des Motors eintreten muß. Der Vorzug des Zweifeuergenerators, die normal vollständigere Teerbefreiung im Gaserzeuger selbst gegenüber dem Koksgenerator, kann bei stoßweiser Belastung also erheblich vermindert werden. Bei Braunkohlenbriketts darf die Brennstoffaufgabe in nicht zu großen Zeitabständen erfolgen, damit ein Zusammenbacken oder Hängenbleiben der sperrigen Briketts und damit eine Bildung von Hohlräumen vermieden wird, durch welche das teerige Rohgas schnell entweicht, anstatt gleichmäßig über den Schachquerschnitt verteilt zur vollständigen Entteerung die Glühzone zu durchstreichen. Im übrigen ist der Betrieb der Doppelfeuergeneratoren für Braunkohle sehr einfach und namentlich Abschlacken im vollen Betrieb ohne besondere Vorsicht möglich.

Bei Generatoren mit Wasserdampfführung unter den Rost (Koks, Anthrazit, Steinkohle) hat die Entlastung ohne gleichzeitige Regelung der Dampfführung (durch ein Handventil in der Dampfleitung auch bei sorgfältiger Wartung nur in roher Weise möglich) ein Anwachsen des Kohlensäuregehaltes der Gase, also eine Verminderung des Heizwertes zur Folge oder einen zu hohen Wasserstoffgehalt und damit Vorzündungen und Störungen des Motorganges. Bei neueren Verfahren der Luftbefeuchtung ohne Dampfzusatz (z. B. „O.-D.“-Verfahren, DRP., bei welchem die Generatorluft durch das warme Mantelkühlwasser erwärmt und befeuchtet wird) kann der Feuchtigkeitsgehalt ohne besondere Handregelung konstant gehalten werden, was außer der Ersparnis des zur Erzeugung des Einblasedampfes erforderlichen Brennmaterials (ca. 4% des Durchsatzes) noch eine wesentliche Verbesserung und Vergleichmäßigung der Gasqualität zur Folge hat (Heizwertverbesserung um 10—40 W E).

Bei Betrieben mit wechselndem Kraftbedarf ist bei Wahl von Sauggasanlagen nach vorstehendem entweder eine Unterteilung in kleinere Einheiten erforderlich (höhere Kapitalkosten) oder bei elektrischem Gleichstrombetrieb die Aufstellung einer Akkumulatorenbatterie, welche den Leistungsüberschuß der ständig voll belasteten Maschine bei schwachem Kraftbedarf der Fabrik aufnimmt, um ihn während der Belastungsspitzen wieder mit abzugeben (höhere Kapitalkosten, Umformungsverluste bei Laden und Entladen 5—20% des in die Batterie gesandten

Stromes¹⁾; für motorische Zwecke nur bei kleineren Anlagen praktisch überhaupt durchführbar). Bei größeren Krafterzeugeranlagen wählt man den Ausweg, die mit geringen Brennstoffkosten arbeitende Gasmaschine stets mit voller Belastung laufen zu lassen und für die Belastungsspitzen eine in bezug auf den Belastungsgrad weniger empfindliche Dampf- oder Dieselmachine o. dgl. anzuordnen (hohe Kapitalkosten). Bei Sauggasanlagen mit Gasreinigung, in denen gut entwässerter Teer anfällt und mit Abfallwärme als Dieselöl aufbereitet werden kann, kann als Spitzenmaschine ein schnell laufender Dieselmotor gewählt werden, der den in der Sauggasanlage gewonnenen Teer ohne besondere Brennstoffkosten verarbeitet. Dagegen hat sich der in der Vorkriegszeit angestrebte Betrieb von Dieselmotoren mit Roh-teer im Dauerbetrieb nicht eingeführt, da die festen Bestandteile eine schnelle Verschmutzung der Motoren bewirken.

Die Abwärme der Sauggasmotoren kann zum Teil (Kühlwasser, Auspuffgase) nutzbar gemacht werden zur Warm- und Heißwasserbereitung, zur Heißluftbereitung und zu Trockenzwecken (vgl. S. 218). In Betrieben, die zu Fabrikationsvorgängen große Wärmemengen mit hoher und gleichmäßiger Temperatur anwenden (Sengen, Glühen, Härten, Löten, Schmelzen, Emaillieren u. dgl.) und hierfür die besonders geeigneten Generatorgasfeuerungen benutzen, kann zweckmäßig auch die Kraft-erzeugung im Gasmotor erfolgen. Die Gasversorgung erfolgt durch einen Ventilator, der die aus dem Generator abgesaugte Gasmenge durch den Gastopf dem Motor zudrückt. Die Staubbefreiung, die für Heizzwecke nicht erforderlich ist, erfolgt für das Maschinengas durch wirksame Brausen vor Eintritt in die Maschine. Die Kapitalkosten der Kraft werden hierbei durch den Wegfall des größten Teiles der Kosten für die gemeinsame Gaserzeugeranlage erheblich verringert. Diese Verbindung des Gasbetriebes für Kraft sowie Heiz-, Glüh- und Schmelzzwecke erweist sich vielfach für kleinere und mittlere Betriebe mit industriellen Öfen als wirtschaftlichste Lösung der Kraft- und Heizwärmeversorgung, zumal allenfalls erforderliche kleinere Heizdampfmen gen aus der Abhitze der Industrieöfen sich gewinnen lassen und die Aufstellung eines unmittelbar befeuerten Dampfkessels sich dadurch erübrigt²⁾.

¹⁾ Nach Erhebungen von Josse betragen bei 5—9% Abgabe der gesamten Strommenge von seiten der Batterie die Verluste 5—10%, bei 30—60% Batterieentnahme die Verluste 15—20%.

²⁾ Beispielsweise stellt sich für Industriekleinöfen im rheinischen Bezirk der Heizwert der Braunkohlenbriketts von 4500 WE auf 1,5—2 Pf. in der Kohle und auf 3—4 Pf. im Generatorreingas. Unter Berücksichtigung wesentlich besseren Wirkungsgrades der Gasbrenner gegenüber der Rostfeuerung (geringerer Luftüberschuß usw.) stellt sich der Generatorreingasbetrieb in bezug auf die Brennstoffkosten etwas billiger als die unmittelbare Befueerung und etwa $\frac{1}{3}$ so teuer als der Betrieb mit Leuchtgas. Mit Rücksicht auf die betriebstechnischen

Die Hauptbetriebsvorteile der Sauggasanlage sind, um kurz zusammenzufassen: Eignung für billige Brennstoffe, geringerer Wärmeverbrauch als die Dampfanlage, einheitlicher Aufbau und kleinerer Platzbedarf, geringe Abhängigkeit der Brennstoffkosten von der Bedienung, weniger behördliche Vorschriften, Rauchlosigkeit, geringer Wasserbedarf und wenig Rücksicht auf Wasserqualität, seltene Reinigung des Gaserzeugers, in besonderen Fällen überdies wirtschaftliche Verbindung des Gasbetriebes für Heiz- und Kraftzwecke. Die Hauptnachteile sind: geringere Freiheit in der Wahl des Brennstoffes, fehlende Überlastbarkeit, daher Mangel an Kraftreserve, hoher Brennstoffverbrauch bei Unterlastung, daher weniger geeignet für intermittierende oder stark schwankende Belastung, ungleichmäßigere Arbeitsabgabe und Erschütterungen, Geruchsbelästigung und mitunter Schwierigkeiten der Abwasserbeseitigung, Abbrand auch in den Betriebspausen, beschränkere Abwärmeverwertung.

2. Die Dieselmotoren.

Die nach dem auf S. 99 geschilderten Verfahren arbeitenden Ölverbrennungsmaschinen verarbeiten flüssige Destillationsprodukte des Erdöles sowie der Steinkohle und der Braunkohle von durchweg hohem Heizwert (8000—10 000 WE). Das aus dem Erdöl (nach dem Leuchtpetroleum und vor dem Schmieröl) abfraktionierte „Gasöl“ oder „Treiböl“ besitzt bei 0,83—0,89 spezifischem Gewicht rund 10 000 WE Heizwert und unterliegt seines hohen Flammpunktes wegen (65—100° C) keinen besonderen behördlichen Vorschriften über die Anordnung der Brennstoffbehälter. Der Preis bewegt sich zur Zeit in Deutschland zwischen 13—16 Mk. für 100 kg an der Gebrauchsstelle, ist aber in anderen Ländern sehr verschieden hoch. Der Bezug erfolgt wie bei allen flüssigen Brennstoffen für Großbetriebe mit Frachtvergünstigung in Tankwagen, so daß für die Lagerung geräumige, meist unter Boden angeordnete Behälter mit Entlüftung vorzusehen sind.

Das bei der Paraffingewinnung aus Braunkohlenteer der Schwelkohle vor dem Paraffin abgeschiedene Paraffinöl (Solaröl: spezifisches Gewicht 0,82—0,87, Flammpunkt 45—50° C; helles Paraffinöl: spezifisches Gewicht 0,85—0,88, Flammpunkt 90—110° C) besitzt etwa 9800 WE Heizwert bei einem Preise von etwa 11—14 Mk. für 100 kg.

Die aus dem Steinkohlenteer der Kokereien und Leuchtgaszerzeugung abdestillierten Schweröle, die unter der Bezeichnung Teeröl in der Vorkriegszeit als Treibmittel der Dieselmotoren verwendet wurden und deren Preis ursprünglich erheblich unter dem des Gasöles lag, sind im Preise

Vorzüge (Reinlichkeit, leichte Regelbarkeit, kein Kohlen- und Aschentransport zum und vom Ofen, jederzeitige Betriebsbereitschaft u. dgl.) bietet die Vereinigung des Kraftgas- mit dem Heizgasbetriebe in vielen Fällen wirtschaftliche Vorteile.

so gestiegen, daß nur noch ein geringer Unterschied gegenüber Gasöl besteht. Da die Verarbeitung von Teeröl zur Vermeidung von Rotguß, Schmiedeeisen und Stahl in den Steuerungsorganen des Zylinders nötig und zur gleichzeitigen Anwendung eines leichter entflammaren Zündöles zur Einleitung der Verbrennung, wird im allgemeinen der Teerölbetrieb nur noch in Ausnahmefällen angewendet. Die Verarbeitung des rohen Steinkohlenteers von rund 9000 WE, der bis zu 15% Gehalt an freiem Kohlenstoff hat und bei gleichzeitiger Anwendung von Zündöl eine Erwärmung des Teeres auf über 20° C in Vorwärmeinrichtungen bedingt, hat sich im Dauerbetrieb nicht einführen können. Es ist aber dieses Gebiet derzeit in großen Umwälzungen begriffen und es können schon in absehbarer Zeit ganz neue Verhältnisse, Verbesserungen der Qualität und Verringerungen der Preise gewärtigt werden.

Die Abfüllung, Lagerung und Zuleitung des Brennstoffes zur Maschine erfordert bei der flüssigen Form und dem hohen Heizwert wenig Raum und Arbeitsaufwand. Die eisernen Hauptvorratsbehälter werden unter Boden angeordnet und unterliegen nur bei Treibölen mit niederem Flammpunkt (unter 65° C) behördlichen Bestimmungen; bei Teerölen (erst bei + 5° C dünnflüssig), die der Gefahr des Erstarrens bei Frost ausgesetzt sind, müssen die Behälter mit Anwärmvorrichtungen (abfließendes Kühlwasser, Auspuffgase des Motors, Dampfschlangen) versehen sein. Im Maschinenhaus werden kleinere hochstehende Vorratsbehälter angeordnet, aus denen der Brennstoff durch ein Filtergefäß unmittelbar den vom Regler beeinflussten Brennstoffpumpen des Motors zuläuft. Das Abstellen der Maschinen erfolgt durch einfaches Absperren der Brennstoffzuleitung. In den Pausen und bei Stillstand findet keinerlei Brennstoffverbrauch statt. Die Kontrolle des Brennstoffverbrauches ist denkbar einfach. Das Anlassen des Dieselmotors erfolgt durch Druckluft oder Druckgas, die in einem oder zwei Anlaßgefäßen aufgespeichert werden. Vor den ersten Zündungen wird die Luft selbsttätig abgeschaltet. Die Anlaßdruckspannung wird zwischen 25 und 60 Atm gewählt, je nachdem ein zwei- oder dreistufiger Verdichter angewendet wird. Dieser wird entweder unmittelbar mit der Maschine verbunden oder mit besonderen Hilfsantrieben versehen (Kleindiesel-Kompressoraggregat; letzteres gewöhnlich bei größeren Maschinen über 300 PS). Kleine Dieselmotoren bis etwa 80 PS werden häufig durch Druckgas angelassen, das aus dem Arbeitszylinder durch ein Rückschlagventil während einer Zeit geringerer Belastung entnommen und in einem Behälter aufgespeichert wird. Bei ganz kleinen Einheiten (bis etwa 30 PS) ist bei niedriger Temperatur (etwa unter 0°) das Anlassen mit Zündstreifen (in Salpeter getränktes Löschpapier) erforderlich, weil die kalten Eisenmassen des Motors die Erzielung der Zündungstemperatur beeinträchtigen.

Die thermische Brennstoffausnutzung im Dieselmotor, dessen mechanischer Wirkungsgrad bei guten Ausführungen zwischen 80 und 90% liegt, ist günstiger als die sämtlicher anderer Wärmekraftmaschinen.

Sie beträgt 30—37% des Brennstoffheizwertes. Dieser geringe Wärmeverbrauch (1700—2200 WE/PSe/std gegenüber 2300—2600 bei Sauggasmotoren und 3200—10 000 WE bei Dampfanlagen) ist zurückzuführen einerseits auf den Fortfall der Verluste, die durch gesonderte Wärmeerzeugungsanlagen (Kessel und Generatoren) und die Zuleitung des Wärmeträgers zur Maschine entstehen, und andererseits auf das hohe Verdichtungsverhältnis (Verdichtungsspannung: Ansaugspannung), mit dessen Höhe die Brennstoffausnutzung schnell anwächst, und das im Dieselmotor erzielbar ist, da nur reine Luft, aber kein brennbares Gemisch, das sich vorzeitig entzünden kann, verdichtet wird (12—15 Atm Verdichtungsspannung bei Gasmotoren, 20—40 Atm bei Dieselmotoren). Diese hohe Wärmeausnutzung, welche den geringen Brennstoffverbrauch (250—170 g/PSe/std) bedingt, kommt jedoch, wie bereits früher erwähnt, in den Brennstoffkosten wegen des hohen Wärmepreises der Öle nur abgeschwächt zum Ausdruck. Die reinen Brennstoffkosten bei der Verarbeitung von Gasöl in Motoren von etwa 100 PS aufwärts betragen bei Vollast 2,2—3 Pf. pro PS/std, bei $\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{4}$ Last etwa 2,6—3,5 Pf. Die reinen Brennstoffkosten liegen höher als die der Braunkohlenbrikett-Sauggasanlage, steigen aber bei Unterlastung erheblich weniger an als bei dieser.

Die Überlastungsfähigkeit der Dieselmotoren mit Lufterinspritzung ist beschränkt. Vorübergehend ist 20%ige Steigerung der Normallast zulässig, außer bei den Maschinen mit Druckluftspülung, die bis zu 50% Überlastbarkeit besitzen. Ein wesentlicher Fortschritt in bezug auf die Überlastungsfähigkeit ist bei der sogenannten kompressorlosen Dieselmotoren erreicht, bei der eine Überlastbarkeit von 35—40% bei reinem Auspuff ermöglicht wird. Verhältnismäßig günstig ist das Verhalten des Brennstoffverbrauches bei Teillasten bereits beim Kompressor-Dieselmotor. Der Verbrauch steigt auf $\frac{3}{4}$ Last nur um etwa 5%, bei Halblast um 15—20% gegenüber Vollast (vgl. S. 138). Noch wesentlich günstiger ist das Verhalten des Brennstoffverbrauches bei der kompressorlosen Maschine (vgl. S. 140), bei der praktisch zwischen Halblast und Überlast eine Veränderung des Brennstoffverbrauches nur in ganz geringem Maße (2—7%) auftritt. Bei Halblast tritt zum Vollastverbrauch ein Zuschlag von höchstens 10%, bei $\frac{1}{4}$ Last von 15%.

Auch die Größe der Maschine ist von etwa 100 PS ab nur von geringem Einfluß auf den Brennstoffverbrauch, da die bereits bei dieser Größe erzielten Verbrauchsziffern auch bei größeren Einheiten nicht mehr wesentlich unterschritten werden.

Aus diesem Grunde ist die Dieselmotoren die Maschine der „De-

zentralisation“, geeignet für verzweigte oder schnell anwachsende Betriebe, da die Aufstellung mehrerer kleinerer Einheiten gegenüber der zentralisierten Krafterzeugung im Dieselmotor wohl die Kapital- und Bedienungskosten etwas steigen läßt, auf die ausschlaggebenden Brennstoffkosten der Kraftereinheit jedoch ohne wesentlichen Einfluß ist. Dies bedeutet unter Umständen einen Vorteil gegenüber der Dampfanlage, bei der die Brennstoffkosten der Kraft mit anwachsender Größe der Maschine schnell abnehmen, so daß möglichst große Einheiten zu wählen sind (die Dampfturbine ist daher meist die geeignetste „Zentralmaschine“ für Großbetrieb).

Auch als Spitzendeckungsmaschine besitzt die Dieselmachine beispielsweise für elektrische Zentralen besondere Bedeutung, wo das schnelle An- und Abstellen, der günstige Brennstoffverbrauch bei Teillast, der geringe Raumbedarf u. a. zu ihren Gunsten Ausschlag geben kann.

Der Brennstoffverbrauch der Dieselmachine ist nur in sehr geringem Maße von der Bedienung abhängig (ebenfalls im starken Gegensatz zur Dampfanlage, bei der sowohl Dampfpreis als auch Dampfverbrauch beträchtlich von der Güte der Bedienung beeinflußt wird); der Maschinist hat nur den Einblasedruck der Belastung entsprechend zu regeln, um ständig vollkommene Verbrennung zu erzielen, was übrigens bei neueren Bauarten ebenfalls nicht mehr erforderlich ist. Da auch bei Maschinenstillstand kein Abbrand u. dgl. möglich ist, stimmt der Brennstoffverbrauch im Dauerbetrieb fast genau mit Versuchs- und Garantiewerten überein, so daß, wie durch zahlreiche genaue Erhebungen erwiesen, ein Betriebszuschlag von 5% reichlich genügt im Gegensatz zu Gas- und Dampfanlagen, bei denen sich bei häufig unterbrochenen Betrieben Betriebszuschläge bis zu 40% in der Praxis ergeben. Der Dieselmotor ist daher besonders für häufig unterbrochene Betriebe geeignet, auch mit Rücksicht auf die schnelle Betriebsbereitschaft.

Die Wartung der Maschine selbst stellt dagegen höhere Anforderungen an eine peinlich genaue Aufmerksamkeit und Sorgfalt des Personals als die der übrigen Wärmekraftmaschinen. Die feinen Brennstoffnadeln, die das Einblasen des zerstäubten Brennstoffes steuern, müssen bei Kompressormaschinen möglichst täglich auf Dichtheit geprüft werden, die Auslaß- und Luftverdichterventile sollen etwa vierwöchentlich gereinigt und eingeschliffen werden, bei Tag- und Nachtbetrieb in entsprechend kürzeren Abständen¹⁾. Bei kompressorlosen Maschinen, die mit Selbststeuernadeln oder mit offenen Düsen arbeiten, fällt das tägliche Herausnehmen der Nadeln fort, ebenso die Reinigung der Luftverdichterventile, wie überhaupt der Fortfall des Luftverdichters und der Einblase-

¹⁾ Während eine Dampfmaschine monate- oder sogar jahrelang ohne Auseinanderbau laufen kann.

steuerung auch die Bedienung des kompressorlosen Motors wesentlich vereinfacht. Der Kühlwasser- und Schmierölverbrauch ist gering; ersterer kann durch Rückkühlung oder bei Kleinmotoren durch Verdampfungskühlung¹⁾, letzterer durch Wiederverwendung des gereinigten Öles auf ein außerordentlich geringes Maß beschränkt werden.

Der Raumbedarf ist besonders bei stehender Ausführung sehr gering (Fortfall von Kessel oder Gaserzeuger und Schornstein); dagegen wird die Bauhöhe des Maschinenraumes bei stehender Ausführung ziemlich groß, mit Rücksicht auf den nach oben vorzunehmenden Ausbau des Kolbens. Für besonders hohe Bodenpreise (namentlich in Städten) können Schnellläufer (200—375 minutliche Umdrehungen von 50—1000 PS) mit verringertem Bedarf an Grundfläche und Bauhöhe angewandt werden (namentlich auch zur unmittelbaren Kupplung mit Dynamos und Zentrifugalpumpen). Das Fortfallen der Konzessionspflicht ebenso wie die Möglichkeit der Aufstellung unter bewohnten Räumen ist ein weiterer Vorteil der Dieselmachine für Fabrikbetriebe in Städten.

Kleinere und mittlere Maschinen werden auch liegend ausgeführt, wobei, wie auch bei der stehenden Ausführung, mit Rücksicht auf gleichförmigen Gang (ebenso wie bei den übrigen Verbrennungskraftmaschinen) schon bei verhältnismäßig kleinen Leistungen zur Unterteilung in mehrere Zylinder geschritten wird.

Die stete Betriebsbereitschaft, die außerordentliche Reinlichkeit und Geruchlosigkeit der Brennstoffversorgung und des Betriebes (kein Staub, Ruß, keine Schlacken usw.) bilden besondere betriebstechnische Vorzüge der Ölverbrennungsmotoren. Als Nachteil ist zu bezeichnen, daß der Übergang von einem Brennstoff auf einen anderen nur nach jeweiliger Anpassung der Brennstoffeinlaßteile (Düsen, Nadeln usw.) erfolgen kann²⁾, ferner, daß Reparaturen der verwickelteren Bauart und der erforderlichen Präzisionsarbeit halber gewöhnlich nicht, wie bei der Dampfanlage, von den Maschinisten selbst vorgenommen werden können, sondern der Maschinenfabrik übertragen werden müssen, was bei mangelnden Reserveteilen Störungen verursachen kann; sorgfältige Wartung ist daher, wie bereits erwähnt, unerlässlich, wie überhaupt die Bedienung aller Verbrennungskraftmaschinen besser geschultes und meist höher entlohntes Personal erfordert, als die geduldigere Dampfanlage, die auch bei

¹⁾ Kühlwassermantel offen, so daß das Wasser durch Verdampfung Wärme entziehen kann.

²⁾ Die Dieselmachines mancher Fabriken, z. B. der Gasmotorenfabrik Deutz, sind derart einheitlich mit den von den gleichen Werken erbauten anderen Verbrennungskraftmaschinen durchgebildet, daß die Umwandlung in eine Gasmaschine durch Austausch der Brennstoffventile und Auswechslung der Druckluftanlaßvorrichtung gegen eine Zündvorrichtung ermöglicht wird.

schwerer Vernachlässigung noch in einem Zustand läuft, in dem die Verbrennungsmaschine längst den Dienst versagen würde.

Für die Abwärmeverwertung bei der Dieselmachine (Auspuffgase, Kühlwasser) gilt das gleiche wie auf S. 108 für die anderen Verbrennungskraftmaschinen besprochen. Die Abwärme läßt sich für Heiz- und Trockenzwecke heranziehen, für die sie aber infolge des hohen thermischen Wirkungsgrades der Maschine nur in verhältnismäßig beschränktem Umfange zur Verfügung steht. Sie reicht also nur für Betriebe mit verhältnismäßig geringem Wärmebedarf aus. Es sind aber Einrichtungen geschaffen und von den Motorenfabriken auch in Typenform vereinheitlicht, um die Abgase besonders in Wasservorwärmern auszunutzen. Auch die Verwendung des heißen Kühlwassers aus den Zylindermänteln ist bereits vielfach mit Erfolg angewendet worden. Nähere Unterlagen über die Abwärmeverwertung der Verbrennungskraftmaschinen werden auf S. 219 behandelt.

C. Verbrennungskraftmaschinen für kleinere Leistungen.

Für Betriebe mit kleinerem Kraftbedarf von $\frac{1}{2}$ bis etwa 25 PS, hauptsächlich also für kleine Fabrikbetriebe oder größere gewerbliche Betriebe in Städten, bilden die mit flüssigen Brennstoffen oder Leuchtgas arbeitenden Verbrennungskraftmaschinen meist die geeignete Betriebskraft, die hauptsächlich mit dem Elektromotor, d. h. dem Strombezug von einer fremden Kraftquelle aus, in Wettbewerb treten. Die Verbrennungskraftmaschinen arbeiten, mit Ausnahme des Kleindieselmotors, genau wie die Sauggasmaschinen, d. h. sie saugen Gemische von Luft und Leuchtgas bzw. die im „Vergaser“ in Dampfform oder feinen Nebel übergeführten flüssigen Brennstoffe an [Ergin¹⁾, Benzol¹⁾, Petroleum, Benzin, Rohöl u. dgl.], die nach der beim Kolbenrückgang erfolgten Kompression durch elektromagnetische oder Glührohrzündung zur Verpuffung gebracht werden; sie werden meist für Viertakt, Rohölmotoren auch für Zweitakt erbaut. Die Motoren können gewöhnlich ohne weiteres mit verschiedenen Brennstoffen betrieben werden, beim Übergang zum Benzinbetrieb muß mit Rücksicht auf die niedrige zulässige Verdichtungsspannung der Kompressionsraum durch Veränderung der Pleuelstangenlänge oder Auswechslung des Deckels oder Kolbens vergrößert werden. Die kleineren Rohölmotoren arbeiten ähnlich wie der Viertakt Dieselmotor, wenden aber meist, um kleinere Kompression und billigere Bauart zu erzielen, eine künstliche Zündung (Glühkopf oder Flamme) an. Diese Bauarten dürften durch die Fortschritte der Kleindieselmachine allmählich verdrängt werden.

Der Kleindiesel-Kompressormotor von 5 PS verbraucht bei Vollast etwa 250—260 g Gasöl, entsprechend nur 2600 WE/PSe Wärmever-

¹⁾ Destillat der Steinkohle.

brauch gegenüber etwa 2900 WE bei Leuchtgas- und Benzolmotoren und etwa 3300 WE bei Benzinmotoren gleicher Größe, besitzt also selbst bei diesen kleinen Leistungen den hohen thermischen Wirkungsgrad des Dieserverfahrens. Bei Unterlastung steigen die spezifischen Verbräuche sämtlicher Kleinverbrennungsmaschinen sehr rasch an¹⁾, auch die der Dieselmotoren, was bei letzteren auf den hohen Arbeitsverbrauch der Luftpumpe, bei den anderen Maschinen auf die unvollkommene Verbrennungsregelung und die bei geringerer Last gleichbleibenden Reibungsverluste zurückzuführen ist. Die Zahlentafel 12 gibt

Zahlentafel 12.

	Heizwert für 1 kg oder 1 cbm WE	Preis frei Verbrauchs- stelle für 100 kg bzw. 100 cbm	Wärmepreis für 100000 WE Mk.	Mittl. Brennstoffkosten für 1 PS/st eines 10 PS- Motors	
		Mk.		Vollast Pf.	Halblast Pf.
Gasöl u. Rohöl	10 000	14—18	1,40—1,80	4,8	6,3
Benzol	9 500	40—50	4,20—5,25	13,0	17,0
Benzin	11 000	40—45	3,65—4,10	14,4	19,0
Motorspiritus .	5 400	46—50	8,52—9,26	21,0	28,0
Leuchtgas . .	4 400—5000	10—15	2,00—3,40	7,5	10,0
Petroleum . .	10 000—12 000	25—30	2,08—3,00	11,5	14,0

eine Zusammenstellung der Heizwerte und Wärmepreise der Brennstoffe sowie die mittleren Brennstoffkosten der Krafteinheit für 10 PS-Motoren bei Vollast und Halblast (ohne Betriebszuschläge); bei kleineren Motoren steigt der Verbrauch schnell an, während er sich bei Maschinen-Größen über 10 PS nur wenig vermindert.

Da eine nennenswerte Überlastbarkeit bei Kleinmotoren ausgeschlossen ist, arbeiten sie meist unterlastet mit stark erhöhtem spezifischen Brennstoffverbrauch; dies ist beim wirtschaftlichen Vergleich gegenüber Strombezug zu berücksichtigen. Aus dem gleichen Grunde empfiehlt sich die Prüfung der Höchstleistung durch Bremsung vor der Abnahme, um die notwendige Leistung sicher mit der gewählten Größe erzielen zu können.

Einen wesentlichen Fortschritt bildet der in neuerer Zeit ausgebildete kompressorlose Kleindieselmotor. Die Ausbildung dieser Maschine für kleine Leistungen überträgt die Vorteile des geringen Brennstoffverbrauches und der größeren Unempfindlichkeit gegen Unter- oder Überlast auch auf das Gebiet geringen Kraftbedarfes und dehnt dadurch das Wettbewerbsgebiet der Verbrennungskraftmaschine mit dem Strombezug wesentlich nach unten aus. Schon bei verhältnismäßig kurzer Betriebszeit von etwa 6 Stunden täglich und einem Kraftbedarf von 15 bis 25 PS ergeben sich bei reichlichen Tilgungs- und Abschreibungssätzen

¹⁾ Siehe S. 140; die obere Kurve gilt auch ungefähr für Kleindieselmotoren.

Stromerzeugungskosten, die meist wesentlich unter dem Strompreis der Elektrizitätswerke liegen.

Die besprochenen Maschinen stellen geringe Anforderungen an das Bedienungspersonal und können von ungeschulten Arbeitern überwacht werden.

Das Anlassen erfolgt bei kleinen Maschinen von Hand mittels Sicherheitskurbel, bei größeren durch vom Motor erzeugte Druckluft; bei Glührohr- oder Glühkopfzündung müssen die genannten Zündvorrichtungen vor dem Anlaufen angewärmt werden. Der Kühlwassermantel muß im Winter wegen der Einfriergefahr bei Stillstand entleert werden, was bei manchen Bauarten durch Verbindung des Entleerungshahnes mit dem Brennstoffhahn zwangsläufig erfolgt.

III. Wasser- und Schmiermaterialverbrauch, Bedienungs- und Instandhaltungskosten.

A. Wasserverbrauch.

Die Kosten der Wasserversorgung, d. h. der Preis eines Kubikmeters gebrauchsfertigen Wassers, sind außerordentlich verschieden, je nachdem Fluß- oder Bachwasser mit verschwindend geringen Kraftkosten an die Verwendungsstellen (für Krafterzeugung) gefördert werden kann, oder sich die Anlage kostspieliger Brunnenanlagen und Rückkühlanlagen nebst kraftverbrauchenden Pumpen, die Aufbereitung und Filterung des unreinen oder harten Wassers, oder der Kauf aus städtischen Leitungen (5—25 Pf. pro Kubikmeter) als erforderlich erweist. Wenn auch meist mit Rücksicht auf das gewöhnlich billig verfügbare Wasser nicht erforderlich ist, die Wasserkosten in die Betriebskostenberechnung einzusetzen, so können diese Kosten in Einzelfällen z. B. bei Bezug aus städtischen Leitungen usw. zu recht erheblichen Jahresbeträgen anwachsen. Wassermangel oder ungeeignete Beschaffenheit des Wassers kann für die Wahl der Kraftmaschine von erheblichem Einfluß sein, beispielsweise die Anwendung einer Kondensationsdampfturbine ausschließen.

Die Dampfkraftanlagen, die ja Wasser als Wärmeträger benutzen, haben weitaus den größten Wasserbedarf. Die Auspuff- und Gegendruckmaschinen erfordern nur die für den eigenen Dampfverbrauch und den der Speisepumpen (3—8%) erforderliche Wassermenge (vgl. S. 124 u. f.), also etwa 10—20 Liter/PSe-Stunde bei Gegendruckbetrieb, 6—20 Liter/PSe-Stunde bei Auspuffbetrieb. Die Kondensationsmaschinen erfordern außer der Wassermenge für die Verdampfung (4,5—12 Liter/PSe-Stunde) für das Niederschlagen des Dampfes im Kondensator erheblich größere Kühlwassermengen. Bei 10—15° Wassertemperatur ist für Kolbenmaschinen bei Einspritzkondensation

das 25—30fache der verdampften Wassermenge, bei Oberflächenkondensation das 40—50fache und bei den stets mit Oberflächenkondensation arbeitenden Dampfturbinen und bei der großen Wichtigkeit eines guten Vakuums oft das 60fache der verdampften Wassermenge erforderlich. Bei letzteren geht man zur Erzielung eines ständig hohen Vakuums und damit geringeren Dampfverbrauches namentlich bei wärmerem Wasser noch höher und ordnete zweckmäßig zwei getrennte Kühlwasserleitungen an, um keinerlei Störungen des Kondensationsbetriebes ausgesetzt zu sein. Eine Verminderung des Wasserverbrauches für die Oberflächenkondensation wird durch die weitgehende Verwertung des Vakuumabdampfes zur Warmwasser- oder Warmluftbereitung erzielt, da hierbei die Vorwärmer oder Luftheritzer als Vorkondensatoren wirken und die Oberflächenkondensation entlasten.

Eine Verminderung des Wasserverbrauches für Verdampfungszwecke ist durch die Rückspeisung des niedergeschlagenen Wasserdampfes (zugleich höhere Speisewassertemperatur) möglich, was bei Kolbendampfmaschinen zweckmäßig unter Zwischenschaltung von Entölern oder Filtern (Holzwolle, Koks) oder durch elektrolytische Reinigung zur Beseitigung des Ölgehaltes erfolgt. Das Kondensat der Turbinen ist vollkommen ölfrei und die weitgehende Kondensatrückgewinnung, die beim Turbinenbetrieb möglich ist, gestattet die Anwendung auch solcher leistungsfähiger Kesselsysteme, welche gegen hartes Wasser empfindlich sind. Die Kondensatverwendung läßt auch die Verkrustung der Turbinenschaufeln, die bei chemischer Reinigung härterer Wässer leicht eintritt, vermeiden. Eine Verminderung des Kühlwasserverbrauches erfolgt durch Aufstellung von Rückkühlanlagen und Wiederverwendung des gekühlten Wassers; der für die Verdunstungsverluste und zeitweise Erneuerung notwendige Frischwasserzusatz beträgt 5 bis 8%. Für Höchstdruckanlagen ist besonders sorgfältige Aufbereitung des Wassers erforderlich. Das Zusatzwasser muß zumindest sorgfältig chemisch gereinigt, besser aber destilliert werden.

Von den Verbrennungskraftmaschinen, die erheblich geringere Wassermengen als die Dampfanlagen erfordern, hat die Sauggasanlage den größten Verbrauch, da sie das Wasser nicht nur wie die übrigen Gasmaschinen zur Kolben- und Zylinderkühlung, sondern auch für die Gas-erzeugung (Verdampfer) und Reinigung (Skrubber) verwendet; bei 10° Wassertemperatur beträgt der Verbrauch 35—40 Liter/PSe-Stunde.

Die Dieselmotoren und die kleineren Verbrennungskraftmaschinen verbrauchen nur 10—15 Liter/PSe-Stunde. Bei größeren kompressorlosen Dieselmotoren verzichtet man neuerdings auf die Kolbenkühlung, wodurch sich der Wasserverbrauch dieser Maschinenbauart weiter vermindert. Bei Verdampfungskühlung der kleineren Motoren verringert sich der erforderliche Zusatz für die PSe-Stunde bis auf 4 Liter.

Für die Kühlung der Zylindermäntel der Verbrennungsmaschinen ist möglichst weiches Wasser zu verwenden, weshalb mitunter Rückkühlanlagen oder entsprechende Aufbereitung angeordnet werden müssen.

B. Schmier- und Putzmaterialverbrauch.

Der Schmierölverbrauch einer Maschinenanlage ist in hohem Maße von der Genauigkeit der Werkstattarbeit, der Sorgfalt der Montage und Wartung, sowie den Eigenschaften des Schmiermittels (Viskosität, Flammpunkt, Fettgehalt usw.) abhängig. Durch ungleiches Setzen des Fundamentes, Verspannen des Maschinenrahmens, ungenaue Montage, unrund laufende Kurbelzapfen usw. und die dadurch bewirkten Klemmungen kann der Schmierölverbrauch, welcher dem Heißlaufen entgegenarbeiten muß, erheblich steigen, zumal das Bedienungspersonal meist mit Überschüssen arbeitet, um Störungen zu vermeiden.

Trotzdem kann natürlich reichliche Schmierung die Mängel vorbezeichneter Art nicht beheben. Sie kann nur die Auswirkung oder die schlechten Folgen verringern. Gerade deshalb ist es aber erforderlich, den Schmierölverbrauch ständig zu überwachen und, wenn die Notwendigkeit erhöhten Verbrauches eintritt, seinen Ursachen genau nachzugehen. Nur auf diese Weise können innere Defekte, wie z. B. Ausscheuerungen der Zylinderwand o. dgl., rechtzeitig erkannt werden.

Andererseits ist die Berufung auf ungenügende Schmierung oder auf schlechte Qualität der Schmiermaterialien auf der Hand liegend, wenn irgendwelche Defekte an den bewegten Teilen der Maschine auftreten. Das Ausreiben des Zylinders, schnelle Abnutzung der Kolbenringe, Heißlaufen der Kreuzkopfführung und viele ähnliche plötzlich auftretende Erscheinungen werden in erster Linie auf mangelhafte Schmierung oder schlechtes Öl zurückgeführt, während tatsächlich die Ursachen oft in Fehlern der Montage, der Bearbeitung oder der Fundierung zu suchen sind, die erst bei verstärkten Belastungsverhältnissen in erhöhtem Maße in Erscheinung treten.

Genaue Durchschnittswerte für den normalen Schmierölverbrauch und für die Schmierungskosten lassen sich kaum angeben. Die Kosten der Schmierung sind überdies noch vom Preis und den Eigenschaften der verwendeten Öle besonders beeinflusst, und die Eigenschaften bedingen wieder die Menge des erforderlichen Öles.

Die für Lager- und Zapfenschmierung verwendeten „Maschinenöle“ kosten 25—50 Mk. (im Mittel etwa 40 Mk.) für 100 kg, das Tropföl wird aufgefangen, gereinigt und als Zusatz wieder verwendet.

Die schweren „Zylinderöle“, namentlich für Heißdampf reine Mineralöle, für Gasmotoren allenfalls mit geringem Fettölzusatz (Compoundöle), kosten für Gasmotoren 35—50 Mk. für 100 kg, Heißdampföle 50—100 Mk. (im Mittel 75 Mk.).

Bei Dampfmaschinen läßt sich durch Entöler etwa 90% des verwendeten Zylinderöles aus dem Dampf zurückgewinnen und, in Filtern oder Schleuderapparaten vom Wasser befreit, als Zusatz für Lager- schmierung wieder verwenden. Nach Angaben erster Maschinenbau- anstalten kann für Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung bei kleinen Maschinen mit einem stündlichen Schmierölverbrauch von 2 bis 4 g für die Nutzpferdestärke gerechnet werden und bei großen Maschinen mit sorgfältig durchgebildeter Schmierung mit etwa 0,7—1 g/PSe/st, wenn das abgelaufene Öl gereinigt und wieder verwendet wird. Für die Zylinder werden etwa 60%, für das Triebwerk etwa 40% des verwendeten Öles verbraucht. Bei einem mittleren Ölpreis von 65 Mk. für 100 kg würden sich die ungefähren Schmierungskosten für die Pferde- kraftstunde bei Ventilkolbendampfmaschinen nach der Zahlentafel 13 ergeben. Bei stehenden Maschinen ist der Verbrauch 15—30% höher, ebenso bei Schiebermaschinen.

Zahlentafel 13. Schmierungskosten bei Vollast.
Kolbendampfmaschinen (100 kg Öl = 65 Mk.)

Nutzleistung PSe	15	30	60	100	200	800	1500
Stündl. Ölverbrauch g/st . .	75	120	170	200	260	600	1000
Ölkosten Pf/PSe/st	0,32	0,26	0,18	0,13	0,085	0,05	0,043
Putz- und Packungsmaterial Pf/PSe/st	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,07	0,06
Schmierungskosten für die PS/st/Pf	0,46	0,38	0,29	0,23	0,175	0,13	0,103

Dampfturbinen mit Drehstromdynamo (100 kg Öl = 25 Mk.)

Nutzleistung kW	250	500	800	1200	2000	5000
Stündl. Ölverbrauch g/st	100	120	170	200	240	350
Ölkosten Pf/kW/st	0,0105	0,006	0,0055	0,004	0,003	0,002
Putzmaterial Pf/kW/st . .	0,002	0,002	0,002	0,0015	0,001	0,0005
Schmierungsk. Pf/kW/st	0,013	0,008	0,0075	0,0055	0,004	0,0025

Sauggasmotoren und Dieselmotoren (100 kg Öl = 60 Mk.)¹⁾

Nutzleistung PSe	20	40	60	100	200	500	800
Stündl. Ölverbrauch g/st . .	200	280	360	500	800	1100	1700
Ölkosten Pf/PSe/st	0,60	0,420	0,36	0,30	0,24	0,13	0,13
Putzmaterial Pf/PSe/st . .	0,14	0,110	0,10	0,10	0,09	0,07	0,06
Schmierungskosten Pf/PSe/st	0,74	0,51	0,46	0,40	0,33	0,20	0,19

Für die Entölung des Abdampfes ist seine Temperatur von besonderer Wichtigkeit. Die Entöler funktionieren in der Regel nur bei gesättigtem Dampf einwandfrei. Die Entölung überhitzten Dampfes ist weitaus weniger wirkungsvoll. Auch das Hintereinanderschalten mehrerer Entöler kann keine praktisch vollkommene Entölung hervorbringen,

¹⁾ Bei Dieselmotoren können die Schmierungskosten, namentlich bei Ein- zylindermaschinen oder liegender Anordnung, noch 10—15% geringer sein.

wenn der die Maschine verlassende Dampf stark überhitzt ist, wie es bei hohen Gegendrucken und 300—350° Temperatur des Dampfes häufig vorkommt. Vgl. auch S. 189.

Der Schmierölverbrauch der Dampfturbinen (nur Preßöllagerschmierung) ist außerordentlich gering, der Verbrauch der Drehstromturbodynamos bei 25 Mk./100 kg Ölpreis ist ebenfalls in der Zahlentafel 13 enthalten; bei den kurz gebauten Gegendruckturbinen ist der Verbrauch noch geringer. Der Ölverbrauch der Gasmotoren und Dieselmotoren ist ziemlich gleich groß, der der Gasmotoren eher etwas höher als der der Dieselmotoren; die Rückgewinnung des Zylinderöles fällt hier weg, so daß sich bei beiden Maschinenbauarten etwas höhere Schmierölverbräuche ergeben als bei Dampfmaschinen. Die erreichbaren Ölverbrauchsziffern und die Kosten bei einem Ölpreis von 60 Mk. sind in der letzten Reihe der Zahlentafel 13 enthalten. Für Putzmaterial, Dichtungen u. a. m. kann etwa $\frac{1}{2}$ — $\frac{3}{4}$ des Betrages der Ölkosten eingesetzt werden. Die in der Zahlentafel 13 aufgenommenen Werte gelten für Betrieb mit Vollast; da der Ölverbrauch bei Unterlastung gleich bleibt, sind die auf die Leistungseinheit bezogenen Verbrauchsziffern dem Belastungsgrad entsprechend bei Unterlast zu erhöhen. Der Ölverbrauch der Lokomobilen ist gewöhnlich höher als der der ortsfesten Anlage (nach Versuchen des Bayer. Revisionsvereins z. B. bei 100 PS 0,36—0,40 Pf./PSe/st Öl, nach Versuchen von Professor Josse 0,3 bis 0,9 Pf. Schmierungskosten bei rund 150 PSe Nutzleistung der Maschine). Die Schmierungskosten der Verbrennungskraftmaschinen sind nach Zahlentafel 13 beträchtlich höher als die der Kolbendampfmaschinen, die der Dampfturbinen betragen kaum den zehnten Teil der Kolbenmaschinen (keine innere Schmierung). Über die Schmierungskosten von Elektromotoren vgl. S. 241.

C. Bedienungs- und Instandhaltungskosten.

Die Bedienungs- und Instandhaltungskosten sind im hohen Maße von den Löhnen des Bedienungspersonals abhängig. Nun ist das allgemeine Lohnniveau an verschiedenen Orten und auch in verschiedenen Industriezweigen verschieden und von lokalen, sowie Konjunktur- und Beschäftigungsverhältnissen abhängig. Für die folgenden Berechnungen sollen die jährlichen Kosten eines Heizers oder Maschinisten mit 1600 bis 2400 Mk. (geschultes Personal), die jährlichen Kosten von Hilfsarbeitern mit 1200—1500 Mk. veranschlagt werden. Bei kleineren Betrieben oder kurzer Zeit des Maschinenbetriebes, wenn also die Maschinisten noch zu anderweitiger Beschäftigung herangezogen werden können, muß der Lohn für Maschinenbedienung um den Wert der Nebenarbeiten verkürzt in die Betriebskostenberechnung eingesetzt werden. Im allgemeinen soll der Maschinenwärter während der Betriebszeit selbst

bei kleinen Anlagen die Maschine nie völlig ohne Aufsicht lassen, da hierbei Ölverschwendung oder eine Gefährdung der Betriebssicherheit (Unregelmäßigkeiten im Gange und ähnliches) zu spät bemerkt wird, und die Ersparnis in den Bedienungskosten durch Betriebsstörung oder Reparaturen sich rächen kann. Wartungs- und Instandhaltungskosten stehen demnach in engem Zusammenhang; je sorgfältiger die Überwachung, desto weniger Reparaturen. Nebenarbeiten, zu denen bei kleineren Verbrennungskraftmaschinen (unter 20 PS) oder Lokomobilen reichlich Zeit verbleibt, sollen immer innerhalb oder in nächster Nähe des Maschinenhauses ausgeübt werden.

Kleinere Dampfanlagen bis etwa 150 PS können von einem Manne bedient werden, falls Kessel und Maschine örtlich günstig angeordnet sind; für größere Anlagen werden für die Kesselbedienung besondere Heizer (je 1 Mann für etwa 300—400 qm Heizfläche bei Handfeuerung) und Kohlenfahrer außer dem Maschinisten erforderlich. Bei selbsttätiger Kohlenförderung und Kesselbeschickung genügt ein Mann zum Abschlacken sehr beträchtlicher Kesselbatterien (höheres Anlagekapital). Lokomobilanlagen können bis zur Größe von etwa 500 PS von einem Heizer sowie von einem Kohlenfahrer gefeuert und bedient werden. Kolbendampfmaschinen erfordern bei etwa 600—1000 PS-Leistung der einzelnen Maschinensätze einen Maschinisten für jede Maschine. Dampfturbinen dagegen, bei denen die vielen einzelnen Schmierstellen in Wegfall kommen, stellen an die Tätigkeit des Maschinisten geringe Anforderungen (außer der Regelung an der Schalttafel bei Parallelbetrieb) und können bis zu den größten Einheiten von einem Manne bedient werden.

Zur Bedienung von Generator und Motor der Sauggasanlagen ist bei Anlagen über 25 PS bis etwa 300 PS ein Mann erforderlich, dem indes kaum Zeit zu Nebenarbeiten verbleibt; er hat namentlich in den Betriebspausen die Steuerungsorgane des öfteren zu reinigen und einzuschleifen. Bei größeren Anlagen ist noch eine Hilfskraft erforderlich.

Die Dieselmotoren erfordern peinlich genaue Wartung während des Betriebes und namentlich sorgfältige Reinigung in den Betriebspausen, so daß bei größeren Anlagen, trotz der geringeren Ansprüche an Bedienung während des Ganges, die Ausgaben für Personal etwa die gleichen sind wie bei der Dampfanlage, da das erforderliche geschulte Personal höher bezahlt werden muß als der gewöhnliche Maschinist. Bei kleineren Anlagen sind die Bedienungskosten wesentlich geringer als die der Dampfanlagen (vgl. Zahlentafel 14), da viel Zeit zu Nebenarbeit verbleibt. Gerade bei Dieselanlagen machen sich höhere Ausgaben für Wartung durch die geringeren Reparaturen immer bezahlt.

Für kleinere Maschinenanlagen, die nur einen Mann erfordern, sind die tägliche Inanspruchnahme und die Bedienungskosten für Kraft, Licht und Heizung in ungefähren Werten in der Zahlentafel 14 zu-

sammengestellt. Für größere Anlagen sind sie den örtlichen Verhältnissen entsprechend nach vorstehenden Ausführungen jeweils zu ermitteln.

Zahlentafel 14. Tägliche Bedienungszeit der Maschinen-, Licht- und Heizanlage.

Nutzleistung PSe	25	50	75	100	150	
Jahreslohn des Maschinisten Mk.	1200	1300	1400	1500	1600	
Stunden:						
Sauggasanlage	{ Sommer 150 Tage	4	5	6	7	10
	{ Winter 150 Tage	7	8	10	10	10
Dieselmotor	{ Sommer 150 Tage	2	3	4	5	10
	{ Winter 150 Tage	6	7	8	8	10
Dampfkraftanlage	8	10	10	10	10	
Mindestkosten der Bedienung:						
Sauggasmotor Mk.	660	845	1120	1275	1600	
Dieselmotor „	480	650	840	975	1600	
Dampfanlage „	960	1300	1400	1500	1600	

Bei andauernd guter Wartung und Bereithaltung von Ersatzteilen genügt für Reparaturen ein Satz von 1—2% der Anlagekosten für Verbrennungskraftmaschinen und Dampfturbinen nebst Generator- bzw. Kesselanlage, für Kolbendampfmaschinen $1\frac{1}{2}$ — $2\frac{1}{2}$ %. Bei 24stündigem Betrieb und namentlich bei kleineren billigen Maschinen muß der Satz um etwa 1% erhöht werden. Die Instandhaltungskosten für die verschiedenen Maschinenbauarten bewegten sich in der Vorkriegszeit nach den Erhebungen des Bayerischen Revisionsvereins bei einer Reihe von Dampfkraftanlagen zwischen 0,10—0,17 Pf. für die PSe-Std., bei Sauggasanlagen zwischen 0,2—0,7 Pf. und bei Dieselmotoranlagen zwischen 0,10 und 0,50 Pf., durchweg bei Tagesbetrieb. Die Zahlen haben selbstredend keine allgemeine Gültigkeit und dürften dem heutigen Geldwert entsprechend derzeitig zur Hälfte bis zum Doppelten über den genannten Beträgen liegen. Sie können aber außerdem durch eine einzige größere Reparatur, die auf die Unachtsamkeit der Bedienung zurückzuführen ist, auf ein Vielfaches ansteigen; in einem Falle der genannten Erhebungen betrug z. B. bei Dampfkraft die Instandhaltungskosten für die PSe-Stunde 0,39 Pf., bei einem Dieselmotor 1,41 Pf.; als Gegenbeispiel ist ein Dieselbetrieb zu erwähnen, bei dem infolge reichlichen Personals (1,09 Pf./PSe-Std.) die Reparaturkosten auf 0,01 Pf. beschränkt blieben. Für Instandhaltung der Gebäude wird gewöhnlich $\frac{1}{2}$ % der Baukosten in Anrechnung gebracht.

Im allgemeinen muß aber festgestellt werden, daß auch über den Begriff der Instandhaltung bei den Betriebsleitern sehr abweichende Auffassungen herrschen, und zwar sowohl in technischer als in kauf-

männischer Hinsicht. Die beiden Gegenpole der verschiedenen Auffassungen lassen sich wie folgt darstellen: Der eine verlangt von der Instandhaltung seiner Maschinen, daß sie hierdurch dauernd in der Lage sind, den an sie gestellten Anforderungen unverändert nachzukommen. Er wird also an Arbeits- und Instandhaltungskosten so viel aufwenden, daß sich der Zustand seiner Maschinen möglichst nicht verändert: ein abgenutzter Teil wird raschestens ersetzt; es werden fortlaufend Reparaturen durchgeführt, ohne daß erst ein Defekt oder ein Betriebsstillstand Veranlassung dazu gibt. Eine derartig instandgehaltene Maschine wird natürlich eine lange Lebensdauer haben und es wird durch diese sorgfältige Instandhaltung auch die erforderliche Abschreibungsquote verringert. Der entgegengesetzte Fall ist der der größten Ausnutzung der Maschine. Irgendwelche Aufwendungen für Instandhaltung werden erst gemacht, wenn es dringend notwendig ist; ausgelaufene Teile werden erst repariert, wenn schwere Schädigungen der Fabrikation eintreten. Wenn die Reparaturbedürftigkeit eine gewisse Grenze erreicht hat, wird die Maschine überhaupt nicht mehr instandgehalten, sondern vollkommen ausgenutzt und dann zum alten Eisen geworfen, damit eine neue Maschine angeschafft werden kann. Diese Art der Instandhaltung erfordert natürlich die geringsten Kosten, dafür hat aber die Maschine auch die geringste Lebensdauer und erheischt demgemäß eine hohe Abschreibungsquote. Das letztangeführte System ist beispielsweise vielfach in Amerika in Anwendung, während das erstgenannte System mehr der gediegenen und auf Erhaltung wirtschaftlicher Werte eingestellten deutschen Denkart entspricht. Zwischen diesen beiden durch die vorstehenden Beispiele als äußerste Grenzen gekennzeichneten Handhabung der Instandhaltung gibt es natürlich eine Menge verschiedener Mittelwege, in denen sich eben die Eigenheiten des betreffenden Unternehmens oder die Charaktereigenschaften des Besitzers oder des Leiters einer Fabrik widerspiegeln. Aus all diesen Gründen können Angaben über Instandhaltungskosten, nur wie eben im vorstehenden angedeutet, in weiten Grenzen und beiläufig gemacht werden.

IV. Die Brennstoffkosten.

Bei den Wärmekraftmaschinen bilden die Brennstoffkosten den wichtigsten Faktor der Betriebskostenberechnung. Die nachfolgenden Abbildungen und Zahlentafeln geben für erste Wirtschaftlichkeitsberechnungen Durchschnittsziffern zeitgemäßer Maschinenbauarten für die Nutzpferdestärke bei Kolbenmaschinen und für die Kilowattstunde bei Turbinen. Die in den Abbildungen eingetragenen Zahlen über den mechanischen Wirkungsgrad η ermöglichen die Um-

rechnung für die PSe-Stunde. Die Abb. 27—53 und die Zahlentafeln 15—18 behandeln den Brennstoffverbrauch von Dampfmaschinen, Dampfturbinen und Lokomobilen bei verschiedenen Anfangsdrücken, Überhitzungen und Gegendrücken, wie sie den Garantiezahlen erster Maschinenbauanstalten entsprechen, in Abhängigkeit von der Größe der normalen Nutzleistung. Bei sämtlichen Wärmekraftmaschinen nehmen

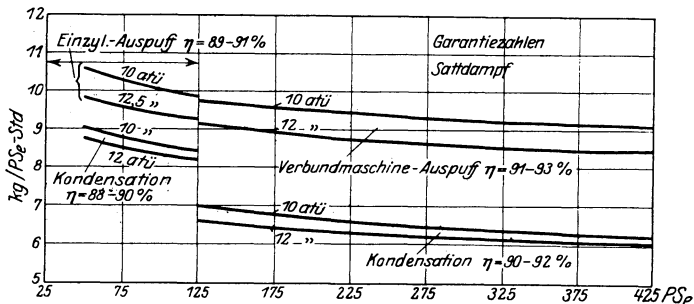


Abb. 27. Dampfverbrauch von Sattdampfkolbenmaschinen.

die Brennstoffkosten mit wachsender Maschinengröße ab. Die Abb. 27 zeigt Dampfverbrauchsziffern für Sattdampf, Auspuff- und Verbundmaschinen für 10—12 atü Anfangsdruck, wie sie indes für Neuanlagen kaum mehr in Frage kommen, aber bei Abdampfausnutzung in bestehenden Betrieben noch Bedeutung besitzen; während der Dampfverbrauch bei kleinen Leistungen unter 100 PS sehr schnell ansteigt,

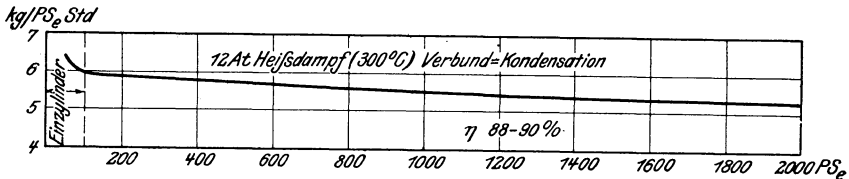


Abb. 28. Dampfverbrauch von Heißdampfverbundmaschinen. Garantiezahlen.

bewegt er sich für größere Verbund-Auspuffmaschinen ziemlich unabhängig von der Maschinengröße um 8—10 kg/PSe-Stunde. Die Abb. 28 veranschaulicht den Dampfverbrauch der bis vor kurzem meist angewandten Heißdampf-Verbundmaschine für etwa 12 atü Anfangsdruck. Auch hier ergibt sich mit wachsender Maschinengröße nur eine bescheidene Abnahme des Dampfverbrauches.

Die Anwendung von Hochdruckdampf über 20 atü für Kolbenmaschinen mit Kondensationsbetrieb bringt ohne gleichzeitige Abdampferwertung mit Rücksicht auf die höheren Anlagekosten keinen wesentlichen Nutzen. Das wirtschaftliche Anwendungsgebiet des Hochdruckdampfes für Kolbenmaschinen erstreckt sich haupt-

sächlich auf Gegendruckmaschinen. Bei Kolbendampfmaschinen mit Kondensation ist bei 20 atü Anfangsdruck und einer Überhitzung von 400° C bei 150 PS Maschinen ein Dampfverbrauch von 3,8 kg/PS_e-Stunde zu erwarten, der sich mit wachsender Maschinengröße nur sehr wenig ermäßigt und bei einer Maschine von 2000 PS die untere Grenze von 3,3 kg (Garantiewert) erreicht, bei 375° Dampf-temperatur liegt der Dampfverbrauch etwa 5% höher. Eine Steigerung des Anfangsdruckes um weitere 10 Atm auf 30 atü bei gleicher Überhitzung hat eine Verringerung des Dampfverbrauches nur um 1/10 kg für alle Maschinen-

größen, also auf 3,7 bis 3,2 kg, zwischen 150 und 2000 PS zur Folge. Ausgedehntere Betriebserfahrungen mit Kolbenmaschinen für hohe Anfangsdrucke liegen noch kaum vor.

Die Abb. 29 enthält die Dampfverbrauchsziffern von Sattdampf-Kolbenmaschinen für 12 Atm Sattdampf und vom atmosphärischen Auspuff bis zu 3 atü gesteigerten Gegendruck, wie er bei der Umstellung vorhandener älterer Maschinen auf Gegendruckbetrieb zu berücksichtigen ist. Die Abb. 30 behandelt die gleichen Verhält-

nisse für 12 atü und Heißdampfbetrieb. Die Abb. 31 veranschaulicht den Einfluß gesteigerter Überhitzung auf den Dampfverbrauch einer 14 atü-Maschine zwischen 1 und 5 Atm Gegendruck. Die Steigerung der Überhitzungstemperatur von beispielsweise 225° C auf

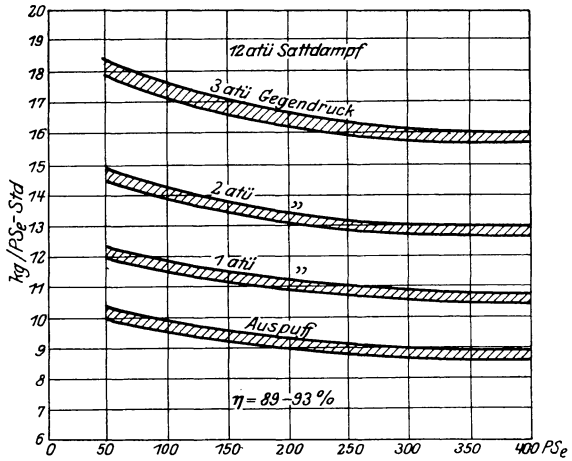


Abb. 29. Garantiezahlen für Sattdampfgegendruck-Kolbenmaschinen.

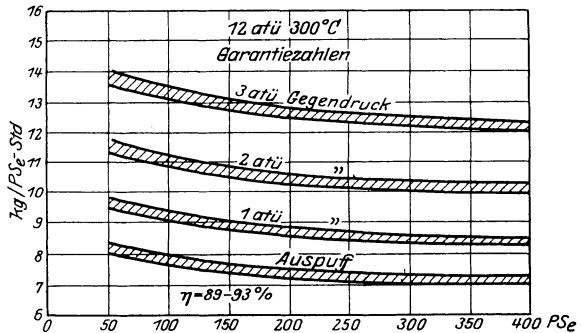


Abb. 30. Dampfverbrauch für Heißdampf-Gegendruckmaschinen.

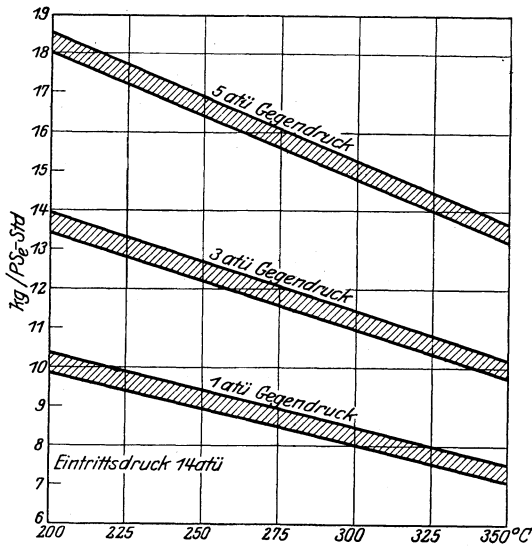


Abb. 31. Einfluß der Überhitzung auf den Dampfverbrauch von Heißdampf-Gegendruckmaschinen.

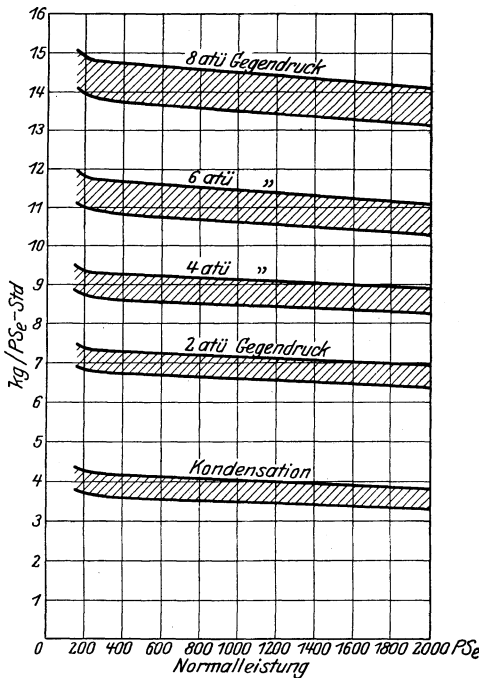


Abb. 32. Dampfverbrauch von Kolbenmaschinen bei 20 atü Anfangsdruck und 350° Temperatur. Garantiezahlen.

350° C bringt eine Abnahme des Dampfverbrauches um rund 2 kg/PSe-Stunde.

Die Abb. 32 zeigt den Dampfverbrauch von Kolbenmaschinen für Kondensation und verschiedene Gegendrücke bis zu 8 atü für Maschinengrößen von 150—2000 PSe für einen zeitgemäßen Anfangsdruck von 20 atü und 350—400° C. Der verhältnismäßig geringe Einfluß der Maschinengröße und der beträchtliche Einfluß

einer Senkung des Gegendruckes auf die Kraftausbeute aus der gleichen Abdampfmenge geht aus der Abbildung klar hervor. Die Abb. 33 und 34 zeigen die Zunahme des Dampfverbrauches mit wachsendem Gegendruck. Die Abb. 34 veranschaulicht die Abnahme des Dampfverbrauches bei verschiedenen Gegendrücken bei einer Steigerung des Anfangsdruckes von 10 auf 18 atü und gleichbleibender Dampftemperatur von 300°.

Aus der Abbildung ist insbesondere ersichtlich, daß der spezifische Dampfverbrauch mit wachsendem Gegendruck um so schneller ansteigt, je geringer die Anfangsspannung der Maschine

ist, wobei bei den niedrigeren Gegendrücken die Höhe des Anfangsdruckes bei gleichbleibender Anfangsüberhitzung nur von untergeordneter Bedeutung für den Dampfverbrauch der Leistungseinheit ist. Wird in der Fabrikation nur ein Gegendruck von 1—2 Atm erforderlich, so können unter Umständen Anlagekosten für die Beschaffung neuer Hochdruckkessel und Maschinen gegenüber dem Weiterbetrieb der vorhandenen Anlagen mit niedrigerem Anfangsdruck durch die Ermäßigung der Brennstoffkosten wirtschaftlich nicht gerechtfertigt sein.

Die Abb. 35 gibt die Grenzen an, in denen sich der Dampfverbrauch

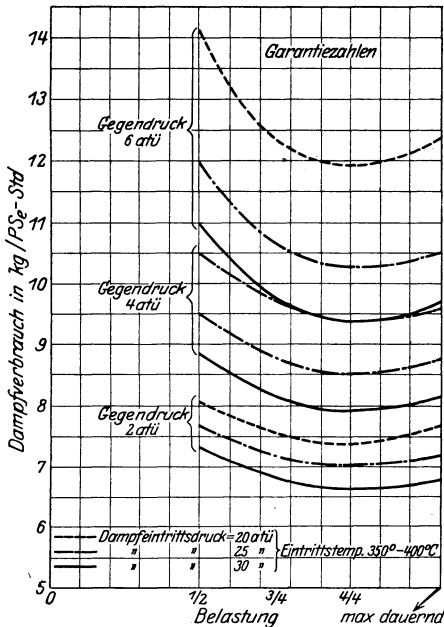


Abb. 33. Garantiezahlen für Höchstdruck-Gegendruckmaschinen bei Teillasten.

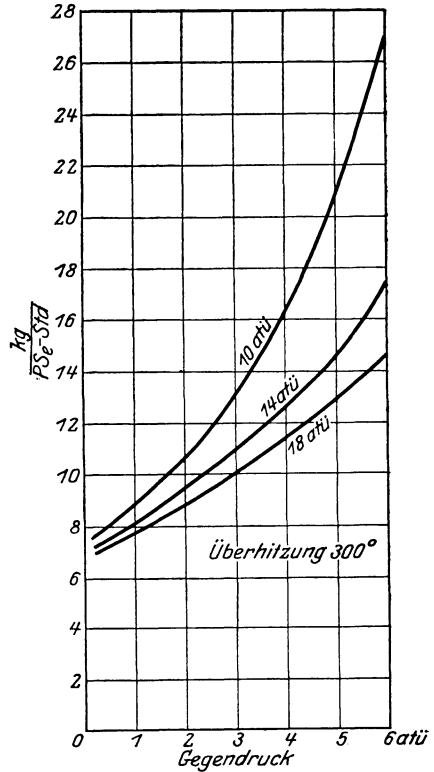


Abb. 34. Garantiezahlen für Gegendruckkolbenmaschinen bei verschiedenem Anfangsdruck.

für Maschinengrößen zwischen 150 und 2000 PS bei Kondensation und verschiedenen Gegendrücken für Höchstdruckdampfanlagen bewegt. Dargestellt sind die Verhältnisse für Anfangsdrücke von 20 bis 40 atü für die gleichbleibende Überhitzungstemperatur von 400° C. Bei einer Temperatur von 375° C liegen die sämtlichen Dampfverbrauchsfiguren etwa 5% höher. Aus der Abbildung ist gleichfalls ersichtlich, daß beispielsweise eine Erniedrigung des Gegendruckes von 4 auf 2 atü durch entsprechende Anpassung der mit dem Abdampf ver-

sorgten Heizflächen an die Bedingungen niedrigeren Druckes eine Ermäßigung des Dampfverbrauches um 2 kg/PSi-Stunde bringt und damit etwa den gleichen wirtschaftlichen Erfolg hat, wie die Steigerung des Anfangsdruckes von 20 auf 40 atü bei gleichbleibender Überhitzung von 400° C.

Bei einem Vergleich der Brennstoff- und Anlagekosten für Hoch-

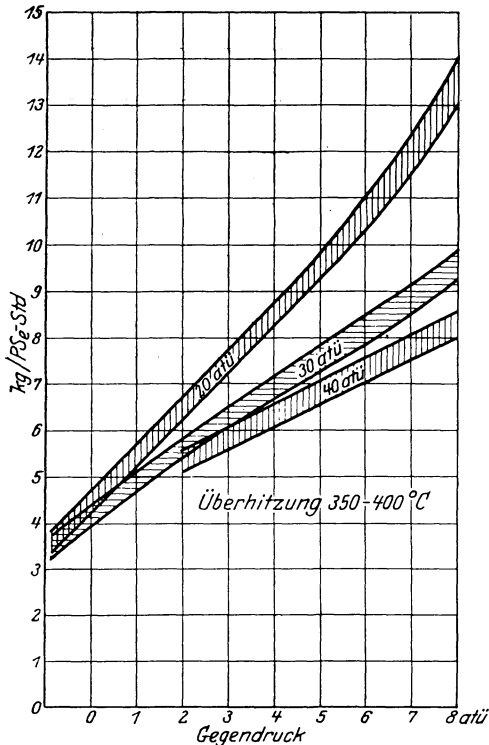


Abb. 35. Garantiezahlen für Höchstdruckkolbenmaschinen bei verschiedenem Gegendruck.

etwa 500—1500 PSe und liegen bei Leistungen unter 500 PSe etwas über den angegebenen Garantieziffern.

Der Dampfverbrauch der sogenannten Gleichstrom-Kolbenmaschinen bewegt sich in der Höhe des Verbrauches guter Verbundmaschinen. Die Gleichstrommaschine erfordert hierfür keine so hohe Überhitzung. Sie hat den Vorteil großer Überlastbarkeit, aber den Nachteil, daß sie lediglich für Kondensationsbetrieb, nicht aber für Abdampfverwertung geeignet ist.

Der Dampfverbrauch der Kolbenmaschine für Zwischendampfentnahme, wie auch der der Anzapfturbine, liegt je nach der Größe

druckanlagen und Gegen-
druckbetrieb ist daher stets
mit zu untersuchen, ob und
mit welchen zusätzlichen
Anlagekosten eine Sen-
kung des Gegendruckes
möglich ist; unter Umstän-
den ist hierdurch mit ge-
ringeren Anlagekosten und
unter den dem Bedienungs-
personal vorläufig noch
gewohnteren Dampfdruck-
verhältnissen der gleiche
wirtschaftliche Effekt zu
erzielen, wie durch eine
wesentliche Steigerung des
Kesseldruckes und des Be-
triebsdruckes der Dampf-
maschine.

Die Abb. 33 gibt ein
Bild über das Anwachsen
des Dampfverbrauches von
Hochdruckdampf-Gegen-
druckmaschinen bei Teil-
lasten und Überlastung.
Die Dampfverbrauchsziffern
gelten für Leistungen von

der Entnahme und dem Belastungsgrad der Maschine zwischen dem Dampfverbrauch bei Kondensationsbetrieb und dem Verbrauch bei reinem Gegendruck, entsprechend der Entnahmespannung. Diese Verhältnisse werden eingehender im Abschnitt III S. 195 behandelt.

Der Dampfverbrauch von Turbinen ist in verhältnismäßig weiten Grenzen von der Bauart, der Betriebsdauer und Güte der Beschaufelung (vgl. S. 59), sowie den Verhältnissen von Anfangsdruck und Überhitzung und der Luftleere abhängig. Der Dampfverbrauch für Turbinen ist in einfachster Weise an Hand des Wärmeentropiediagrammes für Wasserdampf und aus dem Wirkungsgrad der Turbine zu ermitteln (vgl. S. 61). Für Kondensationsturbinen lagen die Wirkungsgrade, gemessen an der Generatorklemme, bei den älteren Bauarten zwischen 60—70%, während in den neueren Konstruktionen Wirkungs-

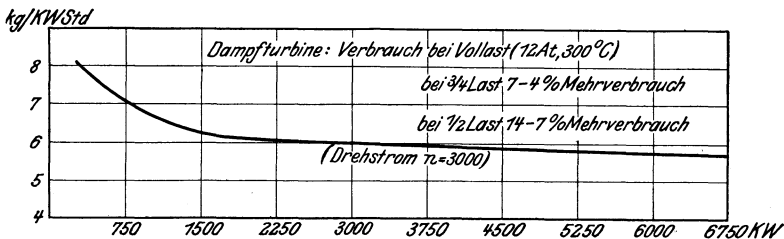


Abb. 36. Garantiezahlen für ältere Turbinen.

grade von 75—80% erreicht werden, durch die Anwendung der teureren Bauarten (mehrere Räder an Stelle eines Rades in der Hochdruckstufe und Verbesserung des Niederdruckteiles durch Erhöhung der Stufenzahl, Anwendung von Reaktion usw., Steigerung von Frischdampfdruck und Überhitzung, Anwendung von Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampf, sowie gegebenenfalls Zwischenüberhitzung, vgl. auch S. 56).

Die Abb. 36 zeigt durchschnittliche Garantiezahlen guter Ausführungen für Dampfturbinen für die Betriebs- und Konstruktionsverhältnisse, wie sie bis vor etwa zehn Jahren als normal galten. Der Dampfverbrauch für die kW-Stunde bewegt sich um rund 6 kg bei Betrieb mit 12 Atm. Eine Steigerung des Anfangsdruckes auf 15—18 atü und der Überhitzung auf 300—350° C bringt eine Ermäßigung des durchschnittlichen Dampfverbrauches auf 5 bis 5 1/2 kg/kW-Stunde bei Vollast bei Maschinengrößen zwischen 1000 und 3000 kW. Die Abb. 37 enthält Garantiezahlen guter Ausführungen für Voll- und Teillasten bei den zur Zeit noch gebräuchlichsten Betriebsverhältnissen (15 atü, 350° C). Es ist ersichtlich, daß von etwa 5000 kW-Leistung an der Dampfverbrauch mit steigender Maschinengröße nur sehr wenig abnimmt und sich um rund 4,7 kg/kW-Stunde

bewegt. Die Abb. 38 stellt den Dampfverbrauch zeitgemäßer Maschinen für einen Frischdampfdruck von 20—35 atü bei einer Überhitzung von 400° C für Voll- und Teilbelastung dar, die Abb. 39 veranschaulicht Wirkungsgrade und Dampfverbrauch bei gleichbleibender Frischdampf Temperatur von 400° C für eine Drucksteigerung von 20 auf 50 atü ohne Anzapfvorwärmung und Zwischenüberhitzung, wie sie

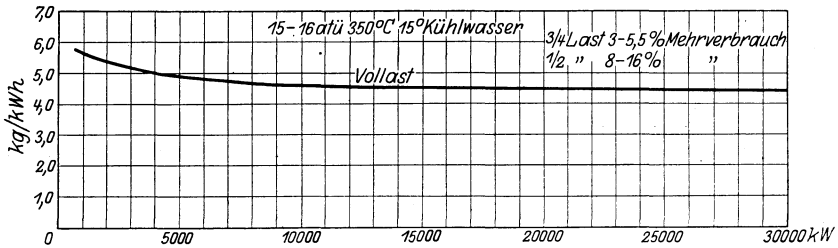


Abb. 37. Garantiezahlen zeitgemäßer Turbinen für 15 atü.

den Berechnungen erster Turbinenbauanstalten durchschnittlich entsprechen. Es geht daraus hervor, daß zu hohe Drucksteigerung für Maschinen mittlerer Leistung unter 2000 kW nicht wirtschaftlich ist. Dies ist hauptsächlich bedingt durch die stark anwachsenden Spaltverluste bei den sehr kurz werdenden Schaufeln und durch das schnellere Gelangen des Dampfes in das Feuchtigkeitsgebiet nach verhältnis-

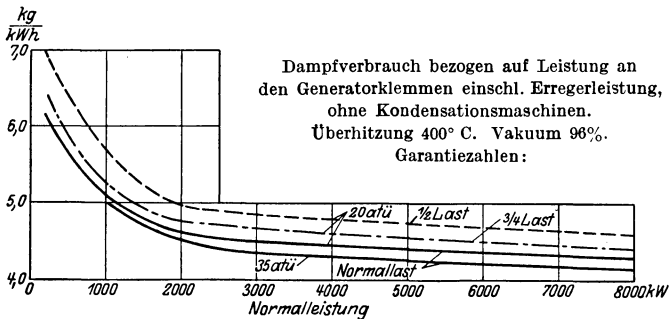


Abb. 38. Garantiezahlen für Höchstdruckturbinen bei Kondensation.

mäßig kleinem Gefälle in der Turbine. Es ergeben sich schlechtere Wirkungsgrade bei hohen Drücken, daher tritt bei kleinen Maschinen größerer Dampfverbrauch bei höherem Druck ein als bei geringerer (trotz des theoretisch geringeren Dampfverbrauches der verlustlosen Maschine).

Der wirtschaftlichste Druck bei Kondensationsdampfturbinen mit einer Überlastungsreserve von etwa 20%, einem Verzinsungs- und Tilgungssatz von etwa 15% und dem gegenwärtigen mittleren Kohlen-

preis dürfte bei mit Normallast betriebenen Maschinen für Leistungen von 1000—3000 kW zwischen 20 und 30 atü, für 5000 kW zwischen 30 und 35 atü und bei größeren Maschinen bei 35 atü zur Zeit liegen. Bei Maschinen mit einem geringeren Belastungsfaktor als 80% liegt der wirtschaftliche Druck einheitlich für alle Maschinengrößen zur Zeit noch bei 20—25 atü. Bei Anlagen von etwa 1000—5000 kW ist die Anwendung von einstufiger Speisewasservorwärmung meist wirtschaftlich, über 5000 kW häufig auch die zweistufige Speisewasservorwärmung. Die Steigerung des Turbinenwirkungsgrades durch besonders hochwertige, wenn

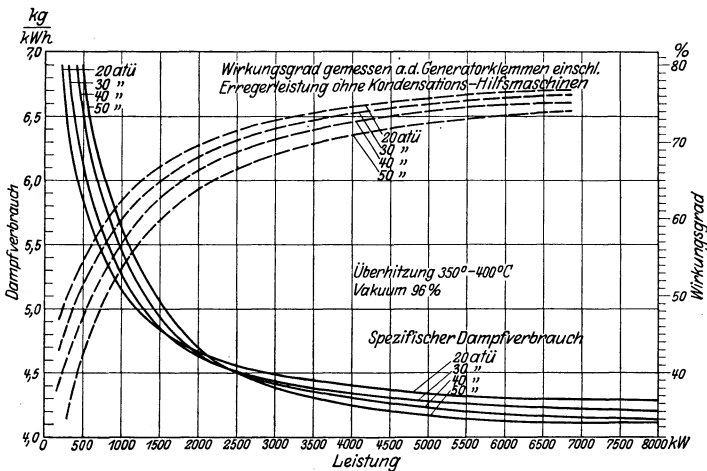


Abb. 39. Dampfverbrauch von Turbogeneratoren verschiedener Leistung bei Höchstdruckdampf.

auch teurere Maschinenbauarten ist von größerem Einfluß auf die Absenkung des Dampfverbrauches als die Steigerung des Kesseldruckes. Die Anzapfvorwärmung des Speisewassers auf etwa 120° bringt bei Kesseldrücken von 25 atü etwa 4—5% Verminderung des Kohlenverbrauches, bei 35 atü etwa 5—7%¹⁾. Zweistufige Speisewasservorwärmung erhöht die Ersparnis um 1—2%. Zwischenüberhitzung, die nach Möglichkeit wegen der meist umständlichen und teureren Anlage vermieden wird, ist bis zu einem Druck von 35 atü meist nicht erforderlich, darüber bringt sie eine Verminderung des Kohlenverbrauches um etwa 3—4%.

¹⁾ Da bei einstufiger Anzapfung der Druck an der Anzapfstelle, der gewöhnlich nicht geregelt ist, mit der Belastung schwankt und damit geringere Speisewassertemperatur bei Unterlastung der Turbine bedingt wird, wird für große Aggregate über 10000 kW eine ausschließlich der Speisewasservorwärmung dienende Turbine mit etwa 5—10% Leistung der Hauptmaschine gewählt, bei der der Druck an der Anzapfstelle durch Regelung gleichbleibend gehalten wird.

Die Brennstoffkosten lassen sich demnach für Kondensations-turbinen durch die Wahl mehr oder weniger teurer Bauarten sowie zusätzlicher Einrichtung zur Erhöhung des Druck- und Wärmegefälles und seiner Ausnutzung in verhältnismäßig weiten Grenzen beeinflussen. Für größere Anlagen sind eingehende Untersuchungen über die wirtschaftlichste Ausgestaltung an Hand der durch Detailprojektion festzulegenden Anlagekosten für die verschiedenen Ausbaumöglichkeiten unbedingt erforderlich. Die Abb. 40—44 veranschaulichen die Dampfver-

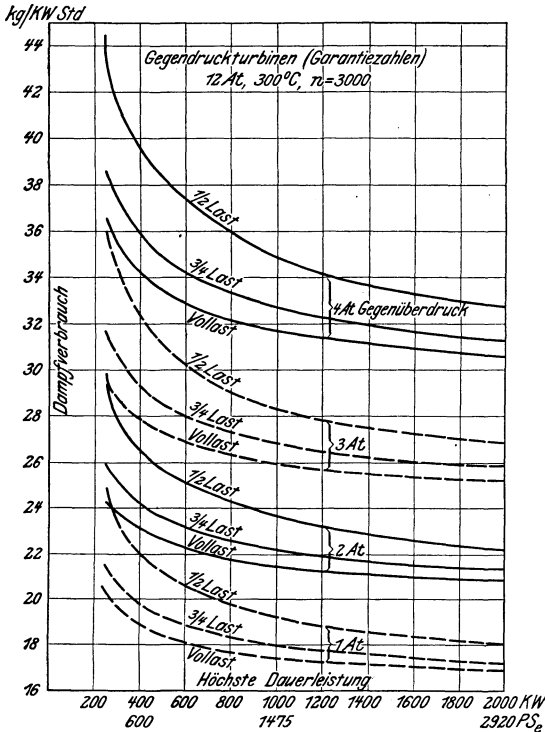


Abb. 40. Dampfverbrauch älterer Gegendruckturbinen.

brauchsverhältnisse von Gegendruckturbinen.

Die Abb. 40 enthält Garantieziffern von Turbinen älterer Bauart der Vorkriegszeit für die damals gebräuchlichen Frischdampfverhältnisse von 12 atü und 300° C bei Vollast und Teillasten. Aus der Abbildung geht der starke Einfluß der Unterlastung, insbesondere bei höheren Gegendrücken, auf die Steigerung des Dampfverbrauches hervor; der thermische Wirkungsgrad dieser älteren Bauarten bewegt sich im allgemeinen um 55%, während die neueren

Gegendruckturbinen wesentlich höhere Wirkungsgrade erreichen. Die Zahlentafel 15 gibt eine Reihe von Versuchswerten, die bei Teillast und Vollast an den Gegendruckturbinen einer ersten Maschinenbauanstalt für Normalleistungen von 250—1200 kW bei einem mittleren Dampfdruck von 11—12 atü und mäßigen Überhitzungen von 250 bis 280° C versuchsmäßig ermittelt wurden¹⁾.

In der Abb. 41 sind die Verhältnisse für eine zeitgemäße Gegendruckturbine von 400 kW für 16 atü 350° C und 32 atü 400° C Frisch-

¹⁾ Es ist bei Maschinenbauanstalten im allgemeinen gebräuchlich, den Frischdampfdruck in atü, den Gegendruck in ata bei Turbinen anzugeben.

Zahlentafel 15. Gegendruckturbinen n = 3000.

Höchste Dauerleist. kW	Leistung beim Versuch kW	Dampfdruck vor Turbine atü	Dampftemperat. vor Turbine °C	Gegendruck ata	Dampfverbrauch pro kW/Std. kg
1200	900	12,4	286	1,5	14,62
	620	12,0	246	1,49	18,44
	325	12,0	289	1,50	23,6
1100	1100	12,0	284	1,6	13,25
	955	12,0	286	1,50	13,93
	752	12,0	282	1,53	14,88
	527	12,0	293	1,52	16,75
	257	12,0	275	1,50	24,24
550	559	11,9	264,4	2,94	21,37
	309	12,2	249	2,93	26,40
282	583	11,0	263	2,0	19,75
	484	12,1	238	1,97	20,45
	364	11,9	257	1,95	22,47
500	488	13,8	272	1,59	15,4
	259	13,62	273	1,57	18,36
250	246	12,85	282	2,6	22,25
	124	13,0	266	2,55	28,1

dampf untersucht. Für den geringeren Kesseldruck sind die gleichen Gegendrücke behandelt wie in der Abb. 40 (1—4 Atm). Der beträchtliche Einfluß der besseren Bauart und des höheren Wärmegefälles wird durch einen Vergleich beider Abbildungen deutlich.

Beispielsweise beträgt bei Vollast der Verbrauch der modernen 16 atü Turbine rund 17 kg/kW-Stunde bei 3 atü Gegendruck, gegenüber rund 26 kg bei der älteren Turbine. Für 32 atü und 400°C ist in der Abb. 41 eine sogenannte Vorschaltturbine behandelt, deren Abdampf nachgeschalteten vorhandenen Kondensationsturbinen bzw. dem Nieder-

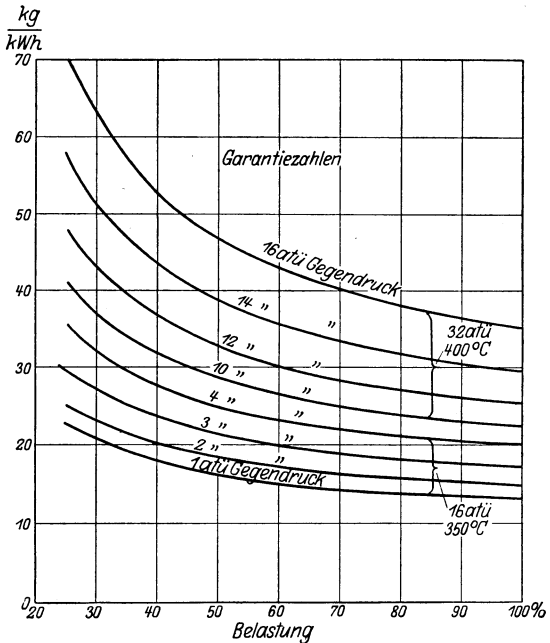


Abb. 41. Dampfverbrauch einer zeitgemäßen 400 kW-Gegendruckturbine bei verschiedenen Eintritts- und Gegendrücken und Teillasten.

drucknetz zuströmt. Es sind Dampfverbrauchszahlen für 10—16 atü Gegendruck eingezeichnet. Es ist beispielsweise interessant, der

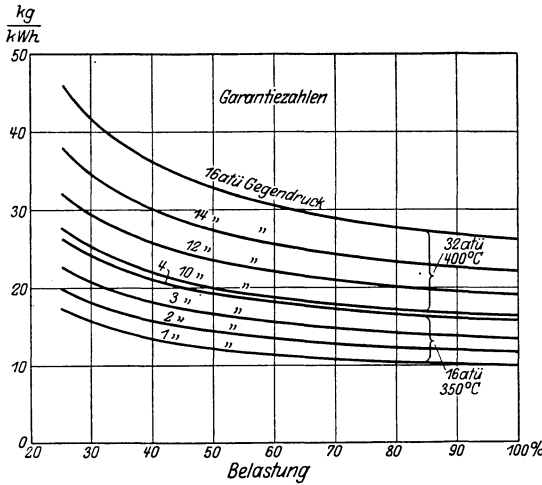


Abb. 42. Garantiezahlen für eine 8000 kW-Gegendruckturbine.

Abbildung zu entnehmen, daß eine mit 10 atü Gegendruck arbeitende 32 atü-Turbine einen um nur etwa 10% geringeren Dampfverbrauch besitzt als eine mit 4 atü Gegendruck arbeitende 16 atü-Turbine.

In der Abb. 42 sind die Dampfverbrauchsziffern für eine neuzeitliche 8000 kW-Gegendruckturbine für 16 atü 350° und 32 atü 400° C für geringe

und hohe Drücke dargestellt, in der Abb. 43 die Grenzen, in denen sich der Dampfverbrauch bei verschiedenen Gegendrücken für die betrachteten Maschinengrößen

zwischen 400 und 8000 kW für Mitteldruck und Höchstdruck bewegt.

Da die genannten Leistungen 400 kW und 8000 kW Grenzleistungen, die in den Maschinentypen noch erreicht werden können, darstellen, lassen sich die Werte für Zwischengrößen mit genügender Genauigkeit der Abb. 43 entnehmen.

Die Zahlentafel 16 enthält für Frischdampfdrücke von 20, 30 und 40 atü bei 400° C Dampftemperatur Garantiezahlen einer ersten Maschinenbauanstalt für Leistungen von 200—8000 kW, verschiedene Gegendrücke und Teillasten. Die Ziffern der Zahlentafel liefern Vergleichswerte für die Änderung des Dampfver-

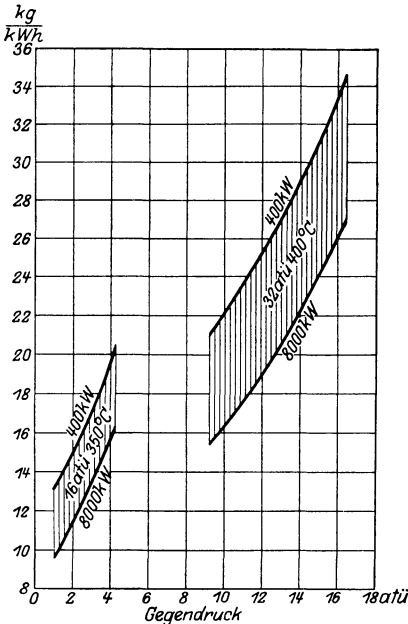


Abb. 43. Dampfverbrauch für Vorschaltturbinen von 400—8000 kW Normalleistung.

Zahlentafel 16. Dampfverbrauch von Gegendruck-Turbosätzen.
 Dampfverbrauch in kg/kWst bezogen auf Leistung an den Klemmen, einschließlich Erregenleistung. Garantiezahlen.

Anfangs- druck atü	Normalleistung kW (an den Klemmen)	200			500			1000			2000			5000			8000		
		a.)	b.)	c.)	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c
20	3	14,5	15,7	18,1	13,0	14,0	16,1	11,8	12,7	14,5	10,7	11,5	13,0	10,0	10,7	12,0	9,8	10,4	11,6
	5	18,5	20,2	23,4	16,8	18,3	21,2	15,3	16,5	19,1	13,8	14,9	17,1	13,0	14,0	16,0	12,7	13,6	15,5
	9	30,0	33,2	39,6	27,0	30,0	35,6	24,5	27,0	32,0	22,2	23,4	28,8	20,7	22,8	27,0	20,3	22,2	26,2
30	3				11,9	12,9	14,6	10,7	11,5	13,1	9,6	10,2	11,5	9,0	9,6	10,7	8,8	9,3	10,4
	5				14,4	15,5	17,8	13,0	14,0	16,0	11,6	12,4	14,0	10,9	11,6	13,1	10,6	11,2	12,6
	9				20,1	22,0	25,8	18,2	19,8	23,4	16,2	17,5	20,4	15,2	16,5	19,0	14,8	16,0	18,4
40	3				11,5	12,5	14,0	10,0	10,7	12,1	9,0	9,6	10,7	8,3	8,8	9,8	8,2	8,7	9,6
	5				13,6	14,6	16,7	11,9	12,7	14,5	10,7	11,4	12,8	9,9	10,5	11,8	9,7	10,3	11,4
	9				17,8	19,4	22,4	15,5	16,9	19,5	14,0	15,1	17,4	13,0	14,0	16,0	12,7	13,6	15,5

1) Es bedeutet: a Dampfverbrauch bei Normallast und 400° C Dampftemperatur.

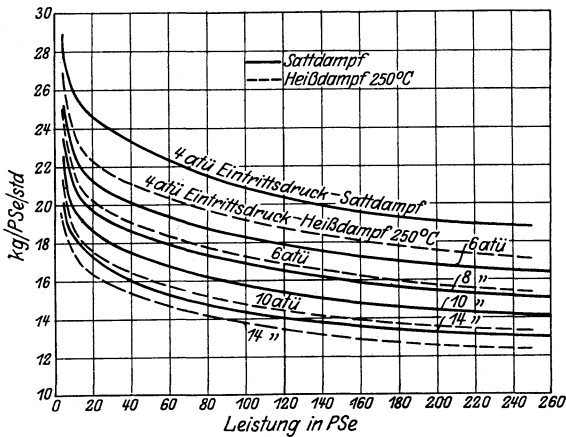
b Dampfverbrauch bei $\frac{3}{4}$ Normallast und 400° C Dampftemperatur.

c Dampfverbrauch bei $\frac{1}{2}$ Normallast und 400° C Dampftemperatur.

Der Teillastverbrauch kann durch geeignete Maßnahmen (Verlegung der günstigsten Last, Stufenschaltung usw.) bei Kenntnis der speziellen Verhältnisse bedeutend verringert werden.

brauches unter verschiedenen Betriebsbedingungen für ein und dasselbe Turbinensystem. Die Absolutwerte der Ziffern können je nach Bauart derartiger Turbinen um 10—15% voneinander abweichen. Der Verbrauch bei Teillasten kann gegenüber den Angaben der Zahlen-

Garantiedampfverbrauchszahlen für Kleinturbinen mit verschiedenen Eintrittsdrücken und Auspuff ohne Gegendruck.



Änderung des Dampfverbrauchs bei Leistungsänderung.
 0,25 0,5 0,75 1,0 1,25 1,5 fache Belastung
 50 20 4 0 6 20% Mehrverbrauch

Abb. 44. Dampfverbrauch kleiner Auspuffturbinen.

tafel durch geeignete konstruktive Maßnahmen nicht unerheblich verringert werden, falls die speziellen Verhältnisse des Betriebes von vornherein bekannt sind. Für mittlere Leistungen ergibt sich bei

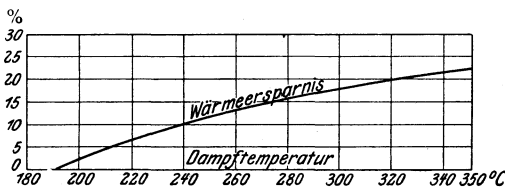


Abb. 45. Brennstoffersparnis durch Überhitzung gegenüber Sattdampfbetrieb bei älteren Kolbenmaschinen.

Steigerung des Gegendruckes von 2 auf 8 atü bei 20 atü Anfangsspannung eine Verminderung der Kraftausbeute aus der geschluckten Dampfmenge um etwa die Hälfte, bei 40 Atm um etwa 1/3. Die Abb. 44

gibt Dampfverbrauchsziffern für kleinere mit Auspuff betriebene Turbinen von 20—250 PSe an.

Die Abb. 45 gibt Unterlagen über den Wert der Dampfüberhitzung bei älteren Kolbenmaschinen für den nachträglichen Einbau von Überhitzern gegenüber dem Sattdampfbetrieb mit 10—12 Atm. Der Einfluß des Anfangsdruckes, der Überhitzung und der Güte der Luftleere

auf den Dampfverbrauch der Turbine und Kolbenmaschine wurde bereits auf S. 60 besprochen.

Die Abb. 46 enthält die Garantieziffern über den Kohlenverbrauch von Lokomobilen. Die Brennstoffkosten der Lokomobilen sind im allgemeinen für das Anwendungsgebiet der Lokomobilen günstiger als die der getrennten Kessel- und Maschinenanlage. Sie erreichen bereits bei Anlagen von 200 PS eine Grenze, die die ortsfeste Kolbenmaschine erst bei Leistungen von etwa 2000 PS, die Dampfturbine bei etwa 1500 PS erreicht. Der Vorteil des geringeren

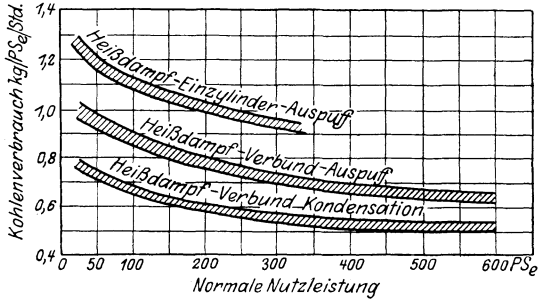


Abb. 46. Garantiezahlen für Lokomobilen.

Kohlenverbrauches wird jedoch gewöhnlich durch die höheren Anlagekosten zum Teil ausgeglichen. Die Abb. 47 zeigt die Brennstoff-

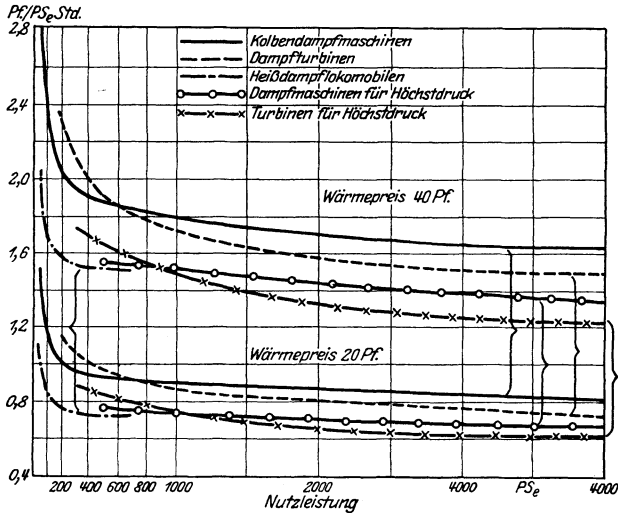


Abb. 47. Grenzen der Brennstoffkosten für Dampfmaschinen (Garantiezahlen).

kosten (Garantiezahlen), die bei 20 bzw. 40 Pf. Wärmepreis sich für Heißdampfkolbenmaschinen, Heißdampflokomobilen und Dampfturbinen ergeben, und gibt demnach einen Überblick über die Grenzen der garantierten Brennstoffkosten, die in Deutschland für die genannten Maschinensysteme gelten. In gleicher Weise zeigt die Abb. 48 die ent-

sprechenden Werte für Dieselmotoren und für Sauggasanlagen. Der Brennstoffverbrauch der Dieselmotoren ist in der Abb. 49 für Kom-

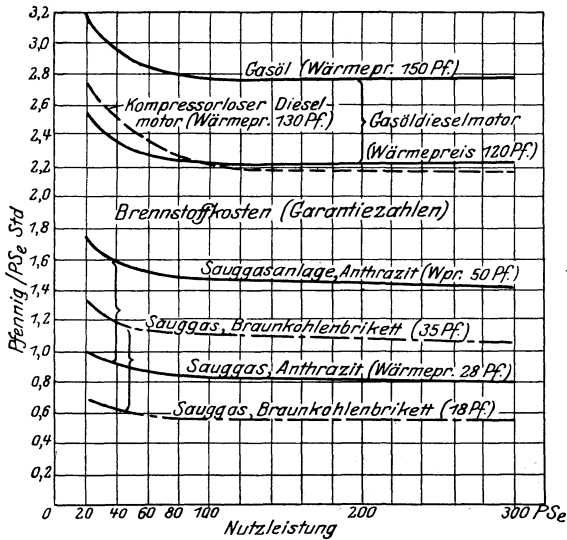


Abb. 48. Grenzen der Brennstoffkosten für Verbrennungskraftmaschinen (Garantiezahlen).

pressormaschinen und kompressorlose Maschinen dargestellt. Die Zahlentafeln S. 101 u. 158—161 enthalten Versuchs- und Garantiewerte der Brennstoffkosten von Sauggas- und Dieselmotoranlagen.

Der Brennstoffverbrauch der Kolbendampfmaschinen wird im allgemeinen von etwa 600 PS an größer als der der Turbine. Während bei sämtlichen Dampfmaschinen der spezifische Verbrauch bei kleinen

Leistungen unter 200 PS schnell mit fallender Leistung zunimmt, hat bei den Kolbenmaschinen von etwa 1500 PS an, bei der Turbine von etwa

2500 PS an, bei der Lokomobile¹⁾ von etwa 200 PS an die Größe der Maschine nur noch geringeren Einfluß auf den Brennstoffverbrauch.

Ebenso zeigt sich bei den Verbrennungskraftmaschinen nur eine geringe Abnahme des spezifischen Brennstoffverbrauches bei Ausführungsgrößen über 100 PS Normalleistung.

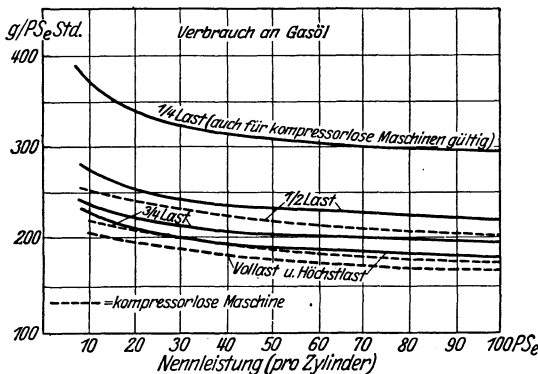


Abb. 49. Ölverbrauch von Dieselmotoren bei Teillast.

Während man demnach bei ortsfesten Dampfmaschinen (Kolbenmaschinen und Turbinen) zur Erzielung geringster Brennstoffkosten die gesamte für den Fabrikbetrieb erforderliche Kraft möglichst in

¹⁾ Brennstoffkosten der Lokomobile vgl. auch Abb. 108 und 109, S. 261.

einem Maschinensatz erzeugen muß (Zentralisation)¹⁾, gestattet die Anwendung von Lokomobilen und Verbrennungskraftmaschinen eine Unterteilung der Krafterzeugung auf mehrere Einzelmaschinen ohne wesentliche Erhöhung der Brennstoffkosten durch den Betrieb kleiner Einheiten.

Diese Eignung zur Dezentralisation, welche allerdings meist mit höheren Anlagekosten verbunden ist, bedeutet eine wertvolle Eigenschaft der erwähnten Maschinenarten für Betriebe, die nach und nach groß geworden sind und bei denen z. B. von den in der erforderlichen Anzahl aufgestellte Dieselmotoren kleinerer Leistung nur die jeweils günstig zu belastende Anzahl mit annähernd normaler Leistung betrieben wird, während für derartige Verhältnisse bei Aufstellung einer Dampfzentrale in Zeiten schwächerer Belastung die große Einheit einschließlich der Kessel unterlastet, also mit wesentlich gesteigertem Brennstoffverbrauch, arbeiten müßte. Die Dieselmotore hat sich auf Grund derartiger Erwägungen als Spitzenmaschine auch für größere Elektrizitätswerke gut eingeführt, für die sie außer der Unempfindlichkeit für Teillasten auch den Vorteil sofortiger Betriebsbereitschaft beim Eintreten der Belastungsspitzen besitzt. Die in bezug auf geringe Steigerung der Brennstoffkosten bei Unterlastung ebenfalls hierfür in Frage kommende Dampfturbine bedarf immerhin längerer Anwärmezeit von einer Viertel- bis zu einer halben Stunde bis zum Anfahren.

Die sämtlichen in den Abbildungen und Zahlentafeln bisher behandelten Brennstoffverbräuche beziehen sich auf die günstigsten Betriebsverhältnisse und bei normaler Last erreichbaren Ziffern. Der Einfluß des Belastungsgrades auf den Brennstoffaufwand für die Leistungseinheit ist bei den einzelnen Kraftmaschinen sehr ungleichartig. Übereinstimmend steigt bei allen Wärmekraftmaschinen der Brennstoffverbrauch bei Teillasten (unter Normallast) mehr oder weniger schnell mit sinkender Last an²⁾.

Bei Überlastung tritt bei Kolbenmaschinen ein stärkeres, bei der Turbine ein etwas schwächeres Ansteigen des spezifischen Brennstoffverbrauches gegenüber der Normallast auf, während bei Verbrennungskraftmaschinen eine Abnahme des Brennstoffverbrauches zwischen Normallast und Höchstlast stattfindet. Die Abb. 50 und 51 geben ein Bild über das mittlere Verhalten der Dampfanlagen und Verbrennungskraftmaschinen bei verschiedenem Belastungsgrad, und zwar ist die Brennstoffsteigerung bezogen auf den Verbrauch bei Höchstlast und der Be-

¹⁾ Soweit die Möglichkeit der Abdampfverwertung nicht von dieser Rücksicht befreit.

²⁾ Ursache: fast gleichbleibende Abkühl-, Undichtigkeits- und Reibungsverluste, die prozentual bei Unterlast mehr ins Gewicht fallen.

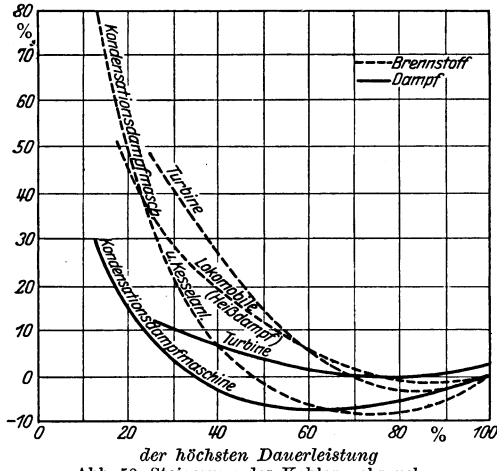


Abb. 50. Steigerung des Kohlenverbrauchs von Dampfmaschinen bei Teillast.

der höchsten Dauerleistung

hörtigen Kessels bei Unterlast (Luftüberschuß usw., vgl. Abb. 23, S. 77) gesteigert wird. Das gleiche gilt bei Überbelastung und forciertem Kesselbetrieb. Wird die

lastungsgrad ausgedrückt in hundert Teilen der höchsten Dauerleistung der Maschine¹⁾.

Bei den Dampfanlagen ist zu unterscheiden zwischen dem Dampfverbrauch, der also nur von der Unterlastung der Maschine und den verhältnismäßig größeren Abkühlverlusten beeinflusst wird, und dem Brennstoffverbrauch, der auch durch die ungünstige Arbeitsweise des zugehörigen Kessels bei Unterlast (Luftüberschuß usw., vgl. Abb. 23, S. 77) gesteigert wird. Das gleiche gilt bei Überbelastung und forciertem Kesselbetrieb. Wird die

Dampfmaschine von mehreren Kesseleinheiten versorgt, von denen jeweils die dem Belastungsgrad entsprechende Anzahl in Betrieb genommen wird, so kann natürlich der Einfluß des Belastungsgrades auf die Dampferzeugung bei der ortsfesten Anlage (nicht bei der Lokomobile) ziemlich beseitigt werden, so daß die ausgezogenen Kurven der Abb. 50 dann auch für den Brennstoffverbrauch Geltung besitzen.

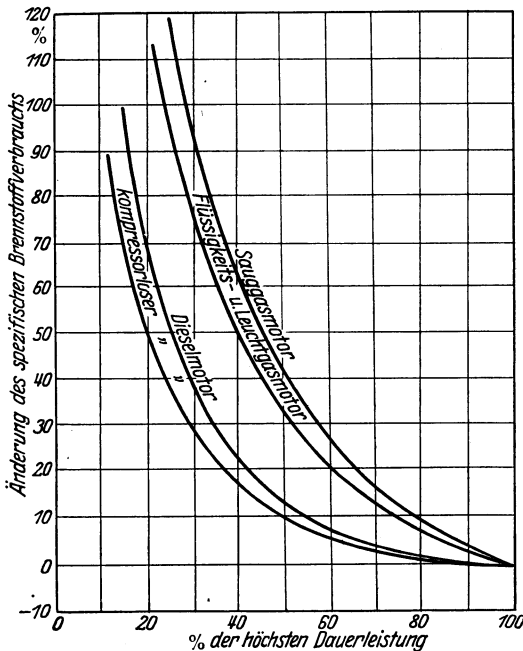


Abb. 51. Steigerung des Brennstoffverbrauchs von Verbrennungskraftmaschinen bei Teillasten.

der Dieselmachine mit Luftverdichter von 120 PS, der kompressorlosen Dieselmachine von 140 PS und der Sauggasanlage von 110 PS.

¹⁾ Also bezogen z. B. bei 100 PS Normalleistung auf eine Höchstleistung der Dampfmaschine von 135 PS,

Die Dampfturbine¹⁾ zeigt bei Unterlast und Überlast eine geringere Veränderlichkeit des Brennstoffverbrauches als die Kolbenmaschine. Dabei ist gleichbleibendes Vakuum, also ausreichende Kühlwasserversorgung, vorausgesetzt; die geringe Steigerung bei Unterlast ist zum Teil auf die Verbesserung des Vakuums, die bei gleichbleibender Kühlwassermenge eintritt, zurückzuführen. Die Lokomobile verhält sich ebenfalls günstiger als die Kolbenmaschine; dagegen zeigt die (nicht eingezeichnete) Gleichstrommaschine eine sehr geringe Zunahme des Dampfverbrauches bei Teillast und Überlast und verhält sich ähnlich wie die Turbine. Turbinen und Kolbenmaschinen haben ihren günstigsten Dampfverbrauch bei etwa 70—80% der zulässigen dauernden Höchstleistung; bei Halblast (in bezug auf die Normalleistung) steigt der spezifische Dampfverbrauch gegenüber diesem günstigsten Wert bei der Kolbenmaschine um etwa 10%, bei der Turbine um etwa 7% (der Brennstoffverbrauch dagegen um etwa 30%).

Bei Überlast nimmt der Verbrauch der Turbine nur wenig zu (bei Zuschaltdüsen; bei Einführung von Frischdampf in die Mitteldruckstufe durch Überlastungsventile dagegen stärker), ebenso der der Heißdampfkolbenmaschine, besonders wenig der der Lokomobile, da auch gleichzeitig die Überhitzung steigt. Bei Sattedampfmaschinen nimmt der Dampfverbrauch schneller zu, bis zu 10% des normalen Verbrauches.

Die Verbrennungskraftmaschinen zeigen eine beträchtlich schnellere Zunahme des Brennstoffverbrauches bei der Unterlastung mit Ausnahme des kompressorlosen Dieselmotors; am ungünstigsten verhält sich die Sauggasanlage (bei der eine nennenswerte Überlastung nicht möglich ist außer mit Druckspülung bis 25%), die bei Halblast bereits 40% mehr, bei $\frac{1}{4}$ Last sogar den doppelten Brennstoffbetrag erfordert wie bei Höchstlast. Etwas günstiger ist der Verbrauch der mit Leuchtgas und flüssigen Brennstoffen arbeitenden Explosionsmaschinen. Der Dieselmotor verhält sich bereits bei Ausführung mit Luftverdichter wesentlich günstiger, ist aber bei geringeren Teillasten immer noch beträchtlich empfindlicher gegen Unterlast als die Dampfanlage, dagegen zeigt der kompressorlose Dieselmotor wesentlich günstigere Verhältnisse. Der Brennstoffverbrauch bleibt zwischen Halb- und Normallast nahezu gleich und nimmt bei weiterer Unterlastung auf $\frac{1}{4}$ der Normallast nur um 6—10% zu, bei Überlastung um 25—35% ergibt sich wieder eine Steigerung von etwa 10% (im Gegensatz zu den übrigen Verbrennungskraftmaschinen).

Infolge der verschiedenen großen Überlastbarkeit gegenüber der normalen Belastung muß, wie bereits früher ausgeführt, für Dampf- und

¹⁾ Bei Düsenregelung; bei der nicht dargestellten Drosselregelung ist die Zunahme bei sinkender Last wesentlich größer.

Verbrennungskraftmaschinen eine verschiedenen große Normalleistung gewählt werden, um gleiche Höchstleistung, also gleiche Kraftreserve, zur Verfügung zu haben. Da die Überlastbarkeit der Dampfmaschinen 30—40%, der Kompressor-Dieselmotoren 20% und der Gasmaschinen 10% der normalen Leistung beträgt, müssen für gleiche Kraftreserve die Normalleistungen bei den genannten Maschinen gewählt werden: Dampfmaschine : Dieselmotor : Sauggasanlage = 1:1,2:1,32 (z. B. 100 PS Dampf, 120 PS Diesel, 132 PS Sauggas, für kompressorlose Dieselmotoren etwa 110 PS).

Das verschiedenartige Verhalten der Gas- und Dampfmaschinen bei Teillasten gibt in großen Kraftwerken, in denen die Brennstoffkosten der Gasanlagen niedriger sind als die der Dampfmaschinen (wie meist der Fall, wenn keine Abwärmeverwertung möglich) und wo starke Belastungsschwankungen auftreten (Elektrizitätswerke, Walzwerke u. dgl.), Veranlassung zu gleichzeitiger Aufstellung von Gas- und Dampfmaschinen. Die Sauggasanlagen und die älteren Dieselmotoren werden dabei möglichst mit ständiger Vollast betrieben, also bei günstigstem Brennstoffverbrauch, während die schwankenden Belastungsspitzen von der weniger empfindlichen Dampfmaschine gedeckt werden. Bei den neueren Dieselmotoren wird umgekehrt aus den erwähnten Gründen die Dieselmotoren als Spitzenmaschine betrieben, während die Dampfmaschine die Grundlast deckt. Bei derartigen Kombinationen können die Auspuffgase der Verbrennungskraftmaschinen zur Speisewasservorwärmung der Dampfmaschine ausgenutzt werden.

Beispiel. Für eine Durchschnittslast von 75 PS sollen die Brennstoffkosten einer Lokomotive, einer Diesel- und einer Sauggasmaschine von je 100 PS Normalleistung bestimmt werden: Der auf die Höchstlast bezogene Belastungsgrad ist $\frac{75}{135} \cdot 100 = 55,5\%$ bei der Lokomotive, $\frac{75}{120} \cdot 100 = 62,5\%$ bei der Diesel- und $\frac{75}{110} \cdot 100 = 68\%$ bei der Sauggasanlage. Die Steigerung des normalen Verbrauches (vgl. Abb. 46 und 49 und Zahlentafel 26) kann nunmehr nach Abb. 50 und 51 bestimmt werden.

Gegenüber den in den Abb. 47 und 48 dargestellten, den Garantiezahlen entsprechenden Brennstoffkosten tritt außer durch die Schwankungen des Belastungsgrades eine weitere Steigerung der Brennstoffkosten im praktischen Dauerbetriebe auf, die durch Brennstoffverbräuche in den Pausen und vor Betriebsbeginn, durch unsachgemäße Kessel-, Generator- und Maschinenbedienung, Abschlack- und Durchfallverluste, schlechte Steuerungs-, Zündungs- und Gemischeinstellung, Verluste in Leitungen, Stopfbüchsen, schwankendes Vakuum, ferner durch den Verbrauch der Dampfspeisepumpen (vgl. S. 63) u. dgl. mehr begründet ist. Bei den Dampfmaschinen sind die Einflüsse der Bedienung sowie die Anheiz- und Abbrandverluste am größten, Sauggasanlagen

leiden am meisten unter Belastungsschwankungen, während Diesel- und Flüssigkeitsmotoren häufig nur geringe Steigerungen der Brennstoffziffern bei sachgemäßer Wartung aufzuweisen haben.

Die Gesamtheit dieser Einflüsse muß in den sogenannten Betriebszuschlägen zu den Garantiebrennstoffziffern Berücksichtigung finden, deren Bemessung natürlich der Art der täglichen Betriebsdauer und der Wartung angepaßt werden muß.

Nach zahlreichen übereinstimmenden Erhebungen, die indes durchweg in Elektrizitätswerken ermittelt wurden, also in Betrieben, denen intermittierende und namentlich in den Abendstunden stark gesteigerte Last (ungünstig für die Kesselanlagen [Abbrand in den Pausen, Forcierung], günstig für Verbrennungskraftmaschinen) eigentümlich ist, sind die aus der durchschnittlichen und der garantierten Brennstoffziffer errechneten Werte etwa zu erhöhen:

Bei Dampfanlagen um	25—40%,
bei Sauggasanlagen um	20—35%,
einschließlich Anheiz- und Abbrandverluste,	
bei Dieselmotoren um	0—5%,
bei Flüssigkeitsmotoren um . .	5—10%.

Die geringen Betriebszuschläge der Dieselmotoren verschaffen denselben einen weiteren wesentlichen Vorsprung in den Brennstoffkosten. Bei größeren gut betriebenen Dampfanlagen mit gleichbleibender Belastung (z. B. Spinnereien) können die Zuschläge bedeutend geringer als die vorstehenden Zahlen gehalten werden, namentlich durch dauernde Kohlen- und Wasserverbrauchskontrolle. Dagegen sind sie bei kurzer Betriebszeit und häufiger Betriebsunterbrechung zu erhöhen. Die Zuschläge verschieben immerhin das Bild der wirklichen Brennstoffkosten bei Normallast wesentlich zugunsten der Verbrennungskraftmaschinen.

Die Abb. 52 und 53 zeigen die Grenzen der Brennstoffkosten unter Berücksichtigung von 5% Zuschlag für Dieselmotoren und 25% für Sauggas- und Dampfanlagen. Bei billigen Brennstoffpreisen treten Heißdampfmaschinen und Sauggasanlagen in scharfen Wettbewerb. Die geringsten Brennstoffkosten (etwa 0,7 Pf./PSe-Std.) werden durch Braunkohlenbriketts-Sauggasanlagen erreicht; Lokomobilanlagen für mittlere Leistungen brauchen bei 20 Pf. Wärmepreis rund 1 Pf./PSe-Stunde, bei 40 Pf. Wärmepreis bis rund 2 Pf. für Brennstoff; mehrtausendpferdige Turbinenanlagen bedingen Brennstoffkosten zwischen 0,9 und 1,6 Pf./PSe-Std., Kolbenmaschinen gleicher Größe zwischen 1,1 und 2,1 Pf. Der Gasöl-Dieselmotor tritt in bezug auf Brennstoffkosten bei kleineren Leistungen mit der Heißdampflokobile in Wettbewerb, bei mittleren Leistungen unter 200 PS ist er noch den ortsfesten Heißdampfanlagen bei hohem Kohlenpreis überlegen, bei mittleren Kohlenpreisen etwa gleichwertig.

Eine weitere Verschiebung der in den Abb. 52 und 53 dargestellten Brennstoffkosten, die sich auf Betrieb mit dem günstigsten Brennstoffverbrauch beziehen, tritt natürlich noch ein, wenn Maschinen mit gleicher Höchstleistung zu vergleichen sind; dabei erhöhen sich die Brennstoffkosten der Sauggasanlagen und der Dieselmotoren dem Belastungsgrad in bezug auf Höchstleistung entsprechend (vgl. S. 142), und zwar wachsen die Brennstoffkosten der Sauggasmaschinen etwas stärker als die der Dieselmotoren.

Beispiel 1. Der höchste Kraftbedarf einer Fabrik beträgt 200 PS. Verglichen wird eine Dampfanlage von 145 PS, eine Dieselanlage von 160 PS und eine Sauggasanlage von 180 PS (der Kraftreserve entsprechend); die Durchschnittslast

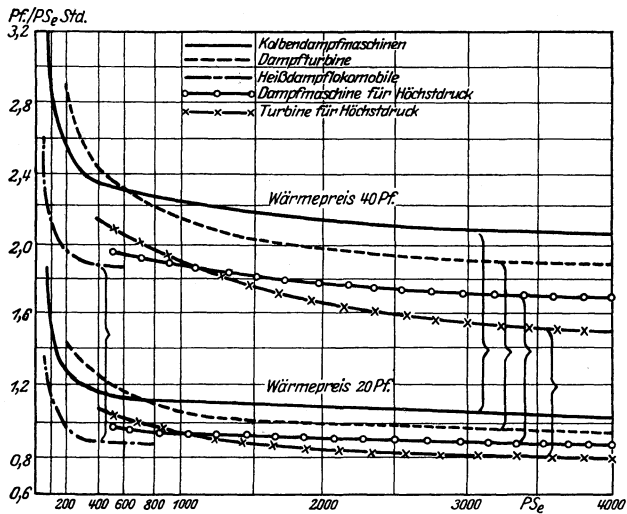


Abb. 52. Grenzen der Brennstoffkosten für Dampfanlagen (Betriebsziffern).

beträgt 145 PS. Die Dampfanlage arbeitet also mit ihrem günstigsten Verbrauch, die Dieselanlage braucht bei 0,72 Belastung etwa 4% mehr und die Sauggasanlage etwa 16% mehr (vgl. Abb. 51), als den Werten der Zahlentafel 26 entspricht; auf Normalleistung bezogen beträgt der durchschnittliche Belastungsgrad der Dampfanlage 1, der Dieselanlage 0,90, der Sauggasanlage 0,80.

Beispiel 2. Ein Textilbetrieb hat 2875 Arbeitsstunden bei 600 Lichtbrennstunden; die Durchschnittslast ohne Licht beträgt 160 PS, mit Licht 230 PS; gewählt soll werden ein 240 PS-Dieselmotor oder eine 260 PS-Sauggasanlage. Der Belastungsgrad in bezug auf Höchstleistung (Dieselmotor 288 PS; Sauggas 286 PS) beträgt:

	ohne Licht	mit Licht
Bei der Dieselanlage	55,6%	80,0%
„ „ Sauggasanlage	56,0%	80,5%

Der Brennstoffverbrauch in bezug auf Verbrauch bei Höchstlast B_h ergibt sich nach Abb. 51 bei 20% Zuschlag für Sauggasanlage und 5% Zuschlag für Dieselbetrieb:

Bei der Sauggasanlage: $(2275 \cdot 160 \cdot 1,32 B_h + 600 \cdot 230 \cdot 1,10 B_h) \cdot 1,20$.

Bei der Dieselanlage: $(2275 \cdot 160 \cdot 1,10 B_h + 600 \cdot 230 \cdot 1,025 B_h) \cdot 1,05$.

Bei Sauggas und Dieselmotoranlage ist B_h der günstigste Verbrauch, entsprechend den Werten der Abb. 51.

Die sämtlichen vorstehenden Zahlenangaben beziehen sich auf Kraftbetriebe ohne Abwärmeverwertung. Die Verwertung von Abwärme der Maschinenanlage vermindert die Brennstoffkosten der Kraft um den vollen Wert der nutzbar untergebrachten Abwärme. Kann z. B. vom Abdampf einer Dampfmaschine 30% vollwertig als Heizdampf (zum Ersatz einer sonst in der Kesselanlage mit Brennstoffaufwand zu erzeugenden Heizdampfmenge) verwendet werden, so ist dieser Betrag nicht mehr den Kraftkosten zur Last zu legen, da er ja in den Gesamtkosten eingespart wird. Die Brennstoffkosten der Kraft vermindern sich also gegenüber getrenntem Heizbetrieb um etwa 30%. Durch Abwärmeverwertung können demnach sehr geringe Kraftkosten erzielt werden, so daß in einem Betriebe mit gleichzeitigem Kraft- und Wärmebedarf meist das Kraftmaschinensystem das wirtschaftlichste ist, das die weitgehendste Abwärmeverwertung ermöglicht.

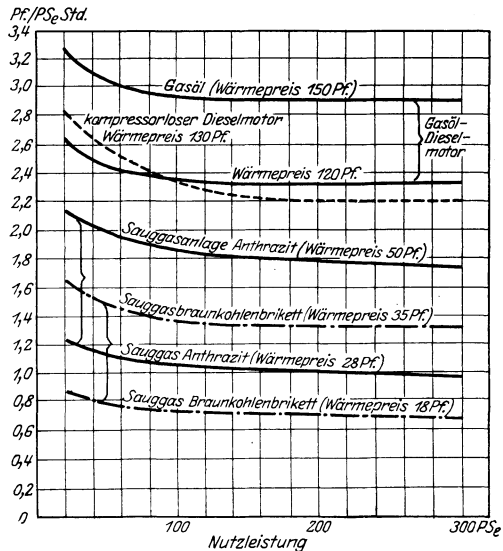


Abb. 53. Grenzen der Brennstoffkosten für Verbrennungskraftanlagen (Betriebsziffern).

Hierüber wird eingehend im Abschnitt 3 berichtet und im zweiten Bande dieses Buches.

Von den Kleinverbrennungskraftmaschinen, deren Brennstoffkosten aus den Zahlentafeln 17 und 18 ersichtlich sind, hat der Gasöldieselmotor den kleinsten Wärmeverbrauch, nur wenig größer als der Großdieselmotor, die Brennstoffkosten der Pferdekraftstunde ergeben sich trotz des hohen Gasölpreises schon bei fünfpferdigem Motor zu nur 3,5 bis rd. 5 Pf.¹⁾ Wesentlich höhere Kosten verursacht infolge des hohen Wärmepreises der Leuchtgasmotor (bei 12—15 Pf./cbm Gas 8,2—10 Pf. bei fünfpferdigem Motor), fast die gleichen Brennstoffkosten wie bei

¹⁾ Für Teerölbetrieb sind die zur Zeit verfügbaren Kleinmotoren noch nicht geeignet.

Zahlentafel 17. Benzol (9300 WE, 38—45 Mk.).

Höchste Dauerleistung PSe	Wärme- verbrauch WE/PSe/st.	Brennstoff- verbrauch kg/PSe/st.	Brennstoffkosten bei einem Wärmepreis von	
			410 Pf.	480 Pf.
2	3600	0,385	14,80	17,30
4	3200	0,345	13,15	15,40
6	2750	0,295	11,30	13,20
8	2650	0,285	10,90	12,70
10	2550	0,275	10,45	12,25
15	2450	0,265	10,05	11,75

Zahlentafel 18. Brennstoffverbrauch und Brennstoffkosten von Kleinmotoren (ohne Betriebszuschläge) bei Vollast.

Dauernde Nutzleistung P.S.	Wärme- verbrauch WE/PSe/st.	Brennstoff- verbrauch kg/PSe/st.	Brennstoffkosten bei einem Wärmepreis von	
			365 Pf.	410 Pf. pro PSe/st.
Benzin (10300 WE).				
1	4130	0,400	15,10	16,92
2	3710	0,360	13,53	15,20
3	3610	0,350	13,18	14,80
4	3200	0,310	11,68	13,11
5	3140	0,305	11,46	12,87
8	3040	0,295	11,10	12,46
10	2980	0,290	10,88	12,21
12	2940	0,285	10,73	12,04
15	2880	0,280	10,51	11,80

Leuchtgas (5000 WE).

		cbm 0°,760 mm	Wärmepreis	
			240 Pf.	340 Pf.
1	3750	0,750	9,00	12,72
2	3650	0,730	8,75	12,40
3	3450	0,690	8,28	11,72
4	3200	0,640	7,68	10,87
8	2800	0,560	6,73	9,53
10	2750	0,550	6,60	9,35
15	2600	0,520	6,24	8,84
20	2500	0,500	6,00	8,50
25	2500	0,500	6,00	8,50

Kleindieselmotor (Gasöl).

			Wärmepreis	
			140 Pf.	180 Pf.
5	2500	0,250	3,50	4,50
10	2400	0,240	3,36	4,32
15	2200	0,220	3,08	3,96
20	2000	0,200	2,80	3,60

diesem erwachsen auch beim Benzolmotor, ebenfalls infolge des hohen Wärmeprices. Der Benzinmotor, bei dem sowohl Wärmeverbrauch als auch Wärmepreis am höchsten sind, schneidet in bezug auf Brennstoff-

kosten für gewerbliche Betriebe am ungünstigsten ab. Die Benzinverbrauchsfiguren der Zahlentafel gelten nur für Erzeugnisse erster Maschinenfabriken; weniger sorgfältige Ausführungen weisen bis zu 25% höhere Verbräuche auf. Erginmotoren verbrauchen um etwa 10% geringere, Petroleummotoren um 12% größere Brennstoffmengen; die Brennstoffkosten der Erginmotoren sind bis zu 30% kleiner, die der Petroleummotoren etwa 10% höher als die angegebenen Kosten der Benzinmaschinen.

Sämtliche Kleinverbrennungskraftmaschinen müssen, da sie keine wesentliche Überlastbarkeit besitzen, meist unterbelastet arbeiten, wodurch sich die wirklichen Brennstoffkosten gegenüber den Werten der Zahlentafeln 17 und 18 wesentlich erhöhen.

Die Verbrauchssteigerung bei Unterlastung entspricht bei größeren Motoren der mittleren Kurve der Abb. 51, bei kleinen Motoren etwa der oberen Kurve.

Ein fünfpferdiger Benzinmotor, der mit durchschnittlich 2 PS läuft, braucht also z. B. statt 320 g für die PSe-Std. rund 60% mehr, also 415 g/PSe-Std. Als Betriebszuschlag genügt für unvollkommene Verbrennung u. dgl. ein Betrag von 5—10% der angegebenen Versuchsverbräuche.

V. Anlagekosten.

A. Dampfanlagen.

Die Anlagekosten von Dampfkraftanlagen sind bei der großen Anzahl der Einzelteile, die je nach den örtlichen Verhältnissen und den verfügbaren Brennstoffen verschieden gewählt werden müssen, kaum allgemein angebbar; dazu kommt, daß Dampfmaschinen, Dampfkessel, sowie Ekonomiser, Vorwärmer, ferner die zahlreichen Armaturen von kleinen und großen Maschinenfabriken hergestellt werden, die sich je nach Konjunktur, Ruf und Güte der Werkstattarbeit um erhebliche Prozentsätze in der Preisstellung unterscheiden können. Im nachstehenden sind, nicht als Ersatz für die bei gründlicheren Wirtschaftlichkeitsberechnungen immer erforderliche Einholung von Angeboten, sondern als allgemeine Unterlagen für erste Schätzungen über die Wirtschaftlichkeit von Abänderungen, Preise erster Maschinenbauanstalten für das Jahr 1926 zugrunde gelegt. Unter Umständen können diese Preise aber wesentlichen Veränderungen nach oben und unten je nach Konjunktur und den Anforderungen an die Ausführung unterliegen. Für erste Wirtschaftlichkeitsschätzungen kann ferner als Anhalt dienen, daß die Durchschnittspreise der Fabrikate der Maschinenbauanstalten von 1913, wie sie auch in der Vorkriegsliteratur zu finden sind, etwa 50—60% unter den zur Zeit geltenden Preisen lagen.

Die Abb. 54 gibt Durchschnittspreise für Ein- und Zweiflammrohrkessel einschließlich Armaturen, mit und ohne Einbau von Überhitzer sowie Planrost für die bisher gebräuchlichen Drücke von 12 atü Flammrohrkessel, die bis etwa 20 atü erbaut werden (für höhere Drücke mit Rücksicht auf schnell anwachsende Blechstärke zu teuer); sie erfahren für je 1 Atm höheren oder geringeren Konzessionsdruck gegenüber 12 Atm eine Preisänderung um rund 2%. Abb. 55 gibt Preisunterlagen für Zweiflammrohr-Doppelkessel, Abb. 56 für Wasserrohrkessel mit Überhitzer

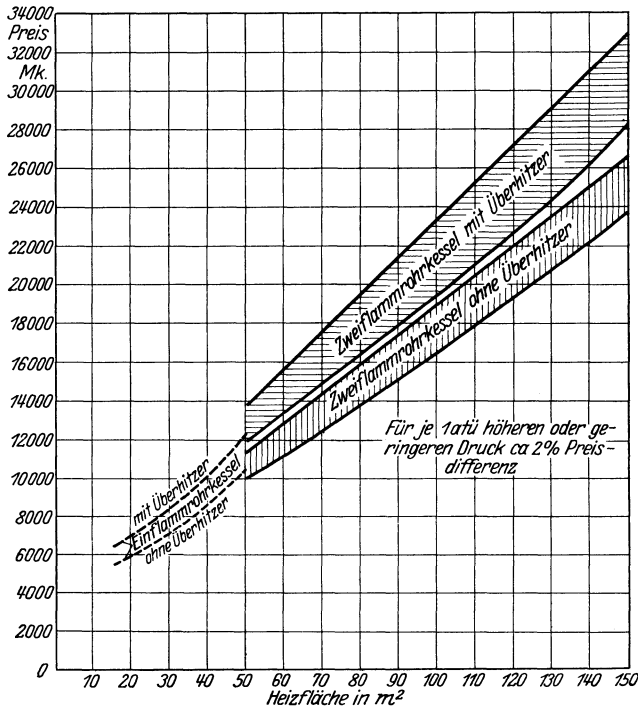


Abb. 54. Anlagekosten von Ein- und Zweiflammrohrkesseln einschl. Armaturen und Einmauerung für 12 atü 350° C.

von 20 atü, wobei ebenfalls für je 1 atü mehr oder weniger rund 2% Preisunterschied gilt, Abb. 57 Preise für Steilrohrkessel von 15 atü mit verschiedenem Zubehör sowie für Wanderroste einschließlich Montage, Abb. 58 u. 59 dieselben Verhältnisse für Steilrohrkessel von 25 und 35 atü, Abb. 60 Preise für Hochdruckkessel von 40—45 atü für 425° Überhitzung. Aus der Abbildung geht auch der erhebliche Preisunterschied für geschweißte oder nahtlos geschmiedete Trommeln hervor, der sich beispielsweise für einen 1000 qm Kessel von 40 atü auf rund Mk. 60 000 = rund $\frac{1}{3}$ des Gesamtpreises mit geschweißten Trommeln ergibt. Abb. 61 zeigt schließlich die Preise von Sektional-Wasserrohrkesseln mit

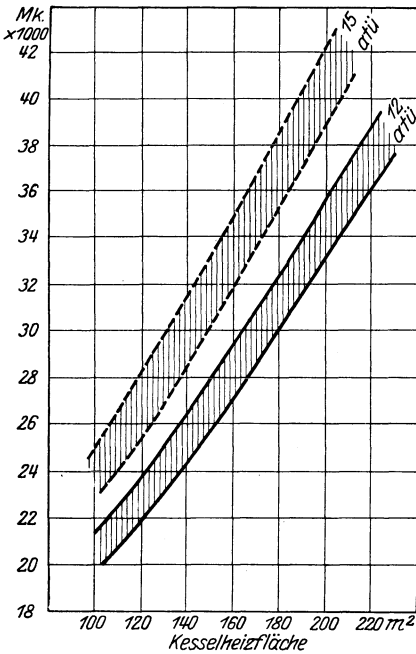


Abb. 55. Preise von Zweiflammrohr-Doppelkesseln einschl. feiner und grober Armatur, Planrost-Innenfeuerung und Mauerwerksverankerung (ohne Überhitzer).

Überhitzern, Wanderrostfeuerung, Speisewasservorwärmung und sämtlichem Zubehör innerhalb des Kesselhauses für Drücke von 15—35 atü.

Es sei ausdrücklich darauf

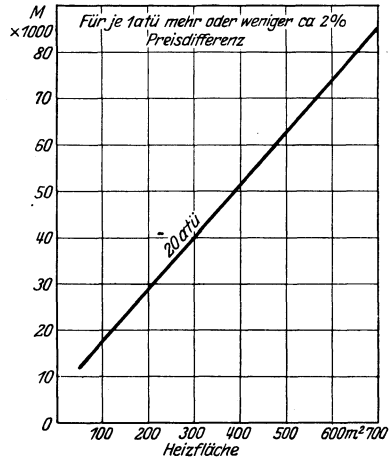
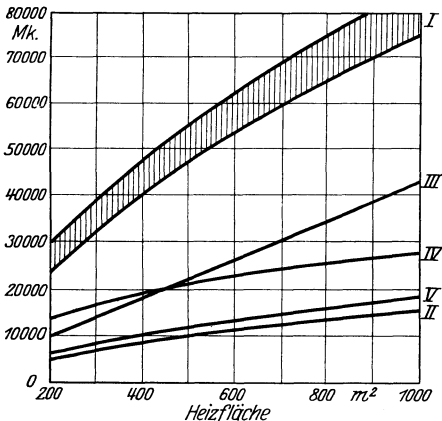


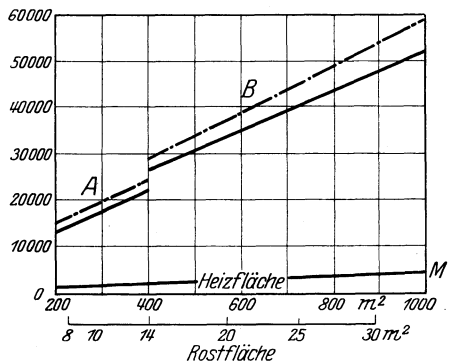
Abb. 56. Preise von Wasserrohrkesseln mit Überhitzer ohne Feuerung und Einmauerung.

hingewiesen, daß sich der Bau von Höchstdruckkesseln noch in einer nicht abgeschlossenen Entwicklung befindet, so daß auch in der Preisbildung noch entsprechende Veränderungen erwartet werden



a) Anlagekosten für Steilrohrkessel von 15 atü.

Abb. 57a. *I* Kessel ohne Überhitzer einschließlich grober und feiner Armatur, *II* Überhitzer für 350° C, *III* Glattröhrekonomiser, *IV* Einmauerung ab Heizerstand ohne Fundamente, *V* Montagekosten für *I*—*III*. Abb. 57b. *A* einfache Roste, *B* Doppelroste, *M* Montagekosten. — Wanderroste ohne Unterwind, - - - Wanderroste mit Unterwind.



b) Anlagekosten zugehöriger Wanderrost.

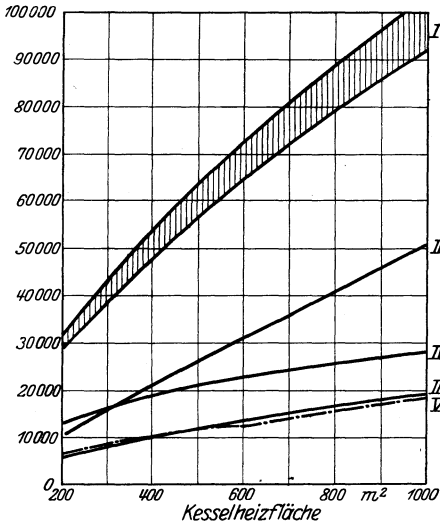


Abb. 58. Anlagekosten für Steilrohrkessel von 25 atü Betriebsdruck.

I Kessel ohne Überhitzer einschließlich grober und feiner Armatur, *II* Überhitzer für 400° C, *III* Glattrohrekonsumiser, *IV* Einmauerung ab Heizerstand ohne Fundamente, *V* Montagekosten für *I* - *III*.

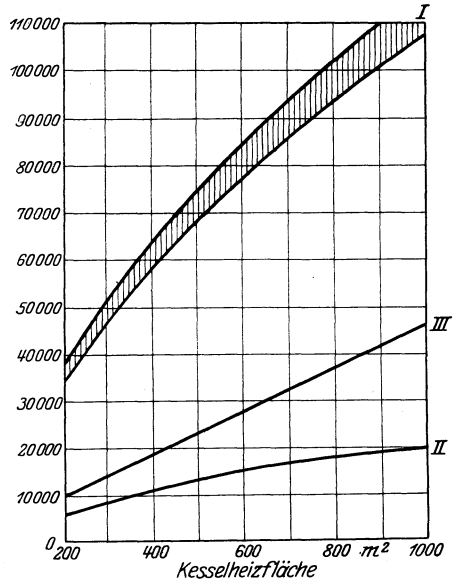
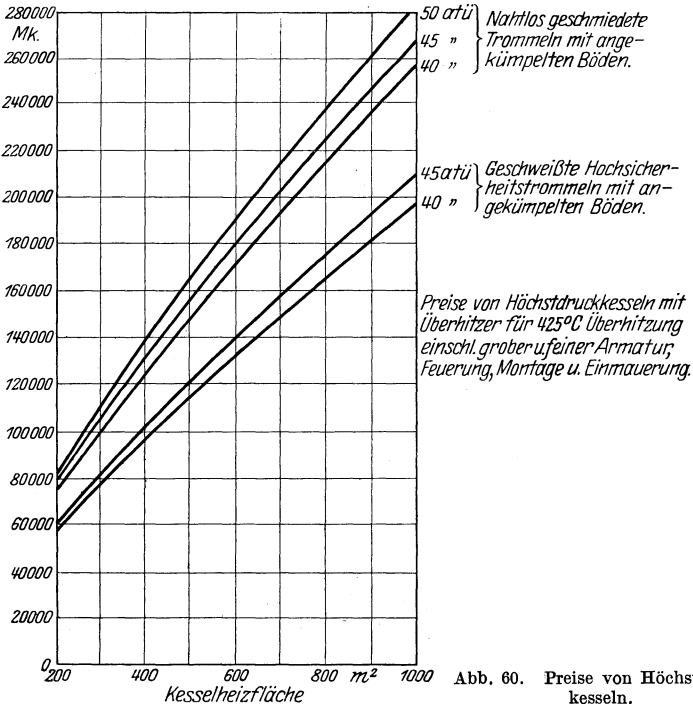


Abb. 59. Anlagekosten für Steilrohrkessel von 35 atü Betriebsdruck.

I Kessel ohne Überhitzer einschließlich grober und feiner Armatur, *II* Überhitzer für 420° C, *III* Rippenrohrekonsumiser. Kosten der Einmauerung und der Montage wie in Abb. 58.



50 atü } Nahtlos geschmiedete
45 " } Trommeln mit ange-
40 " } kumpelten Böden.

45 atü } Geschweißte Hochsicher-
40 " } heitstrommeln mit an-
gekumpelten Böden.

Preise von Höchstdruckkesseln mit Überhitzer für 425° C Überhitzung einschl. grober u. feiner Armatur, Feuerung, Montage u. Einmauerung.

Abb. 60. Preise von Höchstdruckkesseln.

können. Die Abb. 62 bis 69 geben noch Unterlagen über die Preisbildung der Kesseleinmauerung, der Speisepumpen, Wasserreiner, Überhitzer für verschiedene Temperaturen, Wanderoste und Halbgasfeuerungen, Selbstbeschicker, Schornsteine und deren erforderliche Abmessungen für verschiedene Dampfleistungen mit und ohne Ekonomiser in ungefähren Werten.

Zur Veranschaulichung über den Anteil, den die eigentlichen Kessel und die verschiedenen Zubehörteile an den Gesamtkosten des fertig eingerichteten zeitgemäßen Kesselhauses bei Höchstdruckanlagen verursachen, ist in der Zahlentafel 19 eine im Jahre 1926 aufgestellte vergleichende Kostenberechnung enthalten für ein Kessel-

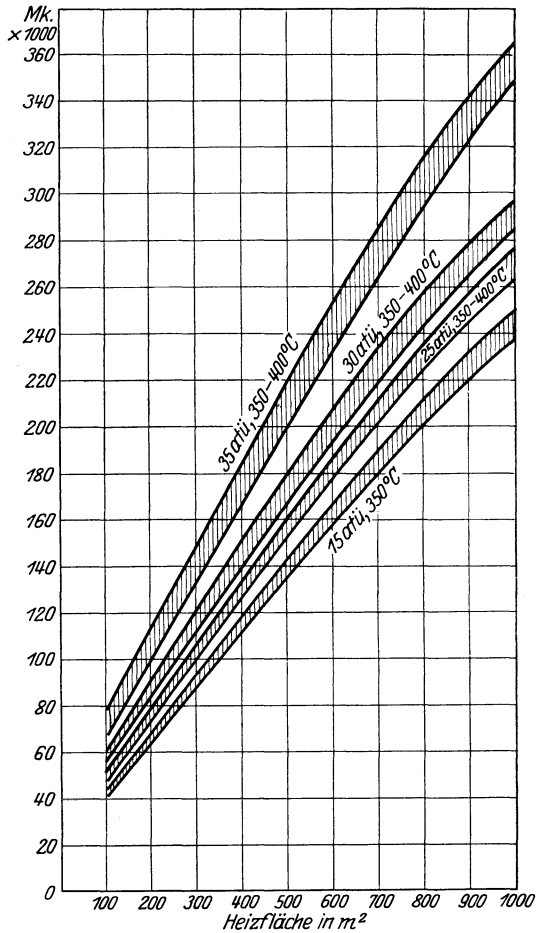


Abb. 61. Preise von Sektional-Wasserrohrkesseln mit Überhitzer, Wanderrost, Speisewasservorwärmer, Einmauerung, Speisevorrichtungen, Rohrleitungen innerhalb des Kesselhauses.

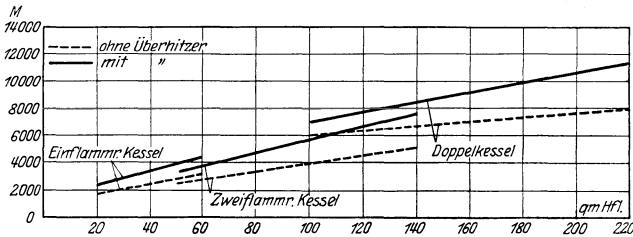
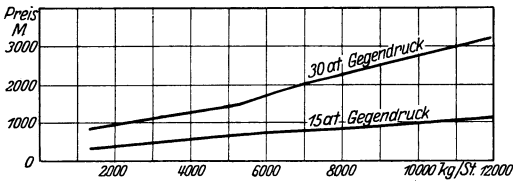


Abb. 62. Preise der Kesseleinmauerung für Planrostfeuerung.

haus von 2000 qm Heizfläche bei vier Kesseln für einen Betriebsdruck von 20, 25 und 30 atü. Es ist daraus ersichtlich, daß der erhebliche

Zahlentafel 19. Gesamtkosten einer vollständigen Kesselanlage bei 20, 25 und 30 atü.

	20 Atm.	25 Atm.	30 Atm.
4 Kessel 500 qm mit Überhitzer für 350—400° C	268 000	288 000	307 200
4 Wanderroste je 18 qm Rostfläche	120 000	120 000	120 000
4 Heißdampfregler	19 000	19 000	19 000
4 Economiser je 300 qm Heizfläche	92 000	92 000	100 000
Rauchklappen zum Economiser	4 000	4 000	4 000
Eisenteile und Geländer zum Economiser . .	4 000	4 000	4 000
Aschenverschlüsse	6 000	6 000	6 000
Rußbläser für die Kessel	19 000	21 000	21 000
Meßapparate	6 000	6 000	6 000
Rohrleitung inkl. Pumpen, Wasserreiniger . .	58 000	58 000	65 000
Kesselhaus mit Fundament und Bunker . . .	145 000	145 000	145 000
Bunkerausläufe	5 000	5 000	5 000
Einmauerung der Kessel und Economiser . .	76 000	76 000	76 000
Komplette Montage	75 000	75 000	75 000
insgesamt Mk.	898 000	919 000	953 000
= je qm Kesselheizfläche Mk.	449	460	477
Mehrpriß für höheren Druck in %		2,5%	6,2%



Dampferzeugung der zugehörigen Kesselanlage bei normaler Belastung.

Abb. 63. Kosten von Duplex-Dampfseispumpen.

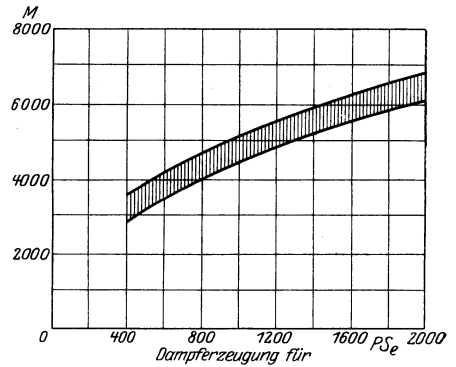


Abb. 64. Anlagekosten von Wasserreinigern.

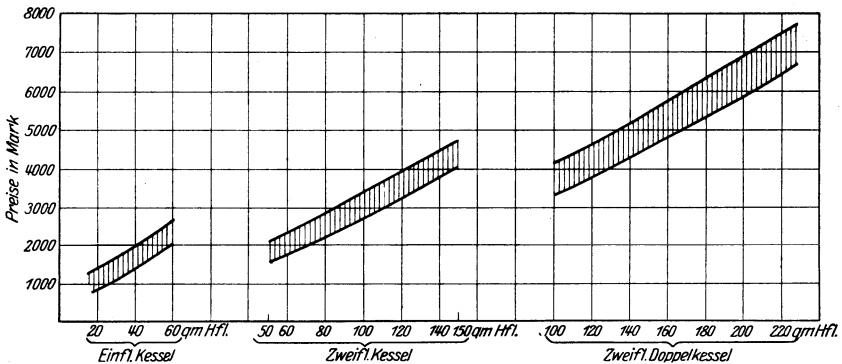


Abb. 65. Preise für Dampfüberhitzer von 330°—350° C.

Preisunterschied, den die Druckerhöhung der Kessel für diese selbst mit sich bringt, in den Gesamtanlagekosten prozentual eine viel geringere Rolle spielt, da der Preis der Zubehöerteile unabhängig vom Druck im großen ganzen etwa der gleiche ist. Es ergibt sich in dem be-

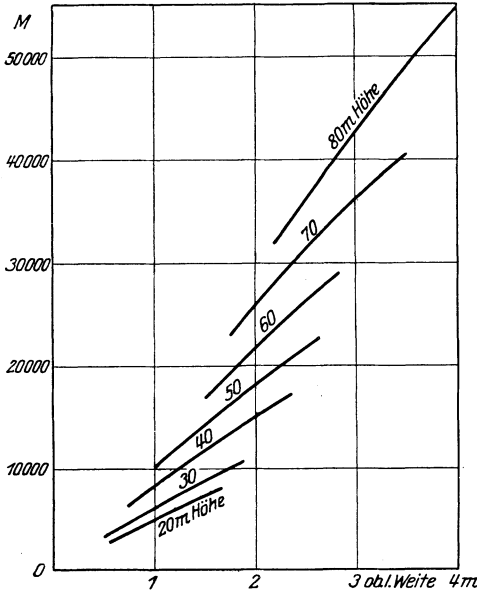


Abb. 66. Kosten von Schornsteinen mit normalem Fundament.

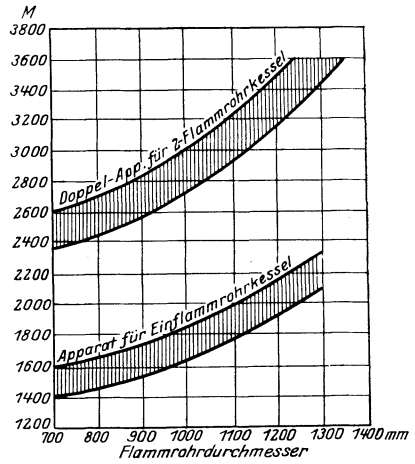


Abb. 68. Preise von Wurfbeschießern einschließlich Flammrohrverlängerung.

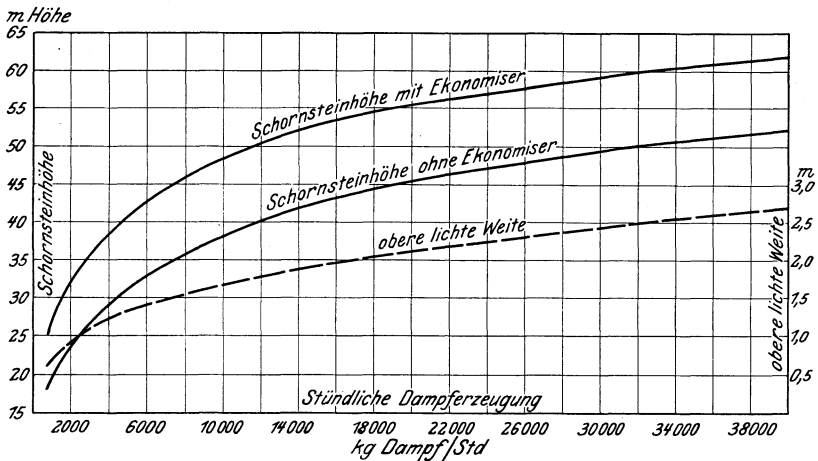


Abb. 67. Mindestabmessungen für Schornsteine.

trachteten Falle ein Preis für die Gesamtanlage je Quadratmeter Kesselheizfläche von Mk. 449.— bei 20 atü, Mk. 460.— bei 25 atü und Mk. 477.— bei 30 atü (während die Kessel für 30 atü rund 14% teurer

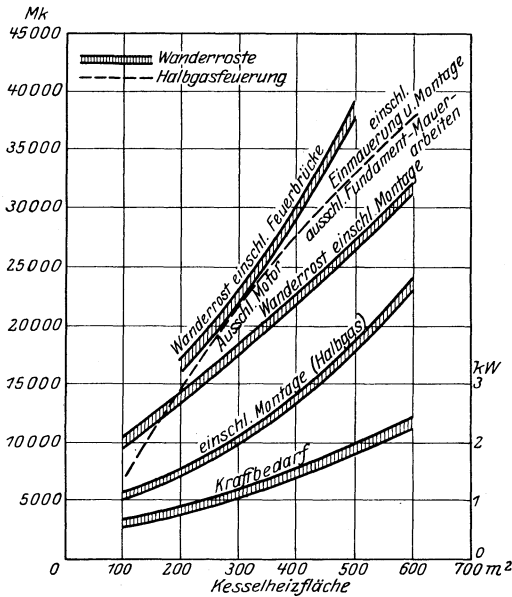


Abb. 69. Preise von Wanderrösten und Halbgasfeuerungen.

sind als die für 20 atü, liegen die Gesamtanlagekosten für 30 atü nur rund 6% höher).

Die Kosten von Kolbendampfmaschinen sind überschlägig aus den Abb. 70 (für Auspuffdampfmaschinen) und 71 (für Heißdampfverbundmaschinen nebst getrennter Angabe der ungefähren Kosten für Rohrleitungen und Montage) ersichtlich. Der hohe Anteil der Fundamente und isolierten Rohrleitungen an den Gesamtkosten, der häufig unterschätzt

Zahlentafel 20. Beispiel für die Kosten von Gegendruck-Kolbenmaschinen bei verschiedenen Gegendrücken.

Normalleistung	PSe	600	600	900
Anfangsspannung	atü	18	18	20
Eintrittstemperatur	°C	350	300	300
Gegendruck	atü	0,3	3,5	5,5
Zylinderdurchmesser	mm	2×375 ¹⁾	525	600
Umdrehungen pro Minute		167	167	150
Thermodynamischer Wirkungsgrad	%	81	86,3	79–83
Preis der Dampfmaschine mit Zubehör	etwa Mk.	55000 ¹⁾	38000	56000

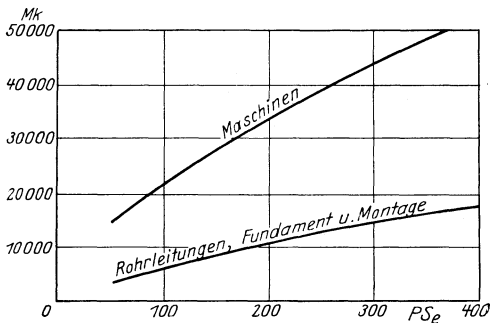


Abb. 70. Anlagekosten von Einzylinder-Auspuffmaschinen. 12 atü. (Ventilsteuerung gute Ausführung.)

wird und bis über 25% der Maschinenkosten beträgt, ist besonders zu beachten. Das gleiche gilt bei Dampfturbinenprojekten, für die die gesamten umfangreichen Rohrleitungen und Armaturen der Kondensationsanlage einschließlich Luftfilter und Kühlwasserversorgung im Voranschlag auf-

¹⁾ Zwillingmaschine.

zunehmen sind, da sich andernfalls erhebliche Nachforderungen für notwendige aber nicht angebotene Teile ergeben, und eine vergleichende Betriebskostenberechnung auf Grund der unvollkommenen Kostenschätzung

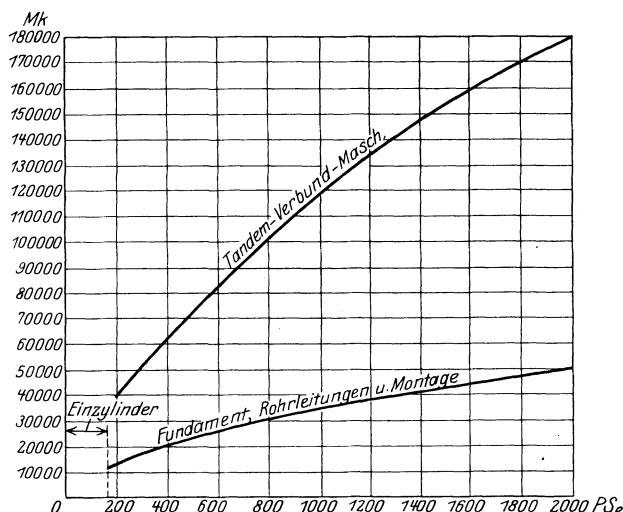


Abb. 71. Anlagekosten von Heißdampf-Kondensations-Ventilmaschinen.

irrige Ergebnisse zeitigen kann.

Für Gegendruckkolbenmaschinen für verschiedene Anfangs- und Gegendrucke können allgemein gültige Preisunterlagen kaum gegeben werden. Die Zahlentafel 20 enthält ein Berechnungsbeispiel für Gegendruckkolbenmaschinen bei verschiedenen Gegendrücken. Die Maschinenanlage verbilligt sich im allgemeinen mit der Erhöhung des Anfangs- und Gegendruckes, während die Kesselanlage mit der Sen-

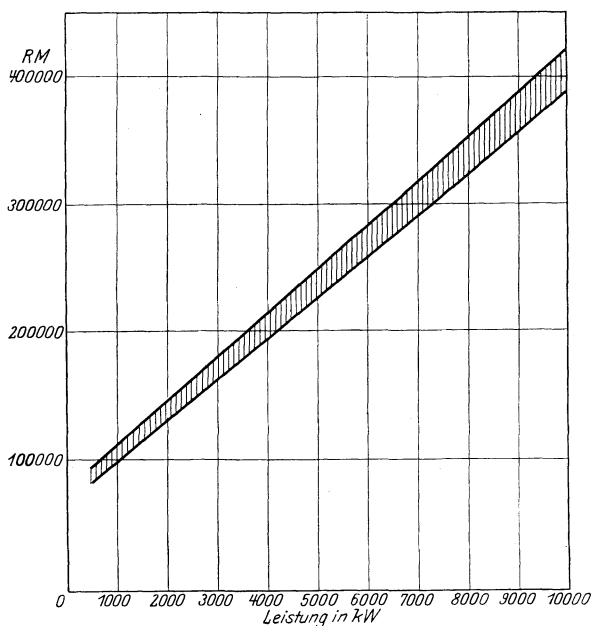


Abb. 72. Eingehäusige Kondensations-Turbodynamos für Admissionsdrücke von 13–17 atü, 350° C. Kühlwasserverhältnisse: 15° C, 60 fach. (Ab Werk einschl. Generator und Kondensation.) Mehrpreis für höhere Drücke bis 35 atü nicht wesentlich.

kung des Gegendruckes wegen der erforderlichen kleineren Dampfmengen für die gleiche Krafterausbeute sich billiger gestaltet.

Stehende Maschinen, die 10—20% billiger sind, haben den Nachteil

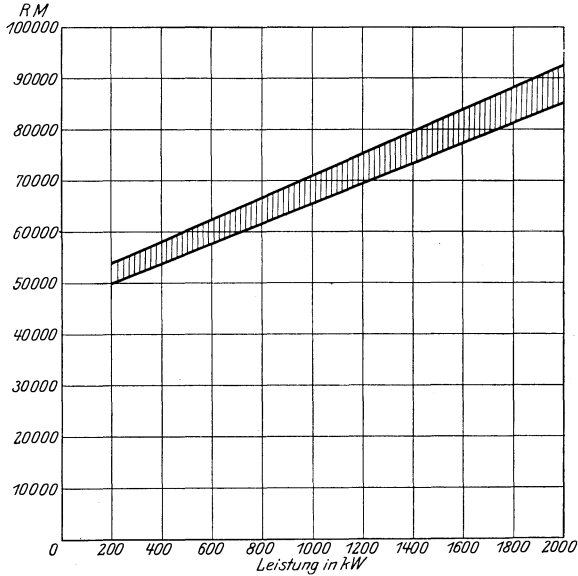


Abb. 73. Eingehäusige Gegendruck-Turbodynamos für Admissionsdrücke von 13–17 atü und 350° Überhitzung. (Ab Werk einschl. Generator.) Mehrpreis für höhere Drücke bis 35 atü nicht wesentlich.

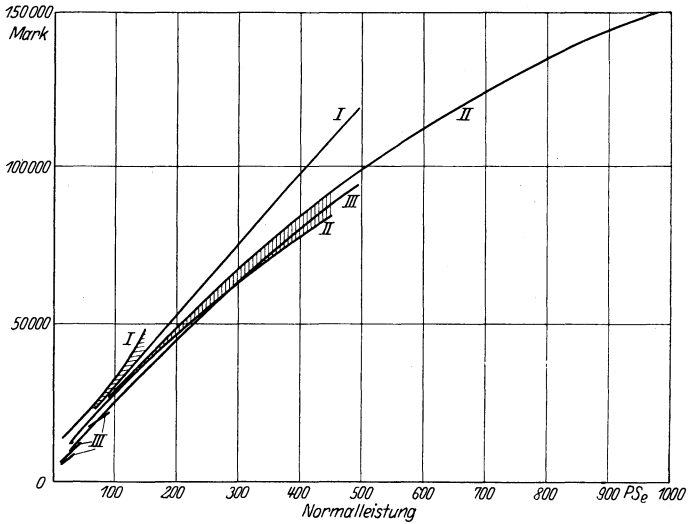


Abb. 75. Anlagekosten. Lokomobile ohne Fundament und Montage. I Heißdampf-Verbund-Auspuff. II Heißdampf-Verbund-Kondensation. III Heißdampf- und Sattdampf-Einzylinder-Auspuff.

hohen Ölverbrauches und erschwerter Zugänglichkeit, sollten daher nur bei sehr beschränkten Platzverhältnissen in Anwendung kommen.

Die Abb. 72 und 73 enthalten ungefähre Kosten von Kondensations- und Gegendruckturbodynamos.

Die Gegendruckturbinen werden infolge des Fortfalles der Kondensation und der einfachen Bauart insbesondere für die älteren Modelle mit geringem Wirkungsgrad, also höheren Dampfverbrauch, wesentlich billiger als gleichstarke Kondensationsturbinen, so daß die Gegendruckturbodynomo eine verhältnismäßig billige Kraftmaschine darstellt. Die in den Abb. 72 und 73 enthaltenen Anlagekosten enthalten bereits den Elektrogenerator; wesentliche Preisunterschiede ergeben sich natürlich je nach der Umdrehungszahl und der Höhe der Spannung des elektrischen Teiles.

Die ungefähren Kosten ganzer Dampfanlagen bei Verwendung von Auspuff- und Verbundkolbenmaschinen gehen aus der Abb. 74 als roher Anhalt für erste Vergleiche hervor.

Wesentlich sicherer ist die Preisbeurteilung bei den als einheitliche Konstruktionen durchgebildeten Lokomobilanlagen, für die die Ab. 75 gute Durchschnittswerte erster Maschinenbauanstalten veranschaulicht (vgl. auch Abb. 108, S. 261 über die Betriebskosten von Lokomobilen, die den Anteil der Kapitalkosten für die verschiedenen Typen enthalten).

B. Verbrennungskraftmaschinen.

Die Abb. 76 enthält mittlere Preise von Sauggasgeneratoren und Motoren; für elektrischen Betrieb (schwereres Schwungrad) erhöhen sich die Motorpreise um etwa 10%. Die Gesteungskosten und Größe der für

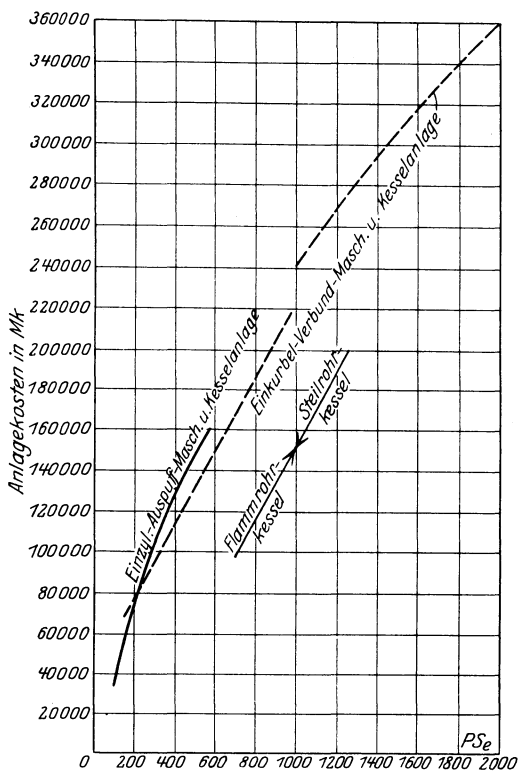


Abb. 74. Ungefährige Kosten ganzer Dampfanlagen.

Zahlentafel 21. Anlagekosten von Gaserzeugeranlagen.

	Für Anthrazit, Koks und Holzkohle					Für sämtliche Brennstoffe						
	25	100	180	340	500	660	775	1050	1400	1850	2400	3100
Höchste Gaserzeugung cbm/st . .	25	100	180	340	500	660	775	1050	1400	1850	2400	3100
Ausreichend f. eine Motordauerleistung . . . PS	10	40	80	150	220	290	375	500	675	900	1200	1500
Preis Mk.	800	1500	1700	2700	3700	18000	21000	23000	28000	32000	39000	46000

Im Preise sind enthalten: Vollständiger Gaserzeuger mit Ausmauerung, Ausgleichgefäß, Überlauf, Dampf- und Luftleitung, Umschaltvorrichtung zum Anblasen, Stochwerkzeuge, Verbindungsleitung zum Naßreiniger, Naßreiniger ohne Füllung, Gebläse zum Anblasen, Druckmesser.

Die Gaserzeuger von 290 PS-Dauerleistung ab sind zur Verarbeitung sämtlicher Brennstoffe mit einem Drehrost ausgerüstet und stellen sich daher wesentlich teurer.

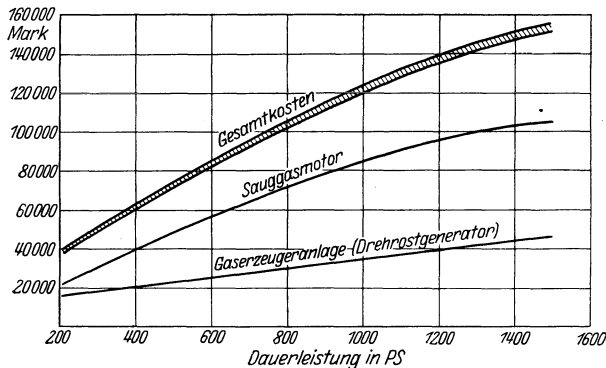


Abb. 76. Anlagekosten von Sauggasanlagen für sämtliche Brennstoffe für eine Dauerleistung von 200—1600 PS.

Zahlentafel 22. Betriebs- und Anlagekosten für liegende kompressorlose Dieselmotoren von 8—75 PS.

Dauerleistung bis 10% überlastbar PS	8	15	25	35	50	75	
Umdrehungen in der Minute um 5% verstellbar	600	450	350	300	250	215	
Brennstoffverbrauch, bezogen auf Brennstoff von 10000 WE/kg, für Gewähr 10% Spielraum g/PSe-std	225	220	200	200	190	185	
Schmierölverbrauch bei Vollast unter Reinigung und Wiederverwendung g/PSe-std	5	5	5	2,5	2,2	2	
Kühlwasser- ver- brauch bei	Durchflußkühlung 1/PSe-std	12	20	20	15	15	
	Kühlgefäßkühlung 1/PSe-std	sehr gering					
	Verdampfungskühlung 1/PSe-std	—	1-1/2	—	1,5	—	—
Preis Mk.	1700	2600	4300	6000	8500	13 000	

denen auch Einzelheiten über den Brennstoff-, Schmieröl- und Kühlwasserverbrauch bei Voll- und Teillasten aufgenommen sind.

Die Abb. 77 veranschaulicht die Kosten von Dieselmotoren mit Kompressor der bisher gebräuchlichen Bauarten einschl. Fundament und Montage.

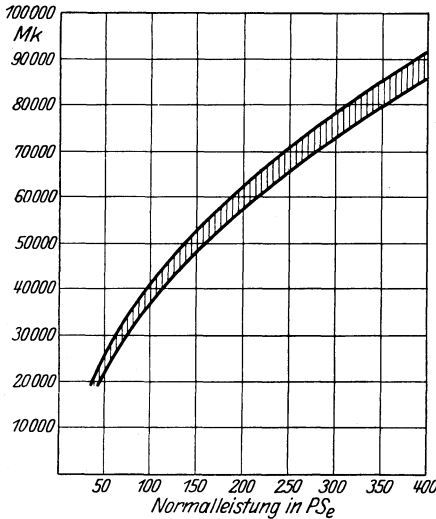


Abb. 77. Anlagekosten von Kompressor Dieselmotoren.

Dieentsprechenden Angaben für Sauggasmotoren sind in der Zahlentafel 24 für Leistungen von 60—700 PS enthalten.

Stehende Kleindieselmotoren (ohne Brennstofflagerung) ohne Kompressor sind in der Zahlentafel 25, Verbrennungsmaschinen für Benzin, Benzol usw. von 15 bis 65 PS in der Zahlentafel 26 und Kleinmotoren von 2—12 PS in der Zahlentafel 27 behandelt. Die Zahlentafeln geben einen guten Überblick über alle für die Betriebskostenberechnung in Frage kommenden Einzel-

Zahlentafel 24. Verbrauchsziffern für Sauggasmotoren für Leistungen von 60—700 PS.

Dauerleistung PS	60	100	200	300	400	580	700
Umdrehungen in der Minute	215	190	190	180	190	180	170
Brennstoffverbrauch	Anthrazit g/PSe-st						
	400	380	380	380	380	380	380
	Braunkohle und Brikett g/PSe-st						
Schmierölverbrauch	660	640	—	—	—	—	—
	g/PSe-st rund						
Preis Mk.	2	2	2	2	2	2	2
	9000	18000	22000	28000	40000	52000	64000

Zahlentafel 25. Betriebs- und Anlagekosten für stehende kompressorlose Klein-Dieselmotoren (Zweitakt) 6—50 PS.

Dauerleistung bis 10% überlastbar PS	6	12	20	25	50
Umdrehungen in der Minute	550	550	450	430	430
Brennstoffverbrauch) Vollast g/PSe-st	250	250	200	190	190
bezogen auf	3/4 " " "				
Brennstoff von	265	265	215	200	200
10000 WE/kg	1/2 " " "				
	310	310	255	225	225
	1/4 " " "				
	450	450	385	330	330
Schmierölverbrauch bei Vollast unter Reinigung und Wiederverwendung	g/PSe-st				
	11	11	10	8	8
Kühlwasserverbrauch	1/PS-st				
Preis Mk.	20—25	20—25	20—25	15—20	15—20
Preis pro PSe Mk.	1400	2500	4000	3500	6500
	235	210	200	140	130

Zahlentafel 26. Betriebs- und Anlagekosten für Verbrennungskraftmaschinen, Leistungen von 15—65 PS.

Dauerleistung bis 10% überlastbar bei	Benzin. PS Benzol, Spiritus, Leuchtgas. PS Sauggas PS	18	28	30	38	45	54
		20	30	40	50	57	65
Umdrehungen in der Minute ± 5% verstellbar.	Benzin v. 10 000 WE/kg Benzol v. 10 000 " Spiritus v. 6000 " Anthrazit v. 8000 " Koks, Holzkohle v. 7000 WE/kg Braunkohle, Brikkett v. 5000 WE/kg Leuchtgas v. 5000 WE/obm	450	350	235	260	200	215
		280	270	315	315	315	315
Brennstoffverbrauch bei Vollast in g/- bzw. l/PS-std f. Gewähr 10% Spielraum	Benzin v. 10 000 WE/kg Benzol v. 10 000 " Spiritus v. 6000 " Anthrazit v. 8000 " Koks, Holzkohle v. 7000 WE/kg Braunkohle, Brikkett v. 5000 WE/kg Leuchtgas v. 5000 WE/obm	240	230	250	250	250	250
		390	380	390	380	380	380
Schmierölverbrauch bei Vollast unter Reinigung und Wiederverwendung	Durchflußkühlung g/PSe-std Sauggas l/PSe-std Verdampfungskühlung l/PSe-std Kühlgefäßkühlung l/PSe-std	5	5	5	5	5	5
		20	20	20	20	20	20
Kühlwasserverbrauch bei	Sauggas Verdampfungskühlung Kühlgefäßkühlung	f. d. Motor 25, f. d. Gaserz. 15					
		1 1/2 — 2 1 1/2					
		2400	4000	6000	8000	9000	9000
		sehr gering					
		Preis Mk.					

Zahlentafel 27. Anlagekosten für Kleinmotoren liegender Bauart von 2—12 PS.

Dauerleistung bis 10% überlastbar bei	Benzol, Spiritus, Leuchtgas Benzin Petroleum Sauggas	2,5	3	5	6	8	8,5	10	12	
		2,5	3	5	6	6	7	7	8	10
Umdrehungen in der Minute	Benzin v. 10000 WE/kg Benzin v. 10000 WE/kg Spiritus v. 6000 WE/kg Petroleum v. 10000 WE/kg Anthrazit, Sauggas v. 8000 WE/kg Koks, Holzlk. " 7000 WE/kg Leuchtgas v. 5000 WE/obm	2,5	2,5	4,5	5,5	5,5	5,5	6	7	9
		—	—	—	—	—	—	—	—	—
Brennstoffverbrauch bei Vollast in g/- bzw. l/PSe-std; für Gewähr 10% Spielraum	Benzin v. 10000 WE/kg Benzin v. 10000 WE/kg Spiritus v. 6000 WE/kg Petroleum v. 10000 WE/kg Anthrazit, Sauggas v. 8000 WE/kg Koks, Holzlk. " 7000 WE/kg Leuchtgas v. 5000 WE/obm	600	750	600	700	550	600	600	420	500
		340	320	300	290	270	270	270	310	310
		340	310	310	310	310	310	390	390	
		460	450	420	400	390	370	370	370	
		450	410	395	370	370	370	480	480	
		—	—	—	—	—	—	560	560	
		700	700	675	675	540	540	530	530	
		900	1000	1000	1000	1200	1200	1500	1500	
		Preis Mk.								

Zahlentafel 28.

Anlagekosten Zweitakt-Großdieselmotoren.	Leistung PSe	Tourenzahl	Preis Mk.
	1800	167	280000
	2200	150	350000
	3000	167	440000
	3700	107	560000
	6000	125	840000
	9600	107	1200000
	14400	107	1600000

heiten der Verbrennungskraftmaschinen. Zu beachten ist, daß die Frachtkosten sämtlicher größeren Verbrennungskraftmaschinen infolge der großen Gewichte höher sind als bei Dampfmaschinen. Die Zahlentafel 28 enthält Durchschnittskosten zeitgemäßer, kompressorloser, doppeltwirkender Zweitakt-Großdieselmotoren.

C. Platzbedarf und Kosten der Maschinenhäuser.

Für die Kosten von Maschinen- und Kesselhäusern können die nachfolgenden Durchschnittssätze für Fabrikgebäude einschließlich Aushub in die Betriebskostenberechnung eingesetzt werden:

Zahlentafel 29. Preise 1914, Überteuierungsziffer 1926 etwa 60—70%.

	Für 1 qm be- baute Fläche Mk.	Für 1 cbm um- bauten Raum Mk.
a) Zwischendecken und Stützen in Holzausführung:		
1. Kellergeschoß	30	8
2. Erdgeschoß	30	8
3. Dachgeschoß	30	8
4. weitere Zwischengeschosse je . .	2	0,5
b) mit Eisenträgern und Eisenstützen:		
1. Kellergeschoß	30	9
2. Erdgeschoß	35	9
3. Dachgeschoß	30	9
4. weitere Zwischengeschosse je . .	2	0,5
c) Shedbauten mit Eisenstützen:		
bei Holzdach	35	5
bei Eisendach	40	7

Die Kosten der für die Montage und Reinigung größerer Maschinensätze erforderlichen Laufkrane, sowie besondere Ausstattungskosten (Boden- und Wandplatten, Ventilation u. dgl.) sind besonders zu veranschlagen. Mit Rücksicht auf den Grunderwerb, der in den Preisen der Zahlentafel nicht inbegriffen ist (namentlich in Städten ausschlaggebend) und die genannten Ausstattungskosten wird meist in Voranschlägen mit einem Gesamtpreis von 90—120 Mk./qm Grundfläche (reichlicher Preis) gerechnet.

Der ungefähre Platzbedarf für Dampfmaschinen, Dampfturbinen, Sauggasanlagen und Dieselmotoren ist in den nachstehenden Zahlentafeln für einige Größen zusammengestellt. Die Zahlentafeln enthalten jedoch nur die Maschinenaabmessungen selbst; für Bedienungsgänge um die Maschinen sind mindestens 1—1,5 m Breite an den für die Wartung zugänglich zu machenden Seiten erforderlich. Bei Dampfturbinen ist auf die umfangreichen, mit Rücksicht auf geringe Saughöhe im Kellergeschoß unterzubringenden Kondensationsanlagen nebst Rohrleitungen und Luftfiltern eine ausgedehnte Unterkellerung des Maschinenraumes

erforderlich. Stehende Dieselmotoren erfordern besonders hohe Maschinenhäuser mit Rücksicht auf den Kolbenausbau. Der Platzbedarf von Dampfkesseln ist aus Abb. 78¹⁾ ersichtlich; der Heizerstand vor den

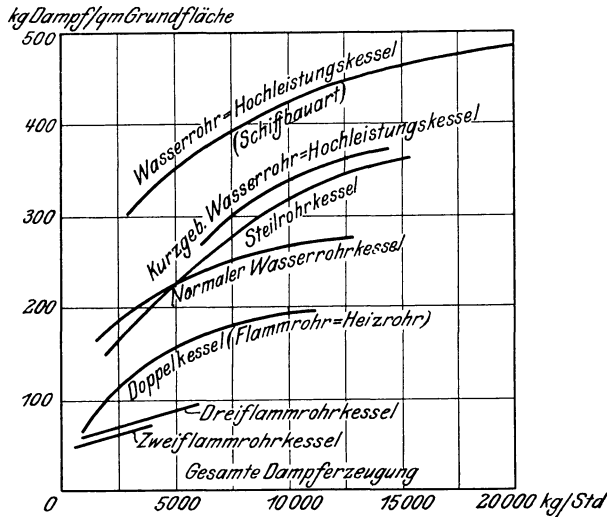


Abb. 78. Platzbedarf von Dampfkesseln.

Kesseln muß mindestens 4 m Breite besitzen. Der außerordentlich geringe Platzbedarf der Dampfturbine im Vergleich zu großen Einheiten von Kolbenmaschinen mag durch die Tatsache beleuchtet werden, daß

Zahlentafel 30. Kleinster Raumbedarf ohne Bedienungsgänge. (Normale Umlaufszahlen.)

Kolbendampfmaschinen (Heißdampfandem ohne Kessel)			Dampfturbodynamo ohne Kessel (Drehstrom n = 3000 m)			Dieselmotoren			Sauggasanlagen mit Generator		
Nutzleistung	Grundfläche	Höhe	Nutzleistung	Grundfläche	Kellertiefe für die Kondensation	Nutzleistung	Grundfläche	Höhe	Nutzleistung	Grundfläche	Höhe des Generatorraumes
PSe	qm	m	kW	qm	m	PSe	qm	m	PSe	qm	m
50	12,5	1,9	240	8,8	2,7	50	28	5,8	50	60	5,5
100	24,5	2,1	560	13,0	3,1	100	42	6,0	100	85	6,2
150	29,0	2,6	800	14,4	3,5	150	59	6,0	100	105	6,8
200	30,0	2,6	1200	16,3	3,5	200	63	6,0	200	118	7,4
300	36,0	3,0	1600	17,8	3,8	300	78	7,0	—	—	—
400	40,5	3,2	2400	19,8	4,0	400	100	8,0	—	—	—
500	41,0	3,6	3600	31,2	4,5	500	88	7,0	—	—	—
1000	72,0	3,6	5000	34,0	5,0	600	101	7,0	—	—	—
—	—	—	—	—	—	800	132	8,0	—	—	—

1) Vgl. Abb. 25, S. 79.

für die Nutzpferdestärke Vollast für Kessel- und Maschinenanlage bei einer 250 pferdigen Kolbenmaschine etwa 0,3 qm Grundfläche, bei einer

2000 pferdigen Kolbenmaschine (Heißdampf) etwa 0,15 qm, bei der ebenso großen Turbine dagegen etwa nur die Hälfte — 0,07 qm — Grundfläche erforderlich sind. Die Maschinenraumhöhe für Dampfturbinen und Dampfmaschinen soll mindestens 4—5 m betragen. Die Abb. 79 gibt einen Überblick über die Maschinenhausabmessungen bei Heißdampflokomobilen.

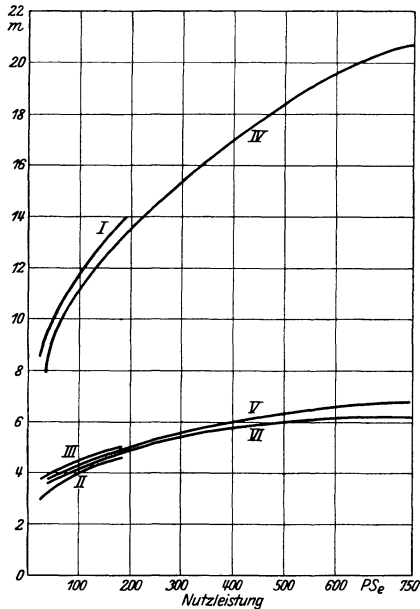


Abb. 79. Maschinenhaus-Abmessungen für Heißdampflokomobilen.

I	Lichte Länge	} für Einzylinder-Auspuffmaschinen
II	„ Breite	
III	„ Höhe	
IV	„ Länge	} für Tandem- und Verbund-Kondensationsmaschinen
V	„ Breite	
VI	„ Höhe	

Zahlentafel 31. Platzbedarf von Kleinmotoren, Sauggas- und Flüssigkeitsmotoren.

Nutzleistung PSe	Grundfläche in qm	
	liegend	stehend
2	5	3
5	5,5	3,5
7	6	4
10	7	4,3
15	8,2	5
20	11,3	5,8
30	15,2	7,5

D. Elektromotoren und elektrische Zentralen.

Elektromotoren mit ihrem außerordentlich geringen Platzbedarf (1—5 PS etwa 1 qm, 5—20 PS etwa 1—2 qm, 20—100 PS etwa 2—3 qm, 100—300 PS etwa 3—6 qm Grundfläche) bedürfen im allgemeinen keiner eigenen Maschinenräume; kleinere Motoren bis zu 30 PS können auf Konsolen oder Trägern an den Wänden befestigt werden, so daß gar keine Grundfläche erforderlich wird. Für die Schaltanlagen und Akkumulatoren sind dagegen oft ziemlich reichliche Räume notwendig; die Akkumulatorenräume, die der Säuredämpfeentwicklung wegen nicht unterhalb von Arbeitsräumen angeordnet werden sollen, machen meist die noch anderweitige Verwertung der benötigten Grundfläche unmöglich, wenn nicht sehr sorgfältige Entlüftung vorgesehen wird.

Die Anschaffungskosten von Elektromotoren sind stark abhängig von der erforderlichen Umdrehungszahl, von der Ausführungsart

des Einbaues bzw. Gehäuses (offen, geschützt, ventiliert geschützt, geschlossen, ventiliert geschlossen), außerdem ist der Preis des Zubehörs (Anlasser, Schalttafel, Kabel, Stellschienen usw.) je nach Anforderung an Vollkommenheit und Regulierbarkeit sehr verschieden. Als ungefähren Anhalt über die Anschaffungskosten gangbarer Motoren enthält die Abb. 80 mittlere Preise von Kleinmotoren bis 20 PS für Gleichstrom und Drehstrom, sowie verschiedene Umdrehungszahlen für 220 Volt, einschließlich Schaltkasten bzw. Anlasser. Zu den Preisen ist für Schalttafel, Sicherungen, Anschlußleitungen, Fundament und Montage je nach den Anforderungen ein Zuschlag von 15—30 % zu machen. Die Abb. 81 veranschaulicht Preise größerer Motoren für die gleichen Verhältnisse, die Abb. 82 Anschaffungskosten von Drehstromtransformatoren bis 100 kVA. Im übrigen sind die Preise der elektrischen Motoren und Generatoren aus den Listen der großen Elektrizitätsfirmen unter Berücksichtigung der jeweils geltenden Rabattsätze leicht zu ermitteln.

Die ungefähren Gesamtanlagekosten sind in der Abb. 83 für kleinere und mittlere elektrische Zentralen

gleicher Kraftreserve, also gleicher Höchstleistungen für Dampf- und Verbrennungskraftbetrieb dargestellt. Die Abbildung ist auf Grund der Preisbildung der Vorkriegszeit 1913 ermittelt¹⁾. Das gegenseitige Verhältnis der Anlagekosten dürfte auch für die heutige Preisbildung noch zutreffen, wenn auch die Absolutziffern der Anlagekosten im allgemeinen 50—80% höher liegen. Gasanlagen erfordern demnach wesentlich höhere Anlagekosten. Die Anlagekosten für die Nutzpferdestärke,

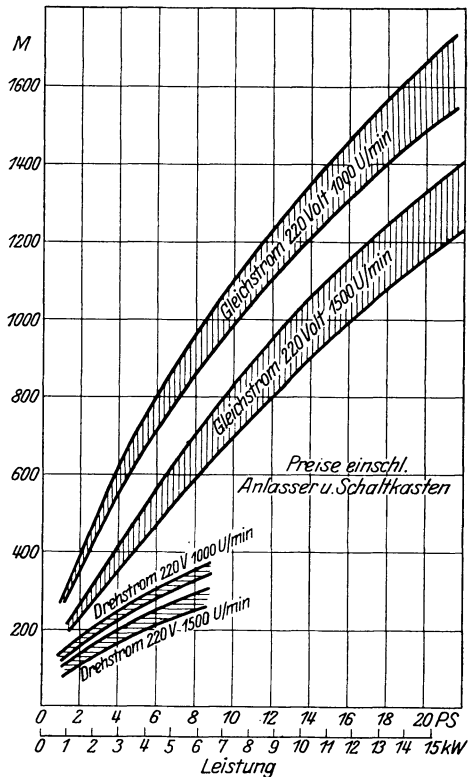


Abb. 80. Ungefähre Kosten kleiner Elektromotoren. Preise einschl. Schaltkasten, Gleichstrommotoren einschl. Anlasser.

¹⁾ Nach Josse, Gehrke.

die bei kleinen Leistungen mit wachsender Größe schnell abnehmen, bleiben von etwa 900 PSe an bei Gasanlagen unveränderlich, während

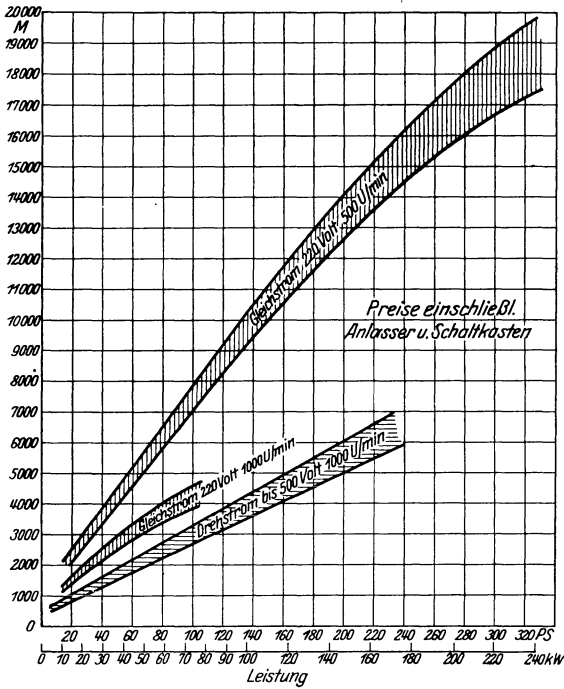


Abb. 81. Ungefähre Kosten größerer Elektromotoren. Preise einschließl. Anlasser und Schaltkasten.

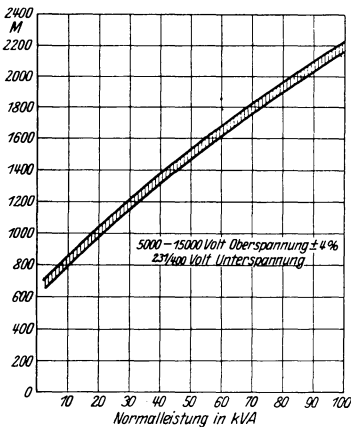


Abb. 82. Preise von Drehstrom-Transformatoren.

sie bei Dampfbetrieb von dieser Größe ab ebenfalls nur noch unwesentlich sinken.

Die Unterteilung in Einheiten von etwa 1000 PS erfordert also für derartige mittlere Anlagen von etwa 2000 PS Gesamtleistung kein wesentlich höheres Anlagekapital. Bei größeren Leistungen nehmen dann bis zu etwa 9000 PSe die spezifischen Anlagekosten wieder weiter ab, wie aus der Abb. 83 ersichtlich, welche die Überlegenheit der Dampfturbinenzentrale gegenüber der reinen Dieselzentrale

in bezug auf Anlagekosten für Großkraftwerke deutlich erweist. Für den Neubau größerer elektrischer Zentren ist indes für vergleichende Wirtschaft-

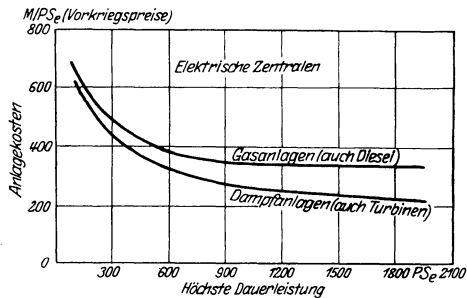


Abb. 83. Mittlere Anlagekosten elektrischer Zentren gleicher Kraftreserve.

lichkeitsberechnungen und die Durchprojektierung für die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten, insbesondere des dampftechnischen Teiles,

die Einholung spezieller Preisangebote unumgänglich, um eine zuverlässige Beurteilung der wirtschaftlichsten Ausgestaltung zu ermöglichen.

Die Wahl der Höhe des Kesseldruckes und der mit mehr oder weniger hohem Wirkungsgrad arbeitenden Turbinenbauarten, die Größe des Kraftwerkes und der Belastungsfaktor spielen für die Beurteilung der zweckmäßigen Anlagekosten eine erhebliche Rolle, ebenso die im Einzelfalle erforderliche Größe der Reserve- und der Spitzenleistung. Zur Veranschaulichung seien die Anlagekosten für elektrische Zentralen zwischen 3000 und 10 000 kW installierter Leistung nach den Ermittlungen einer ersten Elektrizitätsfirma angeführt. Zugrunde gelegt ist ein Belastungsfaktor der Zentrale von 50%, eine Reserve der Kesselanlage von 20%, während die Turbodynamo selbst keine Kraftreserve mehr enthält. Als Wärmepreis ist 35 Pf. pro 100 000 WE zugrunde gelegt. Für die 3000 kW-Anlage ist einstufige Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf aus der Hauptdampfturbine, für die 5000 und 10 000 kW-Anlage zweistufige Speisewasservorwärmung vorgesehen. Für diese Verhältnisse ergeben sich folgende Ziffern:

Zahlentafel 32.

Leistung	3000	5000	10 000 kW
Wirtschaftlichster Kesseldruck	24	27,2	31 atü
Wirtschaftlicher Turbinenwirkungsgrad . .	70	71,6	74,3%
Druck und Überhitzung an der Turbine . .	22/375	25,5/385	29/400
Ungefäher Dampfverbrauch bei Frischwasserkühlung und 96% Vakuum . . .	4,75	4,5	4,25 kg/kWh
Anlagekosten je installiertes kW für die Kessel Mk/kW	114	92	76
Turbine, Generator und Kondensationsanlage Mk/kW	76	60	56
Gesamtes Rohrleitungsnetz, sämtliche Hilfsmaschinen und Speisewasseraufbereitung	36	26	26
Zentralengebäude Mk/kW	180	154	120

Dritter Abschnitt.

Abwärmeverwertung.

I. Allgemeines¹⁾.

Bei jedem wärmetechnischen Vorgang werden beträchtliche Wärmemengen, die unter Brennstoffaufwand erzeugt sind, als Ballast durch Feuerungen, Kessel, Öfen, Wärmekraftmaschinen und Heizvorrich-

¹⁾ Nachstehendes ist zum Teil entnommen aus Reutlinger: Die Abwärme und ihre Bedeutung in der kommenden Wärmewirtschaft. Jahrbuch der Brennkrafttechnischen Gesellschaft. 2. Band. 1919. — Ders.: Wärmewirtschaft der Städte, Sparsame Wärmewirtschaft. VDI-Verlag 1919. — Ders.: Praktische Arbeit auf dem Gebiet der Wärmewirtschaft. Vortrag Hauptversammlung Kölner V. D. I. Dezember 1922.

tungen geschleppt und, in ihrem Wert vermindert, für den ursprünglichen Zweck nicht ohne weiteres verwertbar, nutzlos wieder abgestoßen. Andere Wärmemengen entziehen sich im Laufe des Wärmefflusses durch Leitungs- und Strahlungsverluste, durch Undichtheiten u. dgl. schon während des Arbeitsvorganges der Ausnutzung. Derartige Wärmemengen, die mit heißen Gasen, Dämpfen, Flüssigkeiten oder Dampf- und Flüssigkeitsgemischen aus Feuerungen, Öfen, Trocken-, Heiz- und Kühlvorrichtungen oder aus Wärmekraftmaschinen abziehen, d. h. ungenutzt in die Atmosphäre, Kanäle oder Flüsse entweichen, bezeichnet man als „Abwärme“.

„Abwärme“ stellt z. B. der Wärmeinhalt der Heizgase dar, die aus den Zügen eines Dampfkessels oder eines Brennofens mit hoher Temperatur in den Schornstein entweichen, Verluste, die bei mittelguten Kesselanlagen etwa $\frac{1}{4}$ der zur Dampferzeugung aufgewandten Brennstoffwärme gleichkommen, bei schlechten oder stark angestregten Kesseln aber bis über 40% des Kohlenheizwertes betragen können und bei Industrieöfen, bei denen die Abgase mit mindestens der Temperatur des zu erheizenden Einsatzgutes entweichen müssen, vielfach über 60% der zugeführten Wärme betragen.

Der Wärmeinhalt¹⁾ der aus der Kondensationsdampfmaschine abgesaugten Dampfmenge (über 60% der zugeführten Brennstoffwärme), des von der Auspuff- oder Gegendruckdampfmaschine ausgestoßenen Abdampfes (je nach Gegendruck 85 bis über 90% der zugeführten Dampfwärme), der Wärmeinhalt des von Kondensatoren oder Kühlvorrichtungen abfließenden erwärmten Kühlwassers, der hoch erhitzten Auspuffgase und des heißen Kühlwassers von Verbrennungskraftmaschinen (zusammen etwa 70% des Brennstoffheizwertes), des Niederschlagwassers aus Dampfheizkörpern und Leitungen, die Abkühlwärme des hoch erhitzten Einsatzgutes in industriellen Öfen (keramischen Öfen u. dgl.), die aus Trockenvorrichtungen abströmende erhitzte Luft, der Wärmeinhalt von Schwaden aus Verdampfern, Kochern und Trocknern, von hoch erhitzten Flüssigkeitsmengen, die nach dem Fabrikationsprozeß nutzlos abgekühlt werden (z. B. Ablaugen von Zellstoffkochern, Flotten von Färbereien) u. a. m., all das sind „Abwärme“-Mengen im vorgenannten Sinne.

Die Entstehung dieser „Abwärme“ ist begründet zum Teil in dem erreichbaren thermischen Wirkungsgrad, d. h. in der physikalischen Natur der Energieumsetzung, die z. B. bei Kraftmaschinen dem Wärmeträger nur in einem höheren Temperaturgebiet einen gewissen Bruchteil der zugeführten Wärme entziehen kann und ihn, selbst bei vollkommensten

1) D. h. Verdampfungswärme und Flüssigkeitswärme bei Abkühlung auf die Umgebungstemperatur.

Maschinen, noch mit hohem Wärmeinhalt wieder entlassen muß. Sie muß weiter in Kauf genommen werden mit Rücksicht auf Kühlwasser- und Lufttemperatur, ferner, weil bei vielen Heizvorrichtungen das Temperaturgefälle mit Rücksicht auf wirtschaftliche Abmessungen oder auf Zugverhältnisse nicht in größerem Umfange ausnutzbar ist, und schließlich hat sie ihre Ursache in Unvollkommenheiten, unzulänglicher Bemessung und Anordnung sowie in unsachgemäßem Betriebe der Einrichtungen zur Erzeugung, Fortleitung und Verwendung von Wärme und Kraft.

Die Aufgabe einer zeitgemäßen „Abwärmewirtschaft“ ist eine doppelte:

1. Wärmeverluste, die durch Mängel der Anlage und der Betriebsweise bedingt sind, müssen durch gründliche Untersuchungen aufgedeckt und beseitigt werden. Unnötige, d. h. vermeidbare Abwärme muß vermindert oder ganz ausgeschaltet werden.

2. Verluste, die durch die Natur der Arbeitsvorgänge oder durch die Anordnung vorhandener Anlagen bedingt sind, müssen erfaßt und möglichst weitgehend wieder verwertet werden. Die Abwärme von Feuerungen, Öfen und Wärmekraftmaschinen muß zur Krafterzeugung oder für Wärmezwecke zum Heizen, Trocknen, Kochen oder Verdampfen nutzbar gemacht werden und an Stelle von Wärmemengen treten, die sonst unter Aufwand besonders verfeuerter Kohlenmengen erzeugt werden müssen. Das Abfallprodukt „Abwärme“ hat bereits in einem höheren Temperaturgebiet Arbeit oder Wärme abgegeben; sein noch verfügbarer Wärmeinhalt mußte für diesen Zweck mit erzeugt werden. Er tritt nun an die Stelle getrennt erzeugter Wärme und bringt die hierfür benötigten Kohlen in Wegfall.

Diese Verwertung der Abfallenergie in einer Nachstufe zur ursprünglichen Verwendung ist die Hauptaufgabe der Wärmewirtschaft. In der Vorkriegszeit strebte man überwiegend nach möglichst geringem Brennstoffverbrauch der einzelnen Maschinen und nach höchstem Wirkungsgrad der einzelnen Teile der Anlage. Diese Jagd um den geringsten Brennstoffverbrauch der einzelnen Maschinen, die beispielsweise im Lokomobilbau sich um Hundertstel Kilogramm Kohle pro PS-Stunde drehte, hatte vielfach zur Folge, daß über dem Streben nach der Erhöhung des Einzelwirkungsgrades die Pflege des Gesamtwirkungsgrades übersehen wurde. Man stellte vollkommenste Einzeleinrichtungen nebeneinander und war nach befriedigender Abnahmeuntersuchung über die Wirtschaftlichkeit des Betriebes beruhigt. An die Wärmeverbrauchsstellen für Heizung und Fabrikation ging man schon kaum noch heran, und an das wärmewirtschaftliche Zusammenarbeiten und gegenseitige Anpassen der sämtlichen Einzelteile des Betriebes dachte man nur in vereinzelt Fällen.

In der Zwischenzeit hat sich aber die Erkenntnis Bahn gebrochen, daß gerade dies die wichtigste Aufgabe des Wärmewirtschaftlers ist: nicht nur die Arbeitsweise und die Verluste der Einzeleinrichtungen zu berücksichtigen, sondern vor allem auch Wärmeverluste der einen Stelle einer anderen Verbrauchsstelle wieder zuzuführen und den wärmetechnischen Wirkungsgrad des Gesamtbetriebes auf das erreichbare Höchstmaß zu steigern.

Nicht der Betrieb ist vollkommen, der möglichst gute Einzeleinrichtungen besitzt, sondern derjenige, der den geringsten Gesamtverbrauch an Kohlen und Strom für Kraft- und Heizzwecke und für die sämtlichen Fabrikationsvorgänge erfordert. Diesen Zustand herbeizuführen und im Dauerbetriebe aufrecht zu erhalten und alle Maßnahmen nur mit solchen Anlagekostendurchzuführen, die sich in einer den jeweiligen Geldverhältnissen angemessenen kurzen Zeit aus den Kohlen- und Lohnersparnissen decken, dies ist die Hauptaufgabe einer richtig aufgefaßten Abwärmeverwertung.

Der oben erwähnten Verwertung von Abwärme oder Abfallenergie in einer Nachstufe zum ursprünglichen Verwendungszweck, die man im eigentlichen Sinne als Abwärmeverwertung bezeichnet, hat ein wirtschaftlich bedeutsames Gegenstück in einem dritten Weg der Wärmeausnutzung:

3. in der Verwertung von Wärmemengen in einer Vorstufe zum eigentlichen Verwendungszweck. Wärmemengen, die man in verhältnismäßig niedrigem Temperaturgebiet braucht, die man aber entweder ohnehin im wertvollen höheren Temperaturgebiet gewinnt¹⁾, oder aber mit ganz geringem Wärmemehraufwand gewinnen kann²⁾, unterzieht man zunächst einer Ausnutzung in diesem höheren Wärmegefälle. Dieser Gedanke wird im wesentlichen ausgenutzt zur Erzeugung von Abfallkraft in sogenannten Vorschaltanlagen. In Betrieben, die niedrig gespannten Heizdampf brauchen, wird dieser Dampf mit ganz geringem Kohlenmehraufwand zunächst mit hohem Druck und Überhitzung erzeugt, und das Druck- und Wärmegefälle zwischen der hohen Kesselspannung und dem benötigten Heizungsdruck in einer zwischengeschalteten Dampfmaschine oder Dampfturbine in nahezu kostenlos gewonnene Kraft umgesetzt. In neuerer Zeit gewinnen die Vorschaltanlagen besondere Bedeutung bei Betriebserweiterungen oder Erneuerungen durch die Möglichkeit, die benötigten Dampfmen gen zunächst in Höchstdruckkesseln zu erzeugen und in Gegendruckmaschinen bei entsprechen-

¹⁾ Z. B. Hochdruckdampf, der auf die Heizungsspannung herabgedrosselt wird.

²⁾ Z. B. Mehrerzeugungswärme zur Drucksteigerung und Überhitzung von Mitteldrucksattdampf auf Hochdruckdampf.

dem Kraftgewinn auf den Druck der vorhandenen älteren Kessel- und Heizanlage zu entspannen, in deren Leitungsnetz er unmittelbar ausströmen kann.

Die eben skizzierten Richtlinien, nach denen die Abwärmewirtschaft ihr Ziel anzustreben hat, können kurz zusammengefaßt werden in die Forderungen:

Bessere Betriebsführung und Überwachung, die unnötige Abwärme beseitigt, Ausnutzung unvermeidbarer Wärmeverluste in einer Vorstufe oder in einer Nachstufe zur Verwendung der Wärme in der Kraftmaschine oder Fabrikation.

Die nutzbare Weiterverwendung möglichst großer Teile der verlorengehenden Wärmemengen, die Verwandlung von Abwärme in „Nutzwärme“ ist eine Aufgabe, für die die vielseitigsten Lösungsmöglichkeiten vorliegen. In jedem Einzelfalle muß mit dem geringsten Aufwand an Ausschaffungskosten und den geringstmöglichen Abänderungen der vorhandenen Einrichtungen das Abfallprodukt Abwärme, das bereits in einem höheren Temperatur- oder Spannungsgebiet nutzbare Arbeit oder Wärme abgegeben hat und dessen noch verfügbarer Wärmeinhalt für diesen Zweck ohnehin mit erzeugt werden mußte, an Stelle eines getrennten Brennstoffaufwandes treten, den es ganz oder teilweise in Wegfall bringt.

Abwärme in Abdampf-, Abgas-, Heißwasser- oder Heißluftform kann zu allen Trocken-, Koch- und Heizvorgängen herangezogen werden, wie auch zur Dampf- und Krafterzeugung. Ihre Anwendbarkeit ist so vielfgestaltig wie die der mit Brennstoff unmittelbar erzeugten Wärme. Wohl jeder Heiz- und Trockenvorgang läßt sich bei geeigneter Anpassung und gegebenenfalls Vergrößerung der Heizflächen auch mit Abwärme durchführen, abgesehen von vereinzelt Fällen, bei denen ganz hohe Temperaturen oder mechanische Wirkungen durch hoch gespannten Dampf erforderlich sind.

Während aber Frischwärme immer in der Zeit und in der Menge erzeugt werden kann, wie sie dem örtlichen Bedarf entspricht und jederzeit beliebig zur Verfügung steht, fällt die Abwärme gewöhnlich nicht gerade in der Zeit und in der Menge an, wie sie die Schwankungen des örtlichen Bedarfes erfordern, für den sie verwertet werden soll.

Hier muß in erster Linie geschickte Anpassung der Betriebseinteilung und Einrichtungen an die Abwärmelieferung einsetzen, in vielen Fällen ist die Zwischenschaltung ausgleichender Speicher, in denen die Wärme in Dampf- oder Heißwasserform aufgenommen und in Zeiten des Bedarfes abgegeben wird, nicht zu umgehen. Läßt sich genügender Ausgleich innerhalb des eignen Werkes nicht schaffen, sondern verbleibt ein Überschuß an billig gewinnbarer Abfallkraft oder an Abwärme, so ist nach der Möglichkeit zu streben, diese Energieüberschüsse an be-

nachbarte Werke weiterzugeben, eine Aufgabe, der sich allerdings Hemmungen der verschiedensten Art entgegenstellen.

Auch der restlosen Ausnutzung von Abwärme innerhalb des eignen Werkes sind wirtschaftliche Grenzen gezogen in der Höhe der erforderlichen Anlagekosten.

Für die vorliegenden Betrachtungen, die in der Hauptsache auf die Ermittlung der billigsten Betriebskraft hinzielen, ist besonders die Verwertung des Maschinenabdampfes sowie der Abwärme von Verbrennungskraftmaschinen von Bedeutung, durch welche die Brennstoffkosten der Krafterzeugung sich erheblich vermindern lassen.

Wie später gezeigt wird, kann in solchen Fabrikbetrieben, die alle von den Kraftmaschinen gelieferte Abwärme nutzbar machen können, eine gesamte Brennstoffausnutzung bis über 80% der im Brennstoff enthaltenen Wärme erzielt werden. Dieser Grad der Ausnutzung bei vereinigttem Kraft- und Heizbetrieb erscheint im rechten Lichte, wenn man sich vorhält, daß zur Krafterzeugung allein von dem hierfür verbrauchten Brennstoffheizwert in Dampfanlagen bei getrennter Krafterzeugung im allgemeinen nur 4—15%, in Verbrennungskraftmaschinen nur 22—35% nutzbar in Kraft verwandelt werden können. Die Kraftkosten werden um die Brennstoffkosten verringert, die für die durch Abwärme gedeckten Heizvorgänge bei getrennter Heizung entstehen würden.

Die anderweitig noch nutzbar gemachte Abwärme ist nicht mehr der Kraftmaschine als Wärmeverbrauch anzurechnen; es darf ihr vielmehr nur noch der wirklich in ihr selbst verbrauchte Bruchteil der zugeführten Wärme sowie die nicht verwertete Abwärme zur Last gelegt werden. Ebenso werden auf der anderen Seite die Kosten der durch Abwärme gedeckten Heizvorgänge verringert, für die gar keine oder nur noch geringe Brennstoffmengen aufzuwenden sind. Von beiden Gesichtspunkten aus, der Verringerung der Kraftkosten oder der Verbilligung der Heizungskosten, können die Brennstoffersparnisse, d. h. die Verminderung des Gesamtwärmeaufwandes, betrachtet und in Einzelfällen zahlenmäßig ermittelt werden.

In einen kurzen Satz gebracht, läßt sich der Nutzen der Abwärmeverwertung von Kraftmaschinen folgendermaßen kennzeichnen:

Die durch Abwärmeausnutzung erzielte Brennstoffersparnis ist gleich dem Brennstoffwert der nutzbar gemachten Abwärme abzüglich des Wärmemehrverbrauches der Maschine bei Abwärmebetrieb. An Hand dieser einfachen Erkenntnis läßt sich in jedem einzelnen Falle die Wirtschaftlichkeit der Abwärme-, insbesondere der Abdampfverwertung, zahlenmäßig klarstellen.

Wird die Wärme unmittelbar in der Form ausgenutzt, wie sie die Abwärme liefernde Maschine ohnehin zur Verfügung stellt, z. B. das

heiße Kühlwasser einer Verbrennungskraftmaschine oder der Auspuffdampf einer in die Atmosphäre ausstoßenden Dampfmaschine, so bedeutet die gewonnene Wärme eine Reinersparnis, von der nur die Kapitalkosten der notwendigen Einrichtung in Abzug zu bringen sind. Ist dagegen zur Verwendung der Abwärme mit Rücksicht auf die erforderliche Heizungstemperatur eine Steigerung des Wärmeverbrauches der Maschinen notwendig, z. B. bei einer mit für den Heizvorgang erhöhten Gegendruck arbeitenden Dampfmaschine, die natürlich mehr Dampf für die Leistungseinheit erfordert, als die Auspuff- oder Kondensationsmaschine, so muß auch der Mehrverbrauch an Brennstoff gegenüber der normalen Maschine in Abzug gebracht werden, um die Reinersparnis durch Abwärmeverwertung zu erhalten. Am klarsten läßt sich der Wert der Abwärmeausnutzung betrachten an Beispielen der Abdampfverwertung, die in dem zweiten Kapitel eingehend behandelt wird. Es seien lediglich zur Veranschaulichung der Berechnungsweise bereits nachstehend einige Beispiele angeführt, für die die genaueren Grundlagen noch im folgenden Kapitel entwickelt werden.

Beispiel 1: Der Abdampf einer 100 PSe-Kondensationsdampfmaschine, die 7 kg für die PSe/st braucht, erwärmt in einem zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator eingeschalteten Wasservorwärmer stündlich 6000 kg Wasser von 10° auf 55° C. Bei Frischdampfverwendung für diese Wassererwärmung wären

a) bei unmittelbarem Einströmen von Dampf mit 8 Atm (663 WE)

413 kg¹⁾ Dampf,

b) bei Erwärmung in einem Vorwärmer

$$\frac{270\,000}{500} = 540 \text{ kg Dampf}$$

erforderlich. Bei einem Dampfpreis von 2,50 Mk. würde dies eine Reinersparnis von 3098 Mk. (bei 300 Arbeitstagen und zehnstündigem Betrieb) bzw. 4050 Mk. bedeuten.

Beispiel 2: Eine Kondensationsdampfmaschine (6 kg/PSe) wird mit 100 PS im Winter mit Auspuff (8 kg/PSe) betrieben: der stündliche Heizdampfbedarf an 1700 Stunden beträgt 500 kg. Bei Frischdampfheizung und Kondensationsbetrieb wären zu liefern stündlich 600 + 500 = 1100 kg Dampf; bei Auspuffbetrieb verbraucht die Maschine 800 kg, wovon 500 in die Heizung und 300 kg in die Atmosphäre gehen. Die stündliche Ersparnis ist trotz des höheren Dampfverbrauches der Maschine 1100 — 800 = 300 kg Dampf, beträgt also bei einem Dampfpreis von 2,50 Mk. während der Heizperiode 1275 Mk.

Beispiel 3: Für eine 500 kW-Anlage soll eine Dampfturbine aufgestellt werden, für die bei Vollast ein Dampfverbrauch von 7 kg/kWst erwartet werden kann. Da in der Anlage ein Verbrauch an niedergespanntem Heizdampf von 3 Atm besteht, soll die Beschaffung einer mit diesem Gegendruck arbeitenden Turbine in Erwägung gezogen werden. Der Dampfverbrauch einer Gegendruckturbine beträgt etwa 28 kg/kWst, die Anlagekosten sind bei der aus einem einzigen Lauftrad bestehenden Gegendruckturbine um etwa 22000 Mk. geringer als die der

¹⁾ Zu ermitteln aus: $(600 - x) \cdot 45 = x \cdot (663 - 55)$, worin x die beim Einblasen kondensierende Frischdampfmenge bedeutet.

Kondensationsturbine. Wie groß muß bei einem Dampfpreis von 3 Mk. der Heizdampfbedarf mindestens sein, damit der Gegendruckbetrieb gegenüber Kondensationsbetrieb mit Entnahme von gedrosseltem Frischdampf für Heizzwecke wirtschaftlich wird? Bei 24stündigem Betrieb an 300 Tagen.

Der Mehrdampfverbrauch der Gegendruckturbine erfordert $300 \cdot 24 \cdot 500 \cdot 21 \cdot 3 = 226\,800$ Mk. Die Kapitalkosten der Gegendruckturbine sind um 3300 Mk. (bei 15% Verzinsung und Abschreibung) geringer. Der Heizdampfbedarf muß also größer als 74500000 kg oder stündlich 10400 kg sein, damit der Gegendruckbetrieb Ersparnisse bringt (bei vollwertig gerechnetem Heizdampf).

Als Beispiel für die wirtschaftliche Grenze, die der weitgehenden Ausnutzung von Abgaswärme gezogen ist durch die großen Abmessungen der Heizflächen, die bei niedrigeren Temperaturen des Heizmittels für eine genügende Heizwirkung erforderlich werden und deren Kosten

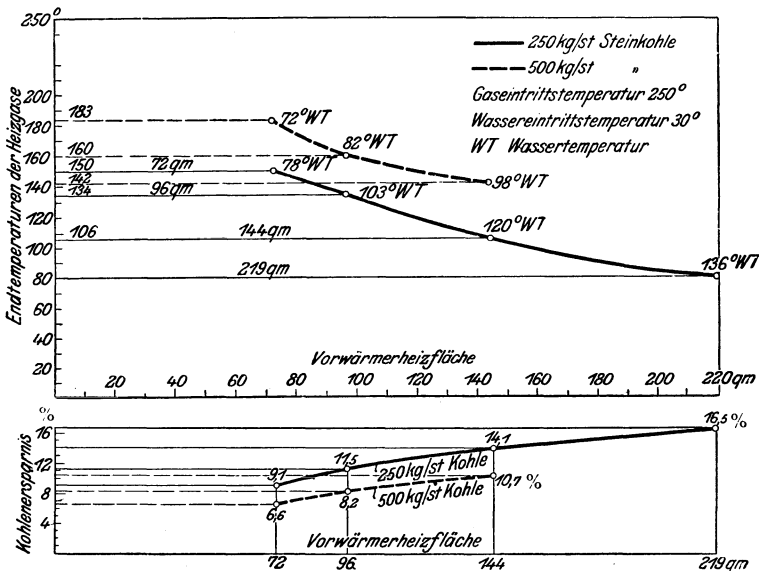


Abb. 84. Wirtschaftlichkeit verschiedener Economisierbemessung.

durch den Wärmegewinn oft nicht mehr gerechtfertigt sind, ist in der Abb. 84 das schnelle Anwachsen der Rauchgas-Vorwärmerheizflächen bei größerer Abkühlung der Kesselabgase und der verhältnismäßig langsam anwachsende Gewinn dargestellt. Um die Heizgase bis auf 80° C abzukühlen, ist im betrachteten Beispiel bereits die doppelte Heizfläche erforderlich wie zur Abkühlung von der gleichen Anfangstemperatur bis auf 120° C, während der Gewinn von 14% des Kohlenheizwertes nur auf 16,5% anwächst.

Die Durchführung der Abwärmeverwertung bedarf in jedem Einzelfalle sachverständiger Abwägung aller Erfassungsmöglichkeiten und eingehendster Durchprojektierung, um Mißerfolge durch ungenügende Ren-

tabilität oder unvermutete Betriebsschwierigkeiten von vornherein auszuschalten.

Es kann nicht klar genug betont werden, daß die Vorbedingung gegen derartige Mißerfolge eine durchaus sachverständige und gründliche Überprüfung aller sowohl für den Kohlenverbrauch als auch für die Fabrikationsvorgänge maßgebenden Verhältnisse ist. Unter dieser Voraussetzung ist aber die Durchführung der Abwärmeverwertung innerhalb der Werke mit gemischtem Kraft- und Wärmebedarf die nächstliegende und dankbarste Aufgabe der Wärmewirtschaft in der Industrie. Es ist durchaus erforderlich, daß die Betriebe, auch wenn sie an und für sich keine Abänderungen ihrer maschinellen Einrichtungen benötigen, die vorhandenen Anlagen auf die Möglichkeit der Abwärmeverwertung hin überprüfen und gegebenenfalls die erforderlichen Verbesserungen treffen. Dabei müssen häufig die fabrikationstechnischen Einrichtungen durch geringe Abänderungen der Heizflächen, Leitungsquerschnitte, Warmluftferzeugung und -führung (Umluft) u. dgl. den Bedingungen der Abwärmeversorgung angepaßt werden, was nahezu immer in einfacher und wenig kostspieliger Weise möglich ist. Größere Schwierigkeiten macht dagegen zur Zeit noch die wärmewirtschaftliche Vereinigung getrennter Betriebe, das Sammeln und Verteilen von Überschußenergie, das noch in den allerersten Anfängen ist.

Abgesehen von der in den nächsten Abschnitten ausführlicher behandelten Abwärmeverwertung von Kraftmaschinen darf dabei auch die in zahlreichen Industrien vorliegende Möglichkeit der Ausnutzung der Abhitze in Abgasen aus industriellen Heizvorrichtungen nicht übersehen werden. Bei hohen Abgastemperaturen kommt in erster Linie die Erzeugung von Hochdruckdampf, bei niedrigeren Abgastemperaturen die Ausnutzung für Trocken- und Heizzwecke unmittelbar oder durch Warmluftferzeugung in Frage. Für die Dampferzeugung aus den hoch erhitzten Abgasen von Öfen der keramischen, Glas-, Zement- und anderer Industrien stehen heute genügend betriebssichere Abhitzekessel zur Verfügung. Die Schwierigkeiten, die in bezug auf Platzbedarf, Entstaubung der Abgase bzw. Verschmutzung der Kesselheizflächen, auf Beeinflussung des Ganges der vorgeschalteten Öfen durch die abgeänderten Zugverhältnisse u. dgl. bestehen, und die vielfach ausschlaggebend für die Unterlassung der Abhitzenausnutzung waren, können bei sachgemäßer Projektierung und dem meist erforderlichen Übergang zu künstlichem Zug, Hand in Hand mit einer verständnisvollen Anpassung der zeitlichen Einteilung des Ofenbetriebes, meist überwunden werden. Dagegen scheidet die Frage nicht selten an der Höhe des erforderlichen Anlagekapitals oder an zu konservativem Geist des für den Ofenbetrieb verantwortlichen Personals.

Der ohne Brennstoffkosten gewonnene Abhitzedampf liefert sowohl

eine nahezu kostenlose Abfallkraft für den Werksbetrieb selbst oder für die Abgabe an andere Verbraucher, wie er auch für die Erhöhung der Trocknungsleistung und für die Raumheizung herangezogen werden kann (vgl. Beispiel S. 22).

Es ist unter Umständen möglich, mit den für die Brenn-, Schmelz-, Glüh- und ähnliche Prozesse ohnehin aufzuwendenden Brennstoffmengen die gesamte Kraft-, Heiz- und Trockenversorgung des eignen Werkes ohne zusätzlichen Brennstoffaufwand zu decken und darüber hinaus noch Überschußenergie zu gewinnen (vgl. Beispiele im zweiten Band).

In ähnlicher Weise ist es möglich, die Abkühlwärme des bei Beendigung des Ofenprozesses hoch erhitzten Einsatzgutes (beispielsweise in keramischen Öfen) in Form von Warmluft für Trocken- und Heizzwecke auszunutzen und dadurch entsprechende Dampf- bzw. Brennstoffmengen in Wegfall zu bringen. Die erforderlichen Einrichtungen für die Absaugung und Verteilung der Warmluftmengen werden gewöhnlich durch die Brennstoffersparnis und die gleichzeitige Erhöhung der Produktion bzw. die Abkürzung des Produktionsganges wirtschaftlich gerechtfertigt.

II. Abdampfverwertung.

A. Anwendungsformen und Anwendungsgebiete.

Die Dampfmaschine, die ihren Arbeitsdampf nach seiner Entspannung von dem Anfangsdruck auf den Luftdruck der Umgebung in die Atmosphäre „auspufft“, hat ihm teils zur Arbeitsleistung, teils durch Abkühlverluste und Undichtheiten nur einen geringen Teil der im „Frischdampf“ ihr zugeströmten Wärme entzogen. Es gehen z. B. bei einer mit 15 atü Anfangsspannung und gesättigtem Dampf (Erzeugungswärme aus Wasser von $0^{\circ} = 667$ WE) bei der Entspannung auf 1 Atm, je nach der Güte der Dampfmaschine, außer dem kleinen Unterschied der Erzeugungswärme des Dampfes von 15 und 1 Atm (21 WE) nur 10 bis 20% der verbleibenden Verdampfungswärme verloren, so daß also $\frac{8}{10}$ — $\frac{9}{10}$ der Verdampfungswärme sowie die gesamte Flüssigkeitswärme, also etwa 80—90% des Frischdampfwärmeinhaltes, noch mit dem Abdampf aus der Maschine entführt werden. Bei größerer Anfangsüberhitzung ist der Abdampf noch schwach überhitzt oder gesättigt, so daß auch die volle Verdampfungswärme (für 1 Atm) noch zur Verfügung steht.

Entgegen einer früher vielfach gehegten Ansicht ist nicht nur der Auspuffdampf, der mit mehr oder weniger hohem Druck in die Atmosphäre entweicht und dessen Wärme „sichtbar“ ist, ein gegenüber frischem Kesseldampf beinahe vollwertiges Heizmittel für weitere Verwendung, sondern auch die im Abdampf der Kondensationsmaschine enthaltenen Wärmemengen (nahezu 60% der Brennstoffwärme), die gewöhnlich in

das Kühlwasser abgeführt werden, können großenteils zur Wasser- oder Lufterwärmung dem Dampf in unter Luftleere stehenden Heizvorrichtungen entzogen werden (= innere Verdampfungswärme + Flüssigkeitswärme bis zur mittleren Kühlwasser- oder Lufttemperatur).

Die Temperatur und Erzeugungswärme gesättigten Dampfes ist aus der Zahlentafel 33, die zur Dampfüberhitzung aufzuwendende Wärme aus Zahlentafel 34 ersichtlich.

Zahlentafel 33. Temperatur und Erzeugungswärme von gesättigtem Wasserdampf. (Nach Mollier 1926.)

Spannung in Atmosph.- Überdruck atü	Temperatur des gesättigten Dampfes ° C	Erzeugungswärme eines kg gesättigten Dampfes WE			Steigerung der Erzeugungswärme gegen- über Dampf von 0,1 atü %
		Flüssigkeits- wärme	Verdampfungs- wärme ¹⁾	Gesamtwärme	
0,1	101,8	101,8	538,3	640,1	—
0,2	104,2	104,3	536,7	641,1	0,15
0,3	106,6	106,7	535,3	642,0	0,29
0,5	110,8	110,9	532,7	643,6	0,55
1,0	119,6	119,9	527,0	646,9	1,06
2,0	132,9	133,4	518,1	651,6	1,80
3,0	142,9	143,7	511,1	654,9	2,31
4,0	151,1	152,2	505,2	657,3	2,69
5,0	158,1	159,4	499,9	659,3	3,00
8,0	174,5	176,6	486,8	663,4	3,64
9,0	179,0	181,3	483,1	664,4	3,80
10,0	183,2	185,7	479,5	665,2	3,94
12,0	190,7	193,6	472,8	666,6	4,14
15,0	200,4	204,0	463,8	667,8	4,33
21,0	216,2	221,0	447,9	668,9	4,52
25,0	225,0	230,6	438,4	669,0	4,53
31,0	236,4	243,1	425,2	668,3	4,42
35,0	243,1	250,5	417,0	667,6	4,31

Als „Überhitzung“ bezeichnet man die Temperaturdifferenz zwischen der Sattdampf-temperatur und der Temperatur des überhitzten Dampfes gleichen Druckes. Dampf von 11 Atm Überdruck und 275° C hat z. B. $275 - 186,9 = 88,1^\circ$ Überhitzung.

Zur Erzeugung dieser Überhitzung muß dem gesättigten Dampf (Erzeugungswärme vgl. Zahlentafel 27) noch Überhitzungswärme zugeführt werden, die sich aus der Überhitzung durch Multiplikation mit der mittleren spezifischen Wärme des überhitzten Dampfes ergibt. Die neueren Tafeln über Wasserdampf enthalten bereits ausgewertet den Wärme-

¹⁾ Wie ersichtlich, nimmt mit steigendem Dampfdruck die Flüssigkeitswärme zu, die Verdampfungswärme dagegen ab; das geringe Ansteigen der Gesamterzeugungswärme ist durch dieses einander entgegenwirkende Größenverhältnis der Flüssigkeits- und Verdampfungswärme bedingt. Im Höchstdruckdampfgebiet nimmt sogar die Gesamterzeugungswärme für überhitzten Dampf mit steigendem Druck ab (vgl. Abb. 21 S. 62). Sattdampf von 35 atü hat die gleiche Erzeugungswärme wie der von 15 atü.

inhalt bzw. die Erzeugungswärme des überhitzten Dampfes (vgl. Zahlentafel 34).

Zahlentafel 34. Erzeugungswärme von Heißdampf.

Dampf- überdruck	Dampftemperatur in °C				
	200	230	300	350	400
atü	Wärmeinhalt WE/kg				
7	679,4	705,9	731,1	755,8	—
9	676,8	704,1	729,9	754,9	—
11	673,9	702,4	728,7	754,0	—
13	670,8	700,5	727,4	753,3	—
15	—	698,6	726,1	752,1	—
19	—	694,6	723,5	750,2	—
24	—	689,0	720,1	747,8	—
29	—	682,7	716,5	745,4	—
34	—	675,6	712,6	742,8	770,4
39	—	667,4	708,4	740,2	768,5

Die Überhitzungswärme ermittelt sich als Differenz zwischen dem Wärmeinhalt des überhitzten und gesättigten Dampfes. Dampf von 15 atü und 300° hat also z. B. eine Überhitzungswärme von $726,1 - 667,8 = 58,3$ WE/kg.

Maschinenabdampf ist in bezug auf Heizwert, d. h. nutzbar abgebbare Wärmemenge für 1 kg Dampf, fast gleichwertig mit Kesseldampf gleicher Spannung (Auspuß etwa gleichwertig Niederdruckdampf, Gegen- druckdampf etwa gleichwertig Hochdruckdampf) und ist nur um wenige Prozent geringwertiger als nicht gedrosselter Dampf aus Hochdruck- kesseln. (Trockener Auspußdampf von 0,1 Atm Überdruck hat z. B. einen um nur 4% geringeren Wärmeinhalt als Dampf von 10 Atm Über- druck.)

Die Heizwirkung des Abdampfes bei un mittelbarer Berührung, z. B. beim Einströmen in zu erwärmendes Wasser, ist also nur unwesent- lich kleiner als die von gesättigtem Frischdampf und ist in der Haupt- sache nur um die „Überhitzungswärme“ geringer als die überhitzten Dampfes. Der Auspußdampf von Sattdampfmaschinen ist, wie erwähnt, gewöhnlich bis zu 10% feuchter¹⁾ als gesättigter Kesseldampf am Dampf- dom, bei Betrieb mit höherer Überhitzung ist der Auspußdampf noch schwach überhitzt oder trocken gesättigt. Ob der Feuchtigkeitsgehalt an der Verwendungsstelle bei Frischdampf oder Abdampf größer ist, hängt im übrigen nur von der Länge und dem Wärmeschutz der Zuleitungen von den Kesseln bzw. von der Maschine zur Heizstelle ab.

Bei mittelbarer Heizung durch Heizflächen ist die nutzbare Wärmeabgabe von 1 kg Abdampf und 1 kg nicht überhitzten²⁾ Frisch-

1) Bei 10% Dampfnässe ist also nur mehr 0,9 der Verdampfungswärme, da- gegen noch die volle Flüssigkeitswärme (bis zur Außentemperatur) verfügbar.

2) Überhitzung ist bei Heizung durch Heizflächen im allgemeinen nicht vor- teilhaft, wenn der Dampf noch in erheblich überhitztem Zustande zur Heizstelle

dampfes praktisch nicht sehr verschieden; die nutzbar abgebbare Verdampfungs- oder Niederschlagswärme beträgt in beiden Fällen zwischen 450 und 530 WE/kg, je nach Güte und Anordnung der Heizflächen sowie der Entlüftung und Entwässerung. Bei Abdampfverwertung rechnet man im allgemeinen genügend sicher mit etwa um ein Zehntel geringerer Wärmeübertragung als bei Frischdampf gleicher Spannung.

Dagegen ist die Heizwirkung, d. h. die in der Zeiteinheit auf dem Quadratmeter Heizfläche übertragbare Wärmemenge, abhängig von der Höhe der Dampftemperatur, und zwar nimmt sie bei steigender Temperatur, also auch bei steigendem Drucke des Heizdampfes etwas schneller zu als die Dampftemperatur (vgl. Zahlentafel 35). Bei gleicher Heizflächengröße wächst der Wärmeübergang mit steigendem Temperaturunterschied zwischen Dampf und Luft; außerdem wächst die für je 1° C

Zahlentafel 35. Stündliche Wärmeabgabe der gebräuchlichsten Heizkörper für je 1° Temperaturunterschied zwischen Dampf und Luft und je 1 qm Heizfläche.

Art der Heizfläche	Bei Niederdruckdampfheizung (0,1 Atm Überdruck)	Bei Hochdruckdampfheizung (2,0–3,0 Atm Überdruck)
	WE/st/qm/° C.	WE/st/qm/° C.
Wagerechte Rohrleitung (30–150 mm ä. D.) . . .	13,0–11,5	14,0–12,5
Senkrechte Rohrleitung (30–150 mm ä. D.) . . .	13,5–12,0	14,5–13,0
Niedere Rohrschlangen (bis 1 m hoch)	12,5–11,0	13,0–11,5
Rohrregister (ein- bis vierreihig)	11,5–8,0	12,0–8,5
Radiatoren (ein Element)	11,5	12,0
Radiatoren (2–6 Elemente)	9,5–8,0	10,0–8,5
Rippenkasten (unter 0,6 m Höhe, über 45 mm Rippenabstand)	8,0–6,5	—
Rippenrohr (über 35 mm Rippenabstand)	6,5	7,0–6,5

Temperaturunterschied übertragbare Wärme mit der Höhe der Heizdampftemperatur. Hochgespannter gesättigter Dampf braucht daher dank seiner höheren Temperatur kleinere Heizflächen als Abdampf; in der Zahlentafel 35 ist die mittlere Wärmeabgabe von 1 qm Heizfläche der gebräuchlichsten Heizkörper für Raumheizung zusammengestellt. Der Wärmeinhalt von 1 kg Abdampf liefert also fast die gleiche Wärmemenge (nicht Temperatur), verlangt aber größere Heizflächen wie Frischdampf höherer Spannung.

Für eine Höchstraumtemperatur von 20° C rechnet man bei Niederdruckheizung mit einer durchschnittlichen stündlichen Wärmeabgabe von 650–700 WE/qm Heizfläche bei Radiatoren,
 „ 400–450 „ „ „ Rippenheizkörpern,
 „ 800–880 „ „ „ glatten Heizröhren.

gelangt, da bei mit geringer Geschwindigkeit strömendem Dampf der Wärmeübergang von überhitztem Dampf an die Metallfläche geringer als bei gesättigtem Dampf ist.

Vielfach wurde früher in der Praxis von der versuchsweise eingeführten Abdampfheizung von Trockenzylindern, Lufterhitzern usw. wieder abgegangen, weil die Arbeiter über zu langsame oder ungenügende Heizwirkung klagten. Fast immer ist diese Erscheinung, abgesehen von ungenügender Abführung des Niederschlagwassers, eine Folge der nicht genügend vergrößerten Heizfläche oder des zu großen Druckabfalles, den der Abdampf mit seinem erheblich größeren Volumen in den für Frischdampf höheren Druckes bemessenen engen Rohrleitungen oder Anschlußstutzen erleidet; bei richtig bemessenen Zuleitungen mit genügendem Querschnitt für geringem Druckabfall, bei Anwendung von Schiebern an Stelle der stark drosselnden Ventile und bei entsprechender Anpassung der Heizflächen wird mit Maschinenabdampf fast in jedem Falle die gleiche Heizwirkung erzielt wie mit gedrosseltem Frischdampf. (Eine Ausnahme bilden nur solche Fälle, wo bei unmittelbarer Berührung Überhitzung oder höherer Druck mechanische Wirkungen ausüben, z. B. Auflockern der Fasern in Lumpen- und Zellstoffkochern der Papierfabriken.)

Die Erkenntnis¹⁾, daß die Verwertung des Maschinenabdampfes für die mit dieser Dampfmenge erzeugte Kraft sehr geringe Gestehungskosten bedingt, ist beinahe so alt, wie die Dampfmaschine selbst; gleichwohl blieb die praktische Nutzanwendung bis vor etwa 20 Jahren auf Einzelfälle beschränkt. Eine Ausnahme bildete nur die Zuckerindustrie, die schon mehr als ein halbes Jahrhundert lang allgemein den sogenannten „Retourndampf“ der Auspuffmaschinen zur Saftverdampfung ausnutzte. Eine allgemeinere Nutzbarmachung erfolgte erst, als der Dampfkraft in den Verbrennungsmotoren zunächst scheinbar immer überlegene Nebenbuhler entgegentraten, und die Erbauer von Dampfmaschinen mit mehr Nachdruck auf die mit Unrecht vernachlässigten Vorteile der Dampfanlage für Betriebe mit Heizdampfbedarf hinzuweisen genötigt waren.

In den Betrieben, in denen niedrig gespannter Dampf als Wärmeträger für Koch-, Heiz- und Trockenzwecke, für Luft- und Wassererwärmung u. a. m. benutzt wird, ist im Hinblick auf die für vorgenannte Zwecke ohnehin erforderlichen Dampfkessel zumeist die Dampfmaschine als zweckmäßigste Betriebskraft gewählt.

Früher wurde hierfür fast allgemein die mit Kondensation arbeitende Dampfmaschine für die Krafterzeugung verwendet, die den geringsten Dampfverbrauch erfordert, während für die Wärmezwecke den Dampfkesseln sogenannter Frischdampf entnommen wurde, der, häufig mit Rücksicht auf die Abmessungen der Zuleitungen zu den Verwendungsstellen, ebenfalls in Kesseln mit höherer Spannung erzeugt und un-

¹⁾ Die nachfolgenden Ausführungen sind zum Teil aus Reutlinger: Die Zwischendampfverwertung; Berlin: Julius Springer 1912 entnommen.

mittelbar vor der Verwendungsstelle durch ein Drosselorgan auf den erwünschten Druck gebracht wurde. An Stelle dieses Drosselorgans, in dem das Wärmegefälle des Dampfes zwischen Erzeugungs- und Verwendungsspannung ohne erheblichen Nutzen zum Verschwinden gebracht wird, ist heute zur Ausnutzung dieses Gefälles die Dampfkraftmaschine getreten, die es mit meist hohem thermischen Gütegrad in mechanische Arbeit nutzbar umsetzt. Je nach dem für den Wärmebedarf erforderlichen Druck bzw. der nötigen Temperatur wird der Dampf mit erhöhtem Gegendruck, mit atmosphärischer Spannung oder unter einem Vakuum der Maschine entzogen und den Heizapparaten zugeführt.

Die Ersparnisse in der Dampf- oder Kohlenmenge, die durch vollständige sachgemäße Abdampfverwertung erzielbar sind gegenüber getrenntem Kraft- und Heizungsbetrieb, sind in der Hauptsache darin begründet, daß für die Kraft, die aus der für die Heizung weiter verwendeten Dampfmenge unter Ausnutzung der höheren Druckstufen zwischen Kesselspannung und Heizungsdruck in der Maschine gewonnen wurde, nur der verschwindend geringe Mehraufwand an Erzeugungswärme zur Steigerung des Dampfdruckes und der Überhitzung aufzubringen ist und ein geringer Wärmeverbrauch (5—10%) für die beim Arbeitsvorgang in der Maschine eintretende Dampfverschlechterung. Da je nach der Höhe der Anfangsüberhitzung der genannte Betrag von 5—10% nicht mehr in Dampfform, sondern als Feuchtigkeit im Auspuffdampf enthalten ist, so stehen 5—10% weniger Dampf zu Heizzwecken zur Verfügung, als wenn eine unmittelbar den Kesseln entnommene Dampfmenge an der Verwendungsstelle trocken gesättigt ankommt.

Wird bei getrenntem Betrieb für die Heizzwecke ebenfalls Dampf höherer Spannung in den Kesseln erzeugt und nachher durch Drosselung vor der Verwendungsstelle auf den Heizungsdruck gebracht, so fällt auch der genannte Mehraufwand an Erzeugungswärme fort, und die bei völliger Verwertung des Abdampfes gewonnene Kraft wird, abgesehen von dem geringen Mehrverbrauch an Heizdampf infolge der bei Abdampf mitunter höheren Dampfnaße, praktisch ohne Brennstoffkosten gewonnen.

Man hat zur Klärung der Wirtschaftlichkeit der Abdampfverwertung gegenüber getrennten Kraft- und Heizbetrieben lediglich den Mehraufwand an Wärme zur Erhöhung der Spannung und Überhitzung dieses ohnehin für die Heizzwecke notwendigen Dampfes mit dem Arbeitswert zu vergleichen, den man durch die Expansion in einer Dampfmaschine zwischen dem erhöhten Druck und dem Verwendungsdruck an der Heizstelle erhält. Zur Veranschaulichung ist in der Abb. 85 die Leistungssteigerung dargestellt, die bei adiabatischer Expansion von 1 kg gesättigtem Dampf von Anfangsdrücken bis zu 30 ata jeweils bis

auf 3 atü (normaler Druck des Heizdampfnetzes) abgegeben wird. Die Leistungssteigerung ist dargestellt in Hundertteilen der Leistung, die 1 kg Dampf bei Expansion von 3 auf 0,6 ata abzugeben imstande ist. Gleichzeitig ist in der Abb. die prozentuelle Steigerung der Erzeugungswärme gegenüber 3 atü dargestellt, die bei 30 ata nur um rund 4% höher liegt (bei überhitztem Dampf und höheren Drücken nimmt sie bekanntlich sogar ab).

Man erkennt aus der Abbildung die wichtige Tatsache, daß durch die Expansion zwischen höher liegenden Druckstufen nur Bruchteile des Arbeitswertes gleich ausgedehnter Druckgefälle im niederen Druckgebiet erzielt werden können. Mit steigender Höhe des Druckes nimmt der Arbeitswert gleicher Druckstufe ständig ab. Die innere Ursache liegt, wie aus dem in der Abbildung ebenfalls eingezeichneten Druckvolumen-

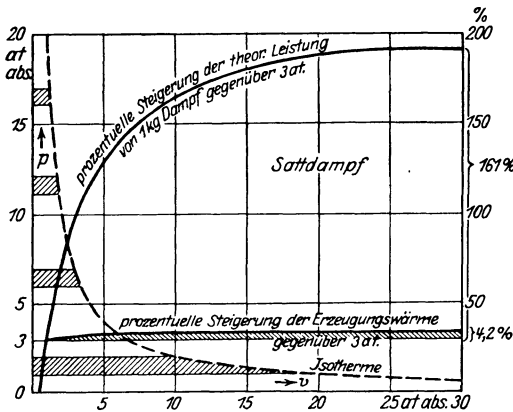


Abb. 85. Sattdampf. Steigerung von Erzeugungswärme und theoretische Kraftausbeute.

diagramm ersichtlich, dessen Fläche bekanntlich unmittelbar die geleistete Arbeit darstellt, in der geringen Volumenänderung des Dampfes bei höheren Drücken im Vergleich zur schnellen Ausdehnung im niederen Druckgebiet. Die Abbildung zeigt, daß eine Steigerung des Anfangsdruckes etwa über 20 atü an Kraftausbeute weniger bringt als die

Senkung des Gegendruckes um verhältnismäßig geringe Beträge. Es sind also unter Umständen recht beträchtliche Anlagekosten für die Neuanlagen für Höchstdruck vermeidbar, wenn vor allem auf die Senkung des Heizungsdruckes hingearbeitet wird. Gerade die Anpassung der mit Abdampf betriebenen Heizflächen und Arbeitsmaschinen an die Verwendung möglichst niederer, etwa unter 3 atü liegender Heizungsdrucke, die fast überall durchführbar ist, bildet eine besonders zeitgemäße Aufgabe zur Verminderung der Anlagekosten und zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit bei der Einführung von gekuppeltem Kraft- und Heizbetrieb. Eine wirtschaftliche Grenze liegt in den Größenabmessungen der Dampfmaschinen, Speicher, Rohrleitungen usw., die mit sinkendem Gegendruck zunehmen.

Die Abbildung zeigt als weiteres wichtiges Ergebnis, daß mit einer verschwindend geringen Steigerung der Erzeugungswärme eine vervielfachte Arbeitsleistung aus der gleichen Dampfmenge gewinnbar ist.

Dieses bei oberflächlicher Betrachtung im Widerspruch mit der Gleichwertigkeit von Wärme und Arbeit scheinende Ergebnis erklärt sich daraus, daß der Dampf bei seiner Expansion nicht gesättigt bleibt, sondern ins Gebiet größerer Feuchtigkeit gelangt, daß also ein Teil seiner Verdampfungswärme zur Arbeitsleistung herangezogen und ein entsprechender Teil des Dampfes niedergeschlagen wird. Die Arbeit wird also auf Kosten der Güte des Dampfzustandes geleistet, d. h. bei Sattdampf wird der Dampf nasser; bei Heißdampf verliert er an Überhitzung und gelangt in das Gebiet des feuchten Dampfes.

In dem Umstand, daß der Arbeitswert der höheren Druckstufe ungemein billig zu erstellen ist, wenn die Erzeugungswärme für die untere Druckstufe, also für den Heizdampf, ohnehin aufgebracht werden muß, liegt der Grund für die Wirtschaftlichkeit der Abdampfverwertung. Nur die geringe Steigerung der Erzeugungswärme, sowie die bei höheren Gegendrücken unbedeutende Verschlechterung des Dampfzustandes in der Maschine (durch Strahlungsverluste und Undichtigkeiten) ist der erzielten Arbeitsleistung als

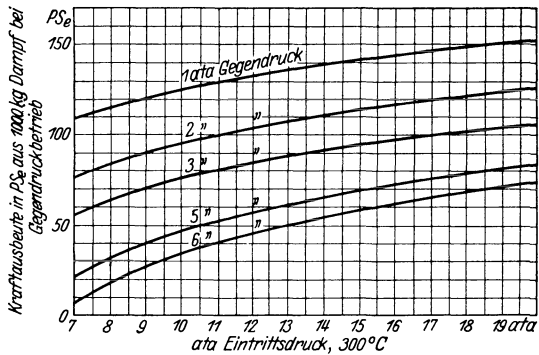


Abb. 86. Kraftausbeute aus 1 to/st Dampf im Gegendruckbetrieb.

Arbeitsleistung als Wärmeverbrauch gegenüberzustellen. Die sonstige Verlustwärme der Maschine, die im Abdampf enthalten ist, wird anderweitig wieder nutzbar gemacht.

Tatsächlich verbrauchen die Gegendruckmaschinen wenig mehr als 1 kg/PSe-st Dampf, wenn der Abdampf als vollwertig in Abzug gebracht wird. Auf Brennstoffwärme bezogen entspricht dies einem thermischen Wirkungsgrad von 75—80%¹⁾.

Die Abb. 86 zeigt die Kraftausbeute, die bei verschiedenen Anfangsdrücken und gleichbleibender Überhitzung von 300° bei Entspannung auf verschiedene Gegendrucke in einer normalen Gegendruckmaschine erzielt wird. Auch aus dieser Abbildung geht klar hervor, daß die Kraftausbeute mit sinkendem Gegendruck gegenüber höheren Gegendrücken

¹⁾ Wärmeäquivalent der PS-Std. = 632 WE. Erzeugungswärme der für die PSe-st verbrauchten Dampfmenge = $\lambda \cdot D$. Thermodynamischer Wirkungsgrad oder Gütegrad der Maschine $\eta = \frac{632}{\lambda \cdot D} \cdot 100$.

sehr schnell ansteigt, während der Einfluß höherer Anfangsspannung bei niederen Gegendrücken verhältnismäßig geringer ist. Die richtige Auswahl von Anfangsdruck und Gegendruck ist von größter Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit von Abdampfanlagen.

Der Abbildung ist beispielsweise zu entnehmen, daß aus 1000 kg Heißdampf durch vorherige Entspannung von einem Anfangsdruck von 20 atü auf 1 atü (entsprechend einer Heizungstemperatur von 100° C) etwa 140 PSe, bei Entspannung auf 3 atü (entsprechend einer Heiztemperatur von 140° C) etwa 94 PSe gewonnen werden können. Bei Verringerung des Anfangsdruckes auf 10 atü und 300° C ist die entsprechende Kraftausbeute rund 120 PSe bei Auspuffbetrieb und 60 PSe bei 3 atü Gegendruck.

Man kann die durch Abdampfverwertung erzielbaren Ersparnisse nach zwei Richtungen rechnerisch untersuchen: nach der Verminderung der Kraftkosten und nach der Verminderung der Heizungskosten. Bei der Verwertung des in die Luft puffenden oder in den Kondensator abgesaugten Abdampfes, zum Beispiel zur Warmwasserbereitung, ist entweder die sonst für die Wassererwärmung erforderliche Frischdampfmenge als erspart anzusehen oder die Kraftkosten können als um den fraglichen Dampf betrag vermindert eingesetzt werden.

Die Gesamtbrennstoffkosten für Krafterzeugung und Heizvorgänge werden demnach durch sachgemäße Abdampfverwertung immer dadurch verringert, daß ein und dieselbe Dampfmenge zuerst Kraft und dann Wärme abgibt.

Die Ersparnisse ¹⁾, die gegenüber getrenntem Betrieb mit der Kondensationsmaschine oder Auspuffmaschine und unmittelbarer Heißdampfentnahme aus den Kesseln erreichbar sind, lassen sich folgendermaßen beurteilen:

Fall 1: Eine Verwendung des Abdampfes ist ohne Erhöhung des Dampfverbrauches der Maschine möglich, also bei Kondensationsmaschinen eine Verwendung des aus dem Niederdruckzylinder abströmenden Kondensatordampfes bei hoher Luftleere (Einschaltung eines Wasservorwärmers oder Lufterhitzers zwischen Zylinder und Kondensator). Bei Auspuffbetrieb entspricht diesem Falle die Verwertung des Auspuffdampfes ohne merkliche Erhöhung des Gegendruckes auf den Kolben.

In der Abb. 87 sind die Verhältnisse zeichnerisch veranschaulicht für verschiedene Heißdampfverbräuche, unter der Voraussetzung, daß Heißdampf und Maschinendampf gleichwertig sind. Die obere Linie begrenzt die Gesamtverbrauchsfläche bei getrenntem Betrieb, bei den drei rechtsstehenden Abbildungen den Gesamtdampfverbrauch bei Abdampf-

¹⁾ Beispiele der Ersparnisberechnung vgl. S. 173.

betrieb. Die nicht schraffierte Fläche läßt für die verschiedenen Abdampfverbräuche die Dampfersparnis erkennen, die hier einfach gleich dem nutzbar verwerteten Bruchteil des Maschinenabdampfes ist. Die größte Ersparnis, die erreicht werden kann bei voller Verwertung des Abdampfes sind die gesamten Brennstoffkosten der Kraft. Ist Abdampf und Heizungsfrischdampf nicht gleichwertig (ersterer z. B. nasser) oder muß für den Maschinenbetrieb zur Abdampfverwertung hochwertigerer (z. B. überhitzter) Dampf erzeugt werden, so muß der Mehraufwand an Erzeugungswärme von der Ersparnis in Abzug gebracht werden.

Fall 2: Die Verwendung des Abdampfes zu Heizzwecken erfordert höheren Maschinendampfverbrauch, z. B. durch eine Abschwächung der Luftleere bei der Kondensationsmaschine (zur Erzielung höherer Abdampftemperatur¹⁾ oder eine Erhöhung des Gegendruckes des Auspuffmaschine (hoher Heizungsdruck erforderlich). Die

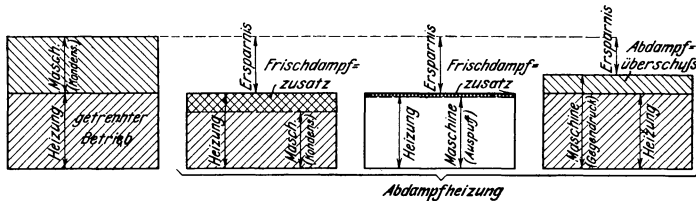


Abb. 87. Wert der Abdampfverwertung.

Gesetzmäßigkeit, nach der ungefähr der Dampfverbrauch der Kondensationskolbenmaschine und der Dampfturbine mit abnehmender Luftleere wächst, ist auf S. 59 besprochen, das Anwachsen des Dampfverbrauches mit ansteigendem Gegendruck ist für moderne Maschinen in den Abb. 34, 41 und 88 in Durchschnittswerten dargestellt; ältere Einzylindermaschinen haben häufig viel stärkere Dampfverbrauchssteigerungen bei Betrieb mit Gegendruck aufzuweisen.

Die Ersparnisse, die bei gesteigertem Dampfverbrauch der Maschine und Abdampfverwertung gegenüber getrenntem Heizungsbetrieb und geringerem Dampfverbrauch für Krafterzeugung allein erzielbar sind, lassen sich an Hand der Abb. 87 kurz allgemein beurteilen. Bei getrenntem Betrieb ist die Heizdampfmenge und die Maschinendampfmenge in den

1) Temperatur des Abdampfes bei:

90% Vakuum = 45° C	60% Vakuum = 75,5° C
80 „ „ = 59,8 „	50 „ „ = 80,9 „
70 „ „ = 68,7 „	40 „ „ = 85,5 „

Bei sachgemäßer Ausbildung von Vorwärmern und Lufterhitzern können Warmwassertemperaturen erreicht werden, die nur verschwindend gering unter der Dampftemperatur liegen, und Lufttemperaturen, die etwa 10—15° niedriger sind als die Dampftemperatur.

Kesseln zu erzeugen; bei Abdampfbetrieb ist die der Maschine zuzuführende Dampfmenge zwar größer (z. B. Abb. 87 rechts), die Gesamtdampfmenge jedoch kleiner, da der Dampf ganz oder zum Teil nach der Arbeit in der Maschine als Heizdampf weiterarbeitet. Solange die Abdampflieferung der Gegendruckmaschine kleiner bleibt als der Heizdampfbedarf des Betriebes, ist nur die Gesamtdampfmenge für den Heizbedarf in den Kesseln aufzubringen; die Größe des Dampfverbrauches der Maschine ist also gleichgültig (wenn man nur den Gesamtkohlenverbrauch der Anlage im Auge hat¹⁾), solange die Abdampfmenge kleiner ist als der Heizdampfbedarf (also noch Frischdampfzusatz erforderlich wird) oder der Dampf gerade für die Heizzwecke ausreicht. Bei vollständig verwertetem Abdampf ist die Dampfersparnis, wie aus der Abb. 87 ohne weiteres hervorgeht, fast gleich dem Dampfverbrauch der ohne Abdampfverwertung arbeitenden Maschine bei der gleichen Leistung; die durch den weiter verwerteten Abdampf geleistete Arbeit ist ohne Brennstoffkosten erzeugt worden. Zu beachten ist bei Beurteilung des Heizdampfbedarfes, daß Abdampf gewöhnlich höheren Feuchtigkeitsgrad besitzt als Frischdampf; im Durchschnitt sind etwa 10% größere Abdampfmengen zur Erzielung gleicher Heizwirkung gegenüber Frischdampf aufzuwenden²⁾.

Kann der von der Maschine bei höherem Gegendruck gelieferte Abdampf nicht vollständig für Heizzwecke untergebracht werden, so tritt selbst bei erheblichen über Dach auspuffenden Mengen, wie aus Abb. 87 ersichtlich, noch eine Ersparnis gegenüber getrenntem Betriebe ein; dieselbe ist, bei vollwertig gerechnetem Abdampf, gleich dem Dampfbedarf der normal arbeitenden Maschine abzüglich der Auspuffmenge. Erst wenn der gesamte Dampfbedarf, der für die Kraft-erzeugung bei getrenntem Betriebe erforderlich ist, über Dach geht, tritt ein Mehrverbrauch ein und die Abdampfverwertung wird unwirtschaftlich.

Der Dampfverbrauch der mit Kondensation arbeitenden Dampfmaschine ist meist etwa 25%³⁾ geringer als bei Auspuffbetrieb derselben; Auspuffbetrieb mit Verwertung des Abdampfes zu Heizzwecken wird demnach geringeren Brennstoffverbrauch gegenüber Kondensationsbetrieb und Frischdampfheizung ergeben, sobald mindestens $\frac{1}{4}$ des Dampfverbrauches der Auspuffmaschine nutzbar verwertet werden kann.

¹⁾ Im II. Band wird gezeigt werden, daß gewisse Rücksichten auf den Gesamtbetrieb trotzdem auch für die Verwendung ökonomischer Gegendruckmaschinen sprechen.

²⁾ Auf den Abzug von den Ersparnissen, der für höhere Erzeugungswärme des gesteigerten Maschinendampfverbrauches gegenüber dem gewöhnlich mit geringerer Spannung entnommenen Heizdampf zu machen ist, wurde bereits hingewiesen.

³⁾ Bzw. rund 38% des Verbrauches der Kondensationsmaschine.

Die Zahlentafel 36¹⁾ gibt für die zur Zeit im allgemeinen noch gebräuchlichsten Dampfdrucke eine Übersicht für Kondensations-, Auspuff- und Gegendruckmaschinen über die verfügbaren Wärmegefälle sowie den Dampf- und Wärmeverbrauch pro PSe-Stunde. Es ist daraus ersichtlich, daß sich bei Kondensationsmaschinen der Wärmeverbrauch zwischen 3500 und 4500 WE bewegt, bei Auspuffmaschinen zwischen 5100 und 7800 WE, während er bei restloser Abdampfverwertung einheitlich für Kondensations-, Auspuff- oder Gegendruckbetrieb auf rund 725 WE entsprechend praktisch 1 kg überhitzten Dampf = $\frac{1}{7}$ — $\frac{1}{8}$ kg guter Steinkohle sich vermindert, also Brennstoffkosten von nur 0,3 bis 0,4 Pf./PSe-Std. (vollwertigen Abdampf vorausgesetzt) verursacht.

Zahlentafel 36.

Dampf- an- fangs- druck	Sattdampf		Über- hitzter Dampf von 300° C	Auspuffbetrieb Gegendruck = 1,1 ata			Kondensations- betrieb Gegendruck = 0,1 ata			Wärmeverbrauch für 1 PSe-Stunde bei			s = Sattdampf, ü = Heißdampf	
	Überdruck	Temperatur		Erzeugungs- wärme für 1 kg Dampf	Erzeugungs- wärme für 1 kg Dampf	Verfügbares Wärmegefälle	Dampfver- brauch für 1 PSe	Wärme in 1 kg Abdampf	Verfügbares Wärmegefälle	Dampfver- brauch für 1 PSe	Wärme in 1 kg Abdampf	Auspuff- betrieb		Kon- den- sations- betrieb
kg/cm ²	° C	WE	WE	WE	kg	WE	WE	kg	WE	WE	1,1 ata WE	0,1 ata WE ²⁾	WE	
8	174	655	732,4	86	11,7	603	162	6,7	556	7780	725	4460	s	
		667		103	9,1	653	186	5,4	598	6670	725	3960	ü	
10	183	669	731	94	10,7	600	170	6,34	553	7140	725	4230	s	
		671		110	8,5	646	192	5,2	592	6220	725	3800	ü	
12	191	671	730	101	10,0	597	175	6,2	552	6690	725	4150	s	
		673		117	8,0	640	197	5,1	588	5840	725	3720	ü	
15	200	671	728	110	9,1	591	183	5,9	548	6100	725	3960	s	
		673		125	7,5	631	204	4,9	580	5460	725	3570	ü	
19	211	673	725,5	119	8,4	587	191	5,7	546	5650	725	3840	s	
		673		133	7,04	622	211	4,8	574	5120	725	3480	ü	

Die Abb. 88³⁾ gibt einen guten Überblick über die Steigerung des Dampfverbrauches zeitgemäßer Heißdampfmaschinen vom vollen Vakuum bis zu einem Gegendruck von 4 ata, sowie über die Dampfersparnis gegenüber Kondensationsbetrieb bei restloser Abdampfverwertung.

Es geht aus der Abbildung hervor, daß gegenüber getrenntem Kraft- und Heizungsbetrieb bei restloser Abdampfverwertung der Dampfverbrauch der Kondensationsmaschine abzüglich rund 1 kg Dampf eingespart wird, unabhängig von der Höhe des Gegendruckes.

1) Nach Druckschrift Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Abdampfverwertung.

2) Bei restloser Abdampfausnutzung,

3) In Anlehnung an die Druckschrift Industrie-Lokomobilen von Henschel & Sohn, Kassel.

In der Abbildung ist weiterhin der Fall angenommen, daß die Abdampfmenge nicht restlos ausgenutzt wird, sondern daß der nutzbare Anteil einem Dampfverbrauch von 7 kg/PSe entspricht. In diesem Falle vermindert sich die Ersparnis um den schräg schraffierten Betrag des Abdampfüberschusses. Zur allgemeineren Verwertung der Abbildung ist außer den Absolutwerten des Dampfverbrauches auch die prozentuelle Steigerung bei verschiedenen Gegendrücken angegeben. Die dem Dampfdruck entsprechende Abdampftemperatur (gesättigten bzw. feuchten Abdampf vorausgesetzt) ist an der Abszissenachse eingeschrieben.

Die mit Gegendruck betriebenen Kolbenmaschinen sind ausschließlich Einzylindermaschinen, die auch während der Zeiten, in denen kein Heizdampf gebraucht wird, durch Lüftung des Belastungsgewichtes eines in

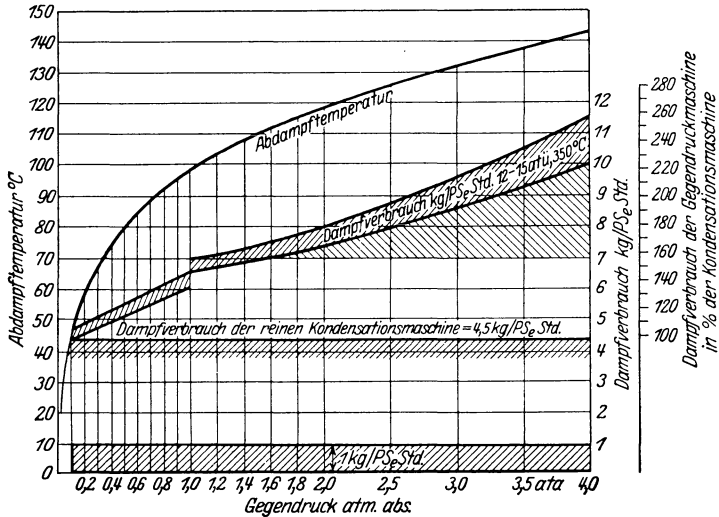


Abb. 88. Veränderung des Dampfverbrauches zwischen Kondensations- und Gegendruckbetrieb.

der Heizleitung angeordneten Ventils mit Auspuff betrieben werden können; durch besondere Regelvorrichtungen (Veränderung der Kompression) kann die Steuerung selbsttätig für beide Arbeitsweisen jeweils günstig eingestellt werden. Die bisher gebräuchlichen Gegendruckturbinen sind äußerst einfache, meist mit einem einzigen Laufrad arbeitende Maschinensätze, die deshalb, und besonders infolge des Wegfalls der umfangreichen Kondensationsanlage, erheblich billiger sind als normale Turbinen (vgl. Abb. 72 und 73)¹⁾. Der Dampfverbrauch der Gegendruckkolbenmaschine ist, wie die Abb. 34 und 40 zeigen, bei gleichem Druckgefälle erheblich geringer als der der Turbine, d. h. für eine bestimmte Abdampfmenge erzeugt die Kolbenmaschine mehr Kraft als die

¹⁾ Bei neuzeitlichen Gegendruckturbinen, bei denen gegenüber dem Wirkungsgrad der älteren Maschinen von 50—60% eine wesentlich bessere Ausnutzung und geringerer Dampfverbrauch erzielt werden soll, verteuert sich die Bauart durch Anwendung mehrstufiger Räder usw.

Turbine. Diese Erscheinung ist dadurch begründet, daß die Kolbenmaschine die oberen Wärmegefällstufen des Dampfes erheblich besser ausnutzen kann als die Turbine, die ihre größte Wärmeausnutzung im Gebiet niederer Drucke (bei schnell anwachsendem Dampfvolumen) erzielt.

Dagegen ist der Abdampf der Turbine vollständig frei von Öl und kann, da weniger Dampfwärme bei gleichem Druckgefälle in Arbeit verwandelt wird, da ferner die Anfangsüberhitzung der Turbine höher gewählt werden kann (bis über 400° C), und da überdies ein Teil der Strömungsenergie sich durch Schaufelreibung in Dampfwärme zurückverwandelt, hochwertiger die Maschine verlassen als Kolbenmaschinenabdampf. Turbinenabdampf kann gegenüber gedrosseltem Frischdampf meist als gleichwertig gerechnet werden, wenn die Entfernungen von den Kesseln oder der Turbine bis zu den Heizstellen nicht sehr verschieden sind. Die Reinheit des Turbinenabdampfes gibt trotz des ungünstigeren Dampfverbrauches häufig den Ausschlag zur Wahl der Turbine, fast stets da, wo der Heizdampf in unmittelbare Berührung mit dem zu erwärmenden gegen Öl empfindlichen Stoff gelangt (Zuckerlösungen, Farbflotten, Vulkanisierkessel u. a. m.).

Die gesamten bisherigen Betrachtungen beziehen sich nur auf den Dampf- bzw. Brennstoffverbrauch der Kraftmaschine und seine Verminderung durch Abdampfverwertung.

Wie bei jeder Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sind die gesamten Betriebskosten und die fabrikationstechnischen Gesichtspunkte vor Einführung der Abdampfverwertung zusammenzustellen. Dabei zeigt sich mitunter, daß bei bestehenden Anlagen die Abänderung oder Vergrößerung der Heizflächen oder der Dampfzuleitungen, die Verlegung von Abdampfleitungen, häufig auch die Erneuerung oder Umgestaltung der Kesselanlage (wegen des größeren Bedarfes an hoch gespanntem oder überhitztem Dampf), die Aufstellung von Speichern u. a. m. erforderlich würde in einem Maße, daß durch die erwachsenden Kapitalkosten die Verminderung der Brennstoffkosten erheblich verringert oder gar übertroffen wird.

Auch die Frage der Dampfentölung ist für viele Verwendungszwecke, bei denen der Dampf unmittelbar mit dem zu behandelnden Gut in Berührung kommt, bei Kolbenmaschinen wesentlich und schränkt die Abdampfverwertung für bestimmte Einzelzwecke ein bzw. zwingt zur Verlegung besonderer Frischdampfleitungen zu derartigen Verbrauchsstellen. Insbesondere ist Abdampf bei hoher Anfangsüberhitzung verhältnismäßig schwer zu entölen, so daß außer der Entölung am Beginn der Abdampfleitung noch zusätzliche Maßnahmen (Verminderung der Abdampfüberhitzung durch Wassereinspritzen oder Kühlung, zusätzliche Entöler vor den empfindlichen Verwendungsstellen usw.) erforderlich

werden. Im allgemeinen hat zwar die Erfahrung gezeigt, daß auch in empfindlichen Betrieben, z. B. Färbereibetrieben, bei sachgemäßer Durchführung der Entölung unbedenklich auch mit direktem Abdampf für die Färberei gearbeitet werden kann. Immerhin verbleibt eine nicht unbeträchtliche Anzahl von Anwendungsfällen, bei denen Abdampf von Kolbenmaschinen grundsätzlich ausscheiden muß (vgl. Band II).

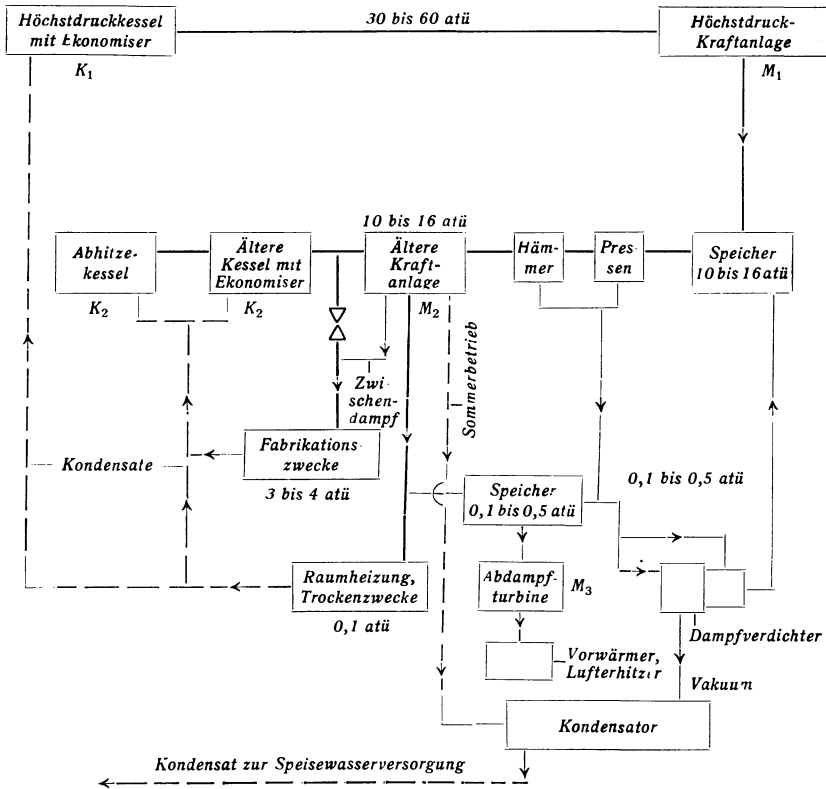


Abb. 89. Schema für Eingliederung älterer und neuerer Werksanlagen in den Abwärmefuß.

Um zeitgemäße hohe Kesseldrucke und Überhitzungen bei einer Steigerung des Kraftbedarfes eines Betriebes einführen und die vorhandenen Maschinen- und Heizedampfnetze für niedrigeren Druck weiter verwenden zu können, kann der Weg beschritten werden, daß eine Dampfmaschine für Gegendruckbetrieb den vorhandenen Maschinen vorgeschaltet wird. In dieser expandiert der Hochdruckdampf unter Arbeitsabgabe von hohem Kesseldruck bis zum zulässigen Anfangsdruck der älteren Maschinen, die sie, ebenso wie das vorhandene Niederdrucknetz (letzteres gegebenenfalls unter Zwischenschaltung von Speichern), mit ihrem Abdampf speist.

Die Abb. 89¹⁾ zeigt im Schema eine praktisch ausgeführte Vorschaltanlage für 60 atü in einer großen Maschinenfabrik in ihrer Verbindung mit Abhitzeesseln und Dampfspeichern verschiedener Druckstufen.

Die Abb. 90²⁾ zeigt die mittleren Leistungen einer zeitgemäßen Vorschaltturbine in Abhängigkeit vom Höchstdruck für verschiedene Überhitzungstemperaturen mit und ohne Zwischenüberhitzung, wie sie auf je 1000 kW der nachgeschalteten, mit 16 atü Anfangsdruck arbeitenden Grundturbine durch die vorhergehende Entspannung des Hochdruckdampfes gewonnen werden können. Bei Betrieb ohne Zwischenüberhitzung kann im Mittel für die für deutsche Verhältnisse in Frage kommenden Kesseldrücke von 30—50 atü durchschnittlich mit einer zusätzlichen Kraftausbeute von 200—300 kW je 1000 kW, entsprechend 20—30% der Leistung der Grundturbine, ohne nennenswerte Brennstoffmehrkosten gerechnet werden. Dagegen ist das erhebliche Anlagekapital durch den Kraftgewinn zu verzinsen und zu tilgen.

Den bisherigen Betrachtungen war zugrunde gelegt, daß der gesamte von der Maschine gelieferte Abdampf fast ständig

vom Betriebe aufgebraucht werden kann. Weniger einfach als in diesem Falle gestaltet sich die Lösung der Wärmeversorgung durch Maschinenabdampf, wenn der Wärmebedarf des Betriebes die von der Kraftmaschine bei der erforderlichen hohen Temperatur gelieferte Abwärme fast ständig unterschreitet, wenn also bei reinem Gegendruck- oder Auspuffbetrieb ein ständiger Abdampfüberschuß verloren geht, oder wenn sowohl der Kraftbedarf als auch der Wärmebedarf Schwankungen unterworfen sind, deren Verlauf der Zeit und Größe nach nicht zusammenfällt, die vielmehr Überschneiden der Kurven des Heizdampfbedarfes und der Abdampflieferung zur Folge haben: Abdampfmangel wechselt mit Abdampfüberschuß unregelmäßig ab.

Abdampfmangel kann durch selbsttätigen Frischdampfzusatz ausgeglichen werden, während Abdampfüberschuß, der durch sicher wir-

a) ohne Zwischenüberhitzung. b) mit Zwischenüberhitzung.

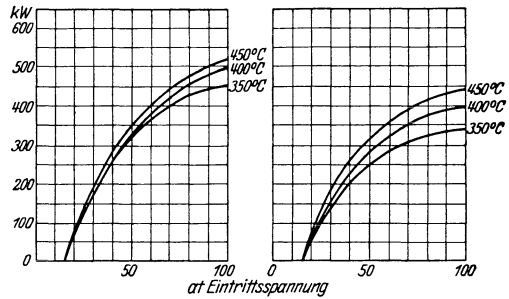


Abb 90. Leistung einer Vorschaltturbine bezogen auf 1000 kW der Grundturbine bei verschiedenen Überhitzungen.

¹⁾ Aus Reutlinger: Wärmewirtschaft in Maschinenfabriken. Maschinenbau u. Wirtschaft 1926. Heft 13.

²⁾ Nach Gleichmann: Neuerungen der Dampftechnik in ihrer Auswirkung in Industrie und Elektrizitätswerken. Veröffentlichung Siemens-Schuckert-Werke Nr. 2768.

kende Abblaseventile ins Freie geleitet werden muß, die Ersparnisse in der vorbesprochenen Weise vermindert¹⁾. Nach S. 185 kann nahezu der ganze Dampfverbrauch der gleichwertigen Kondensationsmaschine als Abdampfüberschuß über Dach gehen, bevor die Abdampfverwertung den gleichen Brennstoffverbrauch gegenüber Frischdampfheizung verursacht, falls nicht seine Wärme für die Zeiten des größeren Bedarfes aufgespeichert wird.

Der wirtschaftliche Ausgleich der Schwankungen von Abdampflieferung und Heizbedarf und seine geschickte Lösung bildet eine der Hauptaufgaben sachgemäßer Abdampfverwertung. Bei kleineren Abdampfüberschußmengen bzw. kleineren Schwankungen, bei denen die Wirtschaftlichkeit der Speicherung noch nicht vorliegt, gibt es andere Lösungsmöglichkeiten:

Für kleine Betriebe mit Einzylindermaschinen bis zur Höchstleistung von 100 PS und periodisch regelmäßig auftretendem Heizbedarf läßt sich dadurch ein Ausgleich schaffen, daß die Maschine für gewöhnlich mit normaler Auspuffspannung arbeitet, dagegen während der Dauer des Heizbedarfes durch Einschaltung eines Belastungsventiles in die Abdampfleitung mit Gegendruck und Abdampfverwertung betrieben wird. Dieser gemischte Auspuff- und Gegendruckbetrieb, bei dem man ohnehin Kompromisse in der Steuerungseinstellung zulassen muß, hat nur geringe Anwendungsmöglichkeit, z. B. in kleinen Brauereien und chemischen Fabriken. Seine Wirtschaftlichkeit ist außerdem vollständig von der Aufmerksamkeit des Bedienungspersonals abhängig.

Für Betriebe mit dauernd größerem Heizbedarf, der unregelmäßigen Schwankungen unterworfen sein kann und der die aus der Hauptbetriebsmaschine bei dem erforderlichen erhöhten Gegendruck anfallende Abwärme unterschreitet, ist der Parallelbetrieb einer Kondensations- und einer Gegendruckmaschine durchführbar, wobei die Gegendruckmaschine stets nur mit der dem Abdampfbedarf entsprechenden Belastung läuft. Diese Maschine arbeitet mit dem gewünschten Gegendruck und wird stets so belastet, daß der von ihr gelieferte Abdampf gerade dem Heizdampfbedarf entspricht. Die andere Maschine arbeitet mit Kondensation und bringt die für den Gesamtkraftbedarf erforderliche Zusatzleistung auf. Diese Verteilung der Belastung wird durch zwei Regelvorrichtungen erzielt. Die Gegendruckmaschine wird vom Druck in der Heizleitung durch einen sogenannten Druckregler gesteuert, der die Dampfzuführung und damit die Leistung der Maschine dem Abdampfbedarf entsprechend regelt. Für die jeweils erforderliche Belastung der Zusatzmaschine sorgt deren Geschwindigkeitsregler. Die Gesamtkraft-erzeugung und die Abdampfabgabe erfolgen also unabhängig vonein-

¹⁾ Genügende Kesselfläche vorausgesetzt.

ander; für das selbsttätige Zusammenarbeiten, die Vermeidung des Durchbrennens der Gegendruckmaschine bei geringem Heizbedarf, das Trockenlaufen der Zusatzmaschine bei geringem Kraftbedarf u. dgl. ist bei allen Abdampfverwertungs- und auch Speichieranlagen die sorgfältigste Durchbildung der Regelvorrichtungen erforderlich. Rückschlagklappen und reichlich bemessene Überströmventile in den Abdampfleitungen, selbsttätige Frischdampfzusatzventile, Entöler u. dgl. sind selbstverständliches Zubehör jeder Abdampfmaschine.

Diese Anordnung zweier getrennter Maschinen erfordert hohes Anlagekapital und kann wirtschaftlich im allgemeinen nur zur Ausgestaltung vorhandener Dampfanlagen angewandt werden. Im allgemeinen wird der gleiche Zweck erreicht durch die sogenannte *Zwischendampfentnahme*, das ist die Entnahme von Heizdampf höherer Spannung „zwischen“ den Zylindern einer Verbundmaschine, also aus dem Aufnehmer, oder aus dem Gehäuse einer Dampfturbine bei beliebiger Druckstufe (Anzapfturbine). Die Höhe des Entnahmedruckes richtet sich nach dem erforderlichen Druck an der Verwendungsstelle und dem Druckverlust in den Zuleitungen. Der Entnahmedruck ist zwischen dem Anfangsdruck vor der Maschine und der Kondensatorspannung in weiten Grenzen wählbar. Je geringer der Entnahmedruck eingestellt werden kann, um so größer ist die vor der Entnahme erzielbare Kraftausbeute und damit die Brennstoffersparnis. Der nicht entzogene Dampf arbeitet in normaler Weise im Niederdruckteil der Maschine bis zur Entspannung auf dem Kondensatordruck weiter, um im Kondensator niedergeschlagen oder vor dem Kondensator durch Vakuumabwärmeverwertung ausgenutzt zu werden.

Die Kolbenmaschine für *Zwischendampfentnahme* wird zweckmäßig als Einkurbel- oder Tandemmaschine gewählt, wodurch die infolge der Entnahme stark wechselnde Triebwerksbeanspruchung der beiden Zylinder ihre Wirkung auf die Gleichförmigkeit des Ganges fast vollständig verliert. Die Entnahmeleitung zu den Heizstellen zweigt von dem Aufnehmer der Maschine ab unter Zwischenschaltung einer Absperrung, eines Dampfentölers, einer Rückschlagklappe und eines reichlich bemessenen Sicherheitsventiles, das eine unzulässige Druckerhöhung in der Heizleitung verhindert. Wird dem Aufnehmer Dampf zu Heizzwecken bei dem beliebig eingestellten Heizungsdruck entzogen, erhält der Niederdruckzylinder also eine um die Entnahmemenge verringerte Dampfzufuhr, so verkleinert sich seine Leistung; damit die notwendige Gesamtleistung gleich bleibt, muß der Hochdruckzylinder eine dem Ausfall entsprechende Mehrleistung aufbringen. Die Möglichkeit, Heizdampfentnahme und Kraftbedarf vollständig unabhängig voneinander stets selbsttätig zu decken, wird auch hier durch Zusammenarbeiten eines vom Heizungsdruck bewegten „Druckreglers“ und eines gewöhnlichen,

von der Umlaufszahl der Maschine beeinflussten „Geschwindigkeitsreglers“ gegeben. Der Druckregler sperrt die Dampzufuhr zum Niederdruckzylinder weiter ab, wenn viel Dampf entnommen wird, und daher der Druck in der Heizleitung zu sinken sucht, und gibt umgekehrt bei geringerem Heizdampfbedarf größere „Niederdruckfüllung“, so daß also der Heizungsdruck (Aufnehmerdruck) stets gleichbleibend erhalten wird. Die für den Ausfall an Niederdruckleistung jeweils erforderliche Mehrleistung gibt der Hochdruckzylinder ab, dessen Dampzufuhr von dem Geschwindigkeitsregler dem Gesamtkraftbedarf entsprechend eingestellt wird. Zwischen Kesseln und Heizstellen sind Frischdampfleitungen anzuordnen, die unter Vermittlung der bereits besprochenen „Frischdampfzusatzventile“ selbsttätig Dampf in die Heizleitungen schicken, wenn die bei der jeweiligen Belastung entnehmbaren Zwischendampfmengen nicht genügen, und die auch bei Maschinenstillstand die Heizdampfversorgung übernehmen müssen. Mit Rücksicht auf die gewöhnlich geringe Dampzufuhr wird der Niederdruckzylinder der Zwischendampfmaschine kleiner gewählt als normal; er muß auch bei größtem Heizdampfbedarf eine Mindestdampfmenge zugeführt (1—4% Füllung) erhalten, um nicht trocken zu laufen. Der Größe der Dampfentnahme sind nach unten keine Grenzen gezogen; wird kein Dampf entnommen, so arbeitet die Maschine als gewöhnliche Kondensationsmaschine (mit erhöhtem Aufnehmerdruck). Dagegen ist die Höchstentnahme beschränkt: eine gewisse Leistung bringt der Niederdruckzylinder bei der erwähnten Mindestdampfung immer auf und nur der Unterschied zwischen dem Dampfverbrauch des Hochdruckzylinders für den Rest der Leistung und der dem Niederdruckzylinder zuzuführenden Dampfmenge kann entnommen werden. Bei schwacher Maschinenbelastung ist, namentlich bei höherem Aufnehmerdruck (Schleifenbildung im Diagramm), die Entnahmemöglichkeit sehr beschränkt. Bei normaler Belastung der Maschine ist die Entnahmemöglichkeit begrenzt durch die im Hochdruckzylinder erreichbare Höchstfüllung. Es können bei 2—3 Atm Entnahmedruck etwa 150% des Dampfverbrauches der normalen Maschine entnommen werden, entsprechend bis zu 80% des Dampfverbrauches der Zwischendampfmaschine.

In neuerer Zeit sind auch Einzylindermaschinen ausgebildet worden, die eine teilweise Abdampfentnahme bei verschiedenem Entnahmedruck gestatten. Gegenüber der normalen Einzylinderkondensationsmaschine ergeben sich etwa 15—25% höhere Anlagekosten, wozu dann noch die Kosten der normalen Abdampfarmaturen treten.

Bei der Dampfturbine, die von vornherein für Entnahme an einer oder mehreren Anzapfstufen gebaut sein muß, besteht im Gegensatz zu Kolbenmaschinen mehr Freiheit in bezug auf die Höhe des Entnahmedruckes. Der Heizdampf kann an beliebiger Druckstufe bzw. bei Bedarf

an Heizdampf verschiedenen Druckes gleichzeitig an mehreren Stellen entnommen werden. Der vor dem Anzapfraum liegende Hochdruckteil steht durch ein sogenanntes „Überströmventil“ mit dem Niederdruckteil in Verbindung, durch das die Dampfzufuhr zum Niederdruckteil dem Heizdampfbedarf entsprechend gesteuert wird (meist mit Drosselregulierung), während die erforderliche Hochdruckleistung, genau wie bei der Kolbenmaschine durch einen Geschwindigkeitsregler, der die Frischdampfzufuhr zur Turbine beeinflußt, geregelt wird. Die übrigen Organe sind ähnlich wie bei der Kolbenmaschine, der Entöler fällt hier fort.

Der Dampfverbrauch der Turbine wächst bei Anzapfung, namentlich bei höherem Druck, schneller als der der Kolbenmaschine, aus dem gleichen Grunde wie für den Gegendruckbetrieb besprochen (kleinere Gütegrade, Drosselverluste). Für Durchschnittsverhältnisse kann für je 10% Dampfentnahme (bezogen auf den Dampfverbrauch der reinen Kondensationsmaschine) bei Kolbenmaschinen mit einer Dampfverbrauchssteigerung um etwa 5%, bei Turbinen um etwa 7—10% gerechnet werden. Dagegen sind der Turbine prozentuell größere Anzapfmengen entnehmbar. Die größte Anzapfmenge beträgt bei Vollast etwa 200—250% des Verbrauches der Kondensationsmaschine, bei Halblast bis zu 300%.

Bei Teilbelastung der Turbine und höherem Anzapfdruck sowie bei geringem Heizdampfbedarf ist eine nennenswerte Ersparnis nicht erzielbar, also getrennter Betrieb vorzuziehen.

Die Ersparnisse gegenüber getrenntem Kraft- und Heizbetrieb, die durch Zwischendampfentnahme erreicht werden, sind ähnlich wie bei der Gegendruckmaschine darin begründet, daß der entnommene Dampf im Hochdruckteil Arbeit geleistet hat. Bei vollwertigem, d. h. dem Frischdampf an der Heizstelle gleichwertigem Zwischendampf verringert sich der der geleisteten Kraft anzurechnende Dampfverbrauch der Maschine auf die noch im Niederdruckteil weiter arbeitende Dampfmenge und die geringen Zwischenverluste. Die Kosten der Kraft werden erheblich, im günstigsten Falle bis zu etwa 60% bei voller Entnahme (bei der Kolbenmaschine) vermindert. Die Dampfmenge, die bei Entnahme der Maschine zugeführt werden muß, ist natürlich größer als bei Kondensationsbetrieb. Aber die Steigerung des Dampfverbrauches ist wesentlich geringer als die entnommene Dampfmenge. Die Differenz zwischen der Entnahmemenge und der Steigerung des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschine ist die ersparte Dampfmenge.

Die Abb. 91¹⁾ zeigt die Steigerung des Dampfverbrauches der Zwischendampfkolbenmaschine in Abhängigkeit von der entnommenen Dampfmenge. Der Dampfverbrauch wächst schnell mit der Höhe des

¹⁾ Entnommen aus Reutlinger: Die Zwischendampfverwertung in Entwicklung, Theorie und Wirtschaftlichkeit. Berlin 1912.

Entnahmedruckes, je niedriger also die Heizdampfspannung gewählt werden kann (große Leitungen und Heizflächen), desto größer ist die erreichbare Ersparnis. Die im Gesamtkohlenverbrauch erzielbare Ersparnis ist in der Abb. 91 eingezeichnet; sie wächst mit steigender Heizdampfentnahme und mit fallendem Aufnehmerdruck. Bei voller Heizdampfentnahme und niedriger Spannung sind Ersparnisse bis zu 30% der Gesamtdampfmenge, bei 3 atü bis zu 20% erzielbar¹⁾.

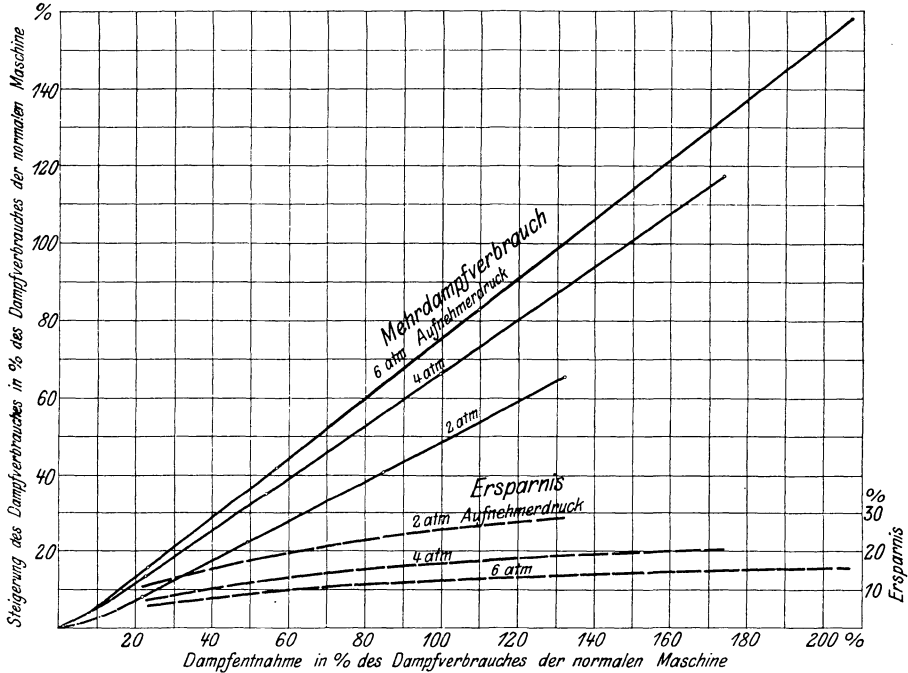


Abb. 91. Dampfverbrauch und Ersparnis bei Zwischendampfentnahme an Kolbenmaschinen (10–12 Atm, 270 °C).

Die Abb. 92²⁾ zeigt die Verhältnisse bei einer zeitgemäßen 600 PS Tandemaschine, die bei Kondensationsbetrieb 5,5 kg/PS-Std. verbraucht, das Ansteigen des Dampfverbrauches bei Teil- und Überlast für Entnahme bis zu 6000 kg/Std., ebenso den der Kraft zu belasten-

¹⁾ Die Abb. 91 gibt für Verhältnisse von 13 Atm 300° C und höherem Druck reichliche Dampfverbräuche, also sicher erreichbare Ersparnisse, für 9 atü und 275° C etwas zu knappe Werte. Die prozentualen Ersparniszahlen beziehen sich auf die Summe aus dem vollwertig gerechneten Entnahmedampf und dem Dampfverbrauch der gewöhnlichen Kondensationsmaschine. Bei Frischdampfzusatz sind die auf den Gesamtdampfverbrauch bezogenen Ersparniswerte entsprechend kleiner, ebenso bei feuchtem Zwischendampf.

²⁾ Nach Angaben der Maschinenfabrik Gebrüder Sulzer.

den Dampfverbrauch (günstigste Verhältnisse bei 400 PSe und 4000 kg Entnahme).

Die Abb. 93 gibt Garantiezahlen für Einzylinder-Entnahmemaschinen zwischen Kondensationsbetrieb und reinem Gegendruckbetrieb.

Ist der Dampfverbrauch einer Verbund-Kondensationsmaschine für Kondensationsbetrieb und Gegendruckbetrieb bekannt, so ist der Dampfverbrauch bei Zwischendampfentnahme praktisch genügend genau zu ermitteln nach der von der Maschinenfabrik Dingler, Zweibrücken, aufgestellten Formel¹⁾:

$$Dz = Dk + \frac{(Dg - Dk) \cdot De}{Dg \cdot Ne} = m \text{ kg/PSe-Std.}$$

(bei Betrieb ohne Schleifenbildung).

Auf die Heizdampfmenge bezogen lassen sich bei mittleren Verhältnissen 35—45% des Heizverbrauches durch die Dampfentnahme sparen.

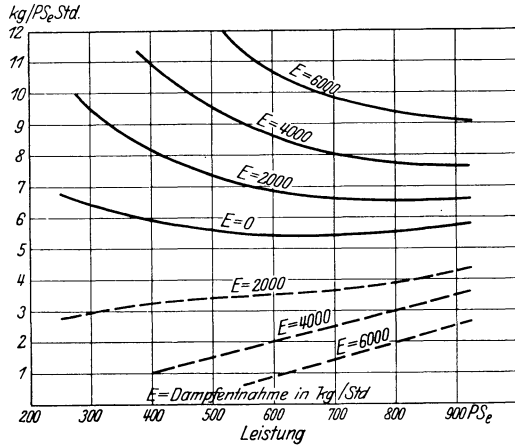


Abb. 92. Dampfverbrauch einer Tandemaschine mit Zwischendampfentnahme bei verschiedenen Leistungen und Entnahmemengen. Ausgezogene Kurven: Gesamtdampfverbrauch pro PSe-Std. Gestrichelte Kurven: Nur für Kraftbeschaffung notwendiger Dampfverbrauch pro PSe-Std. E = Dampfentnahme in kg/Std.

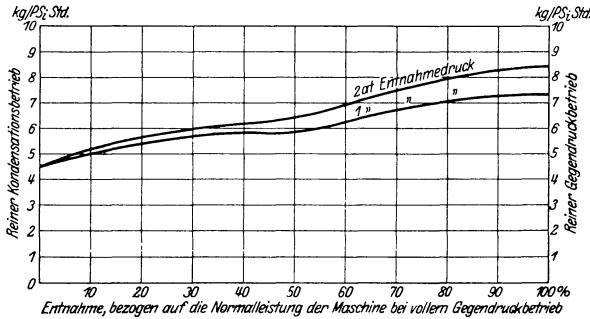


Abb. 93. Dampfverbrauch der Einzylinder-Entnahmemaschine bei Normalleistung, verschiedenen Gegendrücken und verschiedenen Entnahmemengen. Eintrittsdruck 15 atü, 350° C.

¹⁾ Dk = Dampfverbrauch der Kondensationsmaschine pro PSe-Stunde, Dg = spezifischer Dampfverbrauch der Einzylindermaschine bei Gegendruckbetrieb mit dem Entnahmedruck, De = Entnahmemenge in kg/Stunde, Ne = Leistung der Maschine in PSe, Dz = Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine.

Dampfverbrauch und Ersparnis bei Anzapfbetrieb für ältere Dampfturbinen sind in der Abb. 94 dargestellt. Die Abb. 95¹⁾ zeigt den Dampfverbrauch für Teillasten und verschiedene Heizdampfentnahmen zwischen reinem Kondensationsbetrieb und reinem Gegendruckbetrieb.

Mit Rücksicht auf die starke Abhängigkeit von Konstruktion, Belastungsgrad und Anzapfmenge sind bei Anzapfturbinen für Wirtschaftlichkeitsberechnungen zweckmäßig die Garantieziffern in jedem Einzelfalle einzuholen, während bei Kolbenmaschinen die angegebenen Durchschnittsverhältnisse genügend sichere Rechnungsunterlagen ergeben.

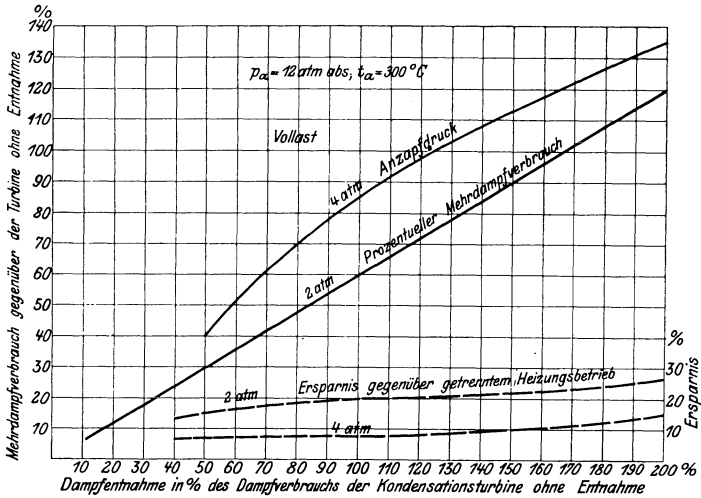


Abb. 94. Dampfverbrauch und Ersparnis bei Zwischendampfentnahme älterer Anzapfturbinen.

Für die überschläglichen Berechnungen kann, wenn die Gütegrade des Hochdruck- und Niederdruckteiles bekannt sind, die Steigerung des Dampfverbrauches der Turbinen in Abhängigkeit von der Entnahmemenge ermittelt werden nach der Gesetzmäßigkeit:

$$De = Dz \frac{(1 + Lh \cdot \eta h)^2}{Ln \cdot \eta n}$$

Vor einer Entscheidung über die Zweckmäßigkeit der Zwischendampfentnahme sind die Belastungs- und Heizdampfverbrauchsverhältnisse des Betriebes ihrem Verlauf nach möglichst genau zu ermitteln und die Dampfverbräuche bei getrenntem und bei Anzapfbetrieb gegenüber-

¹⁾ Aus Schneider: Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. Berlin: Julius Springer 1923. S. 113.

²⁾ Aus Reutlinger: Zwischendampf, S. 53. De = Mehrdampfzufuhr gegenüber 1 kg Dampfverbrauch der Kondensationsmaschine, Dz = Entnahme in kg für je 1 kg Dampfverbrauch der Kondensationsmaschine, Lh = theoretische Leistung von 1 kg Dampf im Wärmegefälle der Hochdruckstufe, Ln = theoretische Leistung von 1 kg Dampf im Wärmegefälle der Niederdruckstufe, ηh = Gütegrad des Hochdruckteiles, ηn = Gütegrad des Niederdruckteiles.

zustellen. Bei starkem Wechsel der Belastung und bei kurzen Heizperioden ergibt sich häufig nur eine den erwachsenden Kapitalkosten nicht angemessene Ersparnis, während langer und regelmäßiger Heizdampfbedarf (z. B. in chemischen Fabriken, Kaliwerken, Leim- und Pulverfabriken u. a. m., häufig auch in Brauereien, Schlachthöfen, Färbereien, Ziegeleien, Konservenfabriken, Spinnereien und Webereien, Papierfabriken, Lederwerken u. a. m.) oft die oben genannten Ersparnisse in vollem Umfange erzielen läßt. Die Vereinigung von Betrieben mit überwiegendem Kraftbedarf und solchen mit großem Wärme-

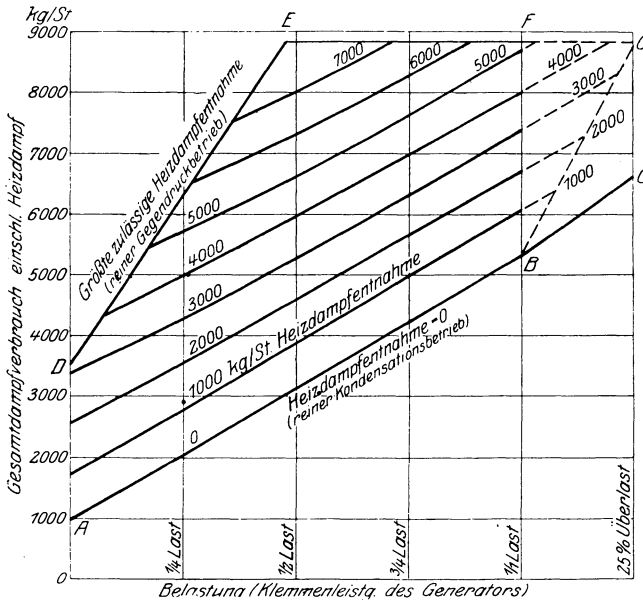


Abb. 95. Diagramm der Abhängigkeit von Belastung, Heizdampfentnahme und Gesamtdampfverbrauch einer (1000 PS) Entnahmeturbine.

bedarf (z. B. Weberei und einer Färberei), bei der Zwischen- und Abdampf der Kraftmaschine des einen Betriebes für den Heizbedarf des anderen verwertet wird, wird bei zweckmäßiger Anordnung die Brennstoffkosten beider Fabriken erheblich vermindern.

Die Aufspeicherung des Abdampfes einzelner mit Auspuff arbeitender Maschinen, die unregelmäßig betrieben werden, in Wärmespeichern und seine Weiterverwertung in „Abdampfturbinen“ oder „Zweidruckturbinen“ zur Krafterzeugung, kommt im allgemeinen für gewöhnliche Fabrikbetriebe der hohen Kapitalkosten für Turbine, Wärmespeicher, Kühlwasserversorgung und Kondensationsanlage nicht in Frage und bleibt hauptsächlich auf Berg- und Hüttenwerke beschränkt.

Die Wiederverdichtung von Abdampf niederen Druckes auf Heizdampf höherer Spannung durch Kompressoren oder Strahlapparate hat

sich, trotzdem sie für viele Verhältnisse anerkanntermaßen wirtschaftlich ist, noch nicht recht einführen können. Sie ermöglicht, den Gegendruck oder Anzapfdruck von Maschinen niedriger zu wählen, als bei der Rücksicht auf einzelne Verbrauchsstellen geringeren Umfanges für höheren Druck erforderlich wird, und bringt gegenüber der Frischdampfversorgung dieser Stellen unter Umständen wesentliche Vorteile. Die ins gleiche Gebiet fallende Wiederverdichtung von Brüden usw. (Wärmepumpe) liegt ebenfalls in Deutschland noch in den ersten Anfängen, obwohl die Probleme grundsätzlich längst geklärt sind.

Die Anwendungsmöglichkeiten des Abdampfes von Dampfmaschinen umfassen alle Heizvorgänge, bei denen nicht besonders hohe Temperaturen verlangt werden.

Kondensatordampf wird verwertet zur Erwärmung von Wasser (in „Vorwärmern“ zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator) sowie zur Luftherhitzung (in Luftheizkörpern, durch welche die zu erwärmende Luft mittels Ventilatoren gefördert wird), für Raumerwärmung (Kondensatorheizung), Entnebelung oder Trockenzwecke; werden höhere Wasser- oder Lufttemperaturen gewünscht als bei normalem Vakuum erreichbar ($55\text{--}60^\circ$ Wasser-, $30\text{--}35^\circ$ Lufttemperatur), so kann entweder die Luftleere verschlechtert werden (vgl. S. 185) oder die Nacherwärmung kann in zusätzlichen Heizkörpern mit Frischdampf oder Zwischendampf erfolgen. Eine besondere Anwendung des Kondensatordampfes bildet die unten zu besprechende Vakuumheizung.

Auspuffdampf (von etwa 100°C) kann zur Warm- und Heißwasserbereitung (bis nahezu 100°) durch unmittelbares Einströmen oder durch Heizflächen verwertet werden; sein eigentliches Anwendungsgebiet ist jedoch die Luftherwärmung in Heizkörpern zur Raumheizung oder zu Trockenzwecken. Zur Verdampfung von Lösungen, die unter Luftleere stehen, wird er z. B. noch in der Zuckerfabrikation und bei der Destillation von Wasser und wässrigen Lösungen verwendet. In Betrieben mit Kältebedarf, z. B. Brauereien, kann der Abdampf zur Kälteerzeugung (in Absorptionsmaschinen oder in Abdampfkältemaschinen) verwertet werden.

Gegendruck- und Zwischendampf hat ein nahezu unbeschränktes Anwendungsgebiet für alle durch Dampf höherer Spannung betriebenen Heizvorgänge. Durch die Wahl von Kesseln mit höherem Konzessionsdruck ($13\text{--}35$ Atm) kann bei der Kolbenmaschine ein beliebig hoher Entnahme- oder Ausströmdruck erzielt werden. Es sei darauf hingewiesen, daß auch ältere Kolbenmaschinen, die ursprünglich nicht für hohen Anfangsdruck gebaut sind, beim Übergang zum Gegendruckbetrieb meist mit einer um den Gegendruck erhöhten Kesselspannung betrieben werden können, da die höchst auftretenden Triebwerksbeanspruchungen dann dieselben bleiben.

Bei der Turbine kann der Entnahmedruck ebenfalls in fast beliebiger Höhe ermöglicht werden. Der für die meisten Heizzwecke ausreichende Entnahmedruck liegt gewöhnlich zwischen 1 und 3 Atm Überdruck; namentlich bei der Turbine sollten 3 Atm nach Möglichkeit nicht überschritten werden, damit der Dampfverbrauch nicht zu ungünstig gesteigert wird. Gegendruck- und Zwischendampfbetrieb ist, wie erwähnt, falls die Einführung größere Investitionen erfordert, häufig nicht wirtschaftlich, wenn die Dampfentnahme aus der Maschine verhältnismäßig selten oder in geringerer Menge erfolgt. Z. B. ist in Brauereibetrieben kleineren oder mittleren Umfanges mit verhältnismäßig geringer Sudzahl (z. B. 1 oder 2 Sude täglich), bei denen also die Abdampfverwertung sich auf wenige Tagesstunden beschränkt, der Ersparnisbetrag durch Abdampfverwertung für Sudwerk und Heißwasserbereitung (80° C) oft gering, während er in Großbrauereien mit 4—6 täglichen Suden erhebliche Summen erreichen kann. Günstiger liegen die Verhältnisse in Textil- und Papierfabriken, die in Schlichterei, Druckerei, Appretur, Spannräumen und Trockenvorrichtungen, Papiermaschinen, Stoffanwärmung u. dgl. mehr regelmäßige, über die ganze Betriebszeit ausgedehnte Dampfentnahme zulassen und außerdem großen Raumheizbedarf im Winter haben, während in Betrieben mit ununterbrochen großem Heizdampfbedarf, wie chemischen Fabriken, Pulver- und Leimfabriken, Schokolade- und Konservenfabriken, Schlachthöfen, Gummifabriken, Braunkohlenbrikettwerken, Kaliwerken u. dgl., Gegendruck- oder Zwischendampfverwertung fast ausnahmslos sich als wirtschaftlich erweist.

Ein Hauptvorteil der Auspuff-, Gegendruck- oder Zwischendampfverwertung liegt noch in der durch die Dampfmengeverminderung bedingten Entlastung der Kesselheizflächen; durch die Abschwächung der bei getrenntem Betriebe und zeitweise großem Heizdampfbedarf auftretenden Dampfverbrauchsspitzen kann einerseits die betriebene Kesselfläche gleichmäßiger beansprucht, also mit günstigerem Wirkungsgrad betrieben werden, andererseits läßt sich häufig die zu betreibende Kesselfläche erheblich vermindern, was namentlich bei Neuanlagen entsprechende Ersparungen in den Kapitalkosten bedeutet.

Die ideale Betriebsführung für Dampfbetriebe würde erreicht, wenn sich die beiden Forderungen verwirklichen ließen:

1. Alle Maschinenabdampfwärme, auch die Überschuwärme des eigenen Betriebes, für Wärme- und Heizzwecke auszunutzen;
2. keinen niedergespannten Heizdampf zu verwenden, der nicht vorher zur Kraftabgabe gedient hat.

Diese ideale Betriebsführung der Dampfwirtschaft ließe nahezu den gesamten Kohlenverbrauch für die reine Krafterzeugung verschwinden. Da sie innerhalb der einzelnen Werke meist auch nicht annähernd erreicht werden kann, wegen der ungleichen Verteilung von Kraft- und Wärme-

bedarf, so ist sie weiter anzustreben durch einen Ausgleich mit fremden Betrieben. Überschlußkraft aus niedergespanntem Heißdampf oder aus Abhitze- und Speicherdampf, sowie Überschlußwärme aus unbenutzbarem Maschinenabdampf oder Abgas muß anderen Verbrauchern zugänglich gemacht werden, wenn nicht entsprechende Ergänzungsabteilungen, die die Überschüsse aufnehmen, sich an das eigene Werk angliedern lassen. Der breiteren Durchführung derartiger volkswirtschaftlich bedeutsamer Probleme steht für absehbare Zeit noch der Kapitalmangel entgegen. Ein wichtiges Hilfsmittel zur Verwertung von zeitweiligen Überschüssen, das heute in vielen Fällen sich wirtschaftlich erweist, ist die Anwendung von Speichern (vgl. S. 87). Der Gefällespeicher (Ruths-Speicher), ein Dampfspeicher mit Wasserinhalt, muß bei der Dampfabgabe ein bestimmtes Druckgefälle zulassen. Der niederste Entladedruck muß also über der Spannung des Heiznetzes liegen. Die Anlagekosten des Speichers richten sich nach dem Rauminhalt und dem höchsten Speicherdruck. Je größer das zulässige Druckgefälle, desto kleiner wird der Speicherraum, desto höher aber auch die Blechstärken, wodurch wieder die Kosten steigen. Die wirtschaftlichsten Druckverhältnisse sind etwa folgende¹⁾:

Wirtschaftlichster Höchstdruck	atü	7	10	12	15	18	21
Niedrigster Entladedruck	„	1	2	3	5	7	9

Die Speicherfähigkeit für je 1 cbm Wasserinhalt des Speichers nach Bäckström ist in der Abb. 96²⁾ dargestellt. Der Wasserinhalt beträgt etwa 90—95% des gesamten Speicherraumes. Die Ermittlung der wirtschaftlichsten Abmessungen und des wirtschaftlichsten Druckgefälles bedarf eingehender Durchprojektierung an Hand des Betriebsbildes (vgl. Band 2).

Die Gleichdruckspeicher speichern Heißwasser, das mit Überschlußabwärme gewonnen wird, und entlasten die Kesselheizfläche von der Aufbringung eines entsprechenden Teiles der Flüssigkeitswärme, möglichst bis zur Satttdampf-temperatur.

Die Speicherfähigkeit und Spitzenleistung des Gleichdruckspeichers ist von der Größe des Wasserraumes und der Temperaturspanne zwischen Speisewasserzulauf und Dampf-temperatur abhängig. Die Abb. 97³⁾ ermöglicht die Ermittlung der Spitzenleistung und Speicherfähigkeit pro Kubikmeter Wasserraum für verschiedene Drucke und Speisewasser-temperaturen. Zur Zeit ist etwa

der wirtschaftlichste Druck der Gleichdruckspeicher	atü	8	9	13	23
für eine Wassertemperatur von	°C	40	80	120	160

1) Nach Stein: Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen. Berlin: Julius Springer 1926.

2) Aus Stein a. a. O. S. 312.

3) „ „ „ „ „ S. 328.

Der Gleichdruckspeicher ermöglicht häufig geringere Anlagekosten bei niedrigen Speisewassertemperaturen und bei Verbrauchsspitzen von mäßigem Umfange, während für größere Spitzen und hohe Speisewassertemperaturen der Gefällespeicher meist wirtschaftlicher wird. Dies gilt

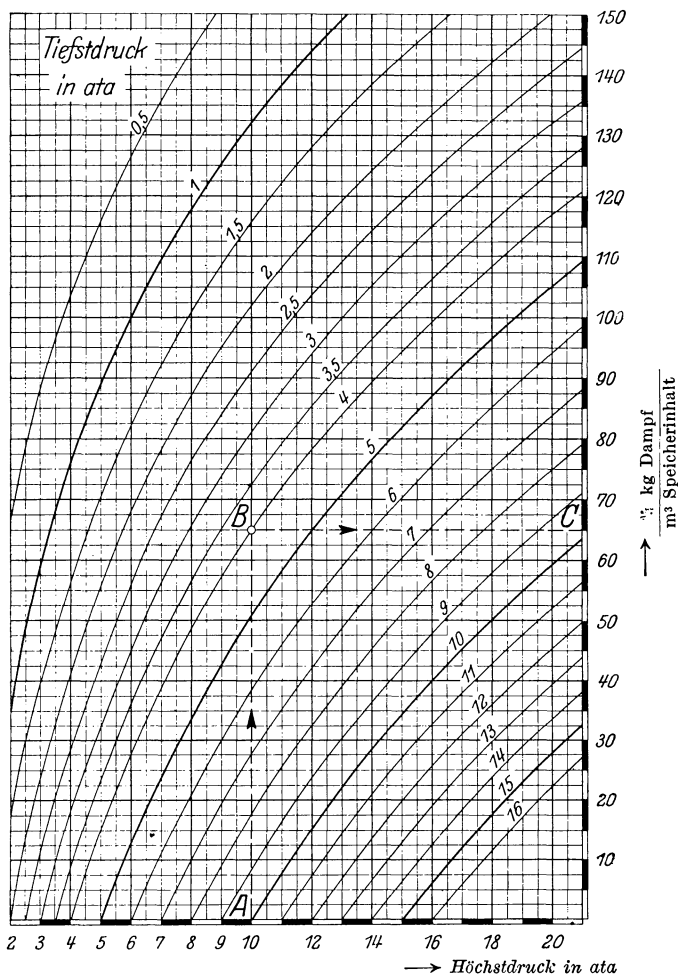


Abb. 96. Speicherfähigkeit durch Druckgefälle in kg Dampf je m³ Wasserinhalt zwischen verschiedenen Druckgrenzen.

für reine Kraftanlagen, während für Anlagen mit gemischtem Kraft- und Heizbedarf auch oft der Gefällespeicher die günstigsten Betriebskosten ergibt. Vielfach wird die gleichzeitige Anwendung von Gefälle- und Gleichdruckspeicherung in einem Speicher die zweckmäßigste Lösung geben, der sowohl unter Drucksenkung Dampf, als auch aus dem Wasser- raume hoch vorgewärmtes Speisewasser abgibt.

Die am allgemeinsten anwendbaren Formen der Abdampfverwertung, die Raumheizung der Fabriken, die Verwertung zu Trockenzwecken

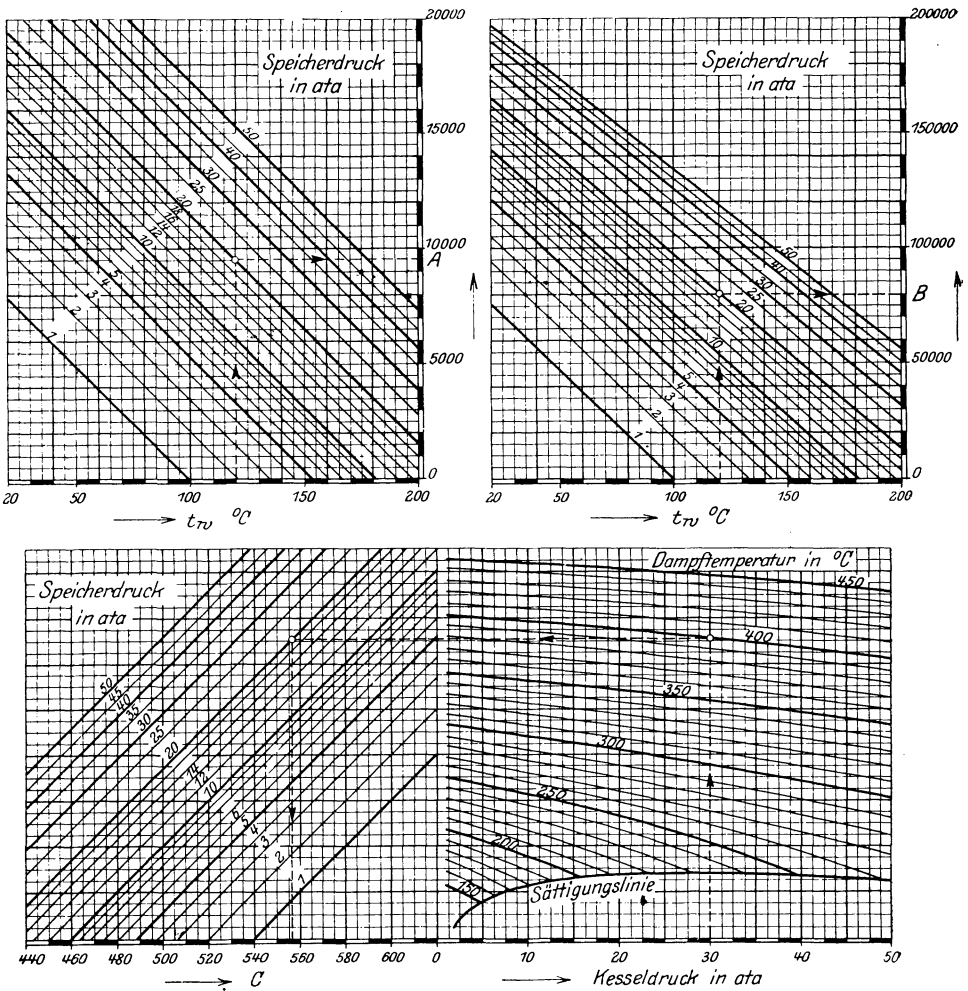


Abb. 97.

Kurvenschar für Gleichdruckspeicher;
zur Bestimmung von

1. Höchste Spitze in %.
2. Speicherkapazität in kg Dampf je m³ Wasserraum.

Durch Division der Kurvenwerte

- A
- C
- B
- C

t_w = Warmwassertemperatur. Für Speicher mit Vorwärmung im Kessel (Christians, Kiesselbach) gilt die Sättigungslinie rechts unten im Diagramm.

sowie zur Warmwasserbereitung seien nach den hauptsächlichsten praktischen Gesichtspunkten kurz erörtert.

B. Abdampfheizung für Fabrikräume.

Mit Rücksicht auf möglichst geringe Oberflächentemperatur (Staubverschmelzung) soll der Betriebsdruck der in den Arbeitsräumen angeordneten Heizflächen (Rippenrohre, besser glatte weite oder enge Rohrstränge) nicht mehr als 0,1 Atm Überdruck betragen. Wird der Dampf mit höherem Druck von der Maschine entnommen, so ist der Druck vor den Heizstellen zu vermindern; die Zuleitungen sollen nicht zu eng gewählt werden, da die Auspuffstöße sonst in lästiger Weise hörbar sind.

Bei sachgemäßer Bemessung und Verlegung der Rohrleitungen läßt sich Abdampf 200—300 m weit fortleiten, ohne daß ein merkbarer Gegendruck auf den Maschinenkolben entsteht. Infolge der geringen Anfangsdampfspannung sind Auspuffheizungen gegen Fehler in Anordnung oder Montage sehr empfindlich, weshalb die Ausführung nur bewährten Heizungsfirmen anvertraut werden sollte. Auf sachgemäße Entwässerung und Entlüftung ist besondere Sorgfalt zu verwenden. Ein ununterbrochenes Gefälle der Leitungen in Richtung der Dampfströmung, mindestens 1—2 mm pro laufenden Meter der Dampfleitung und etwa 5 mm pro laufenden Meter in der Kondensatleitung, ist Grundbedingung. Eine einzige Einsenkung der wagerechten Verteilungsleitungen kann durch Wasseransammlung den freien Durchgangsquerschnitt so weit verengen, daß die gute Wirkung der Heizanlage in Frage gestellt wird. Die Dampfleitung wird bei mehrstöckigen Gebäuden zunächst zur höchsten Stelle (etwas gegen die Vertikale geneigt) geführt und soll sich von hier in stetem Gefälle in Dampf- und Kondensatleitungen verteilen. Das Niederschlagswasser der einzelnen Stränge wird, wenn die Entfernung nicht zu groß ist, durch Wasserableiter (Stauer) oder Wasserschleifen in einen tiefer liegenden geschlossenen Sammelbehälter geführt und von hier in die Kessel gespeist. Bei Anfall größerer Wassermengen aus den Einzelsträngen ist es zweckmäßiger, Kondenstöpfe zu verwenden. Bei langen Dampfleitungen stehen oft bauliche Rücksichten einer Verlegung mit genügendem Gefälle entgegen, da die Endpunkte der Leitungen zu tief liegen müßten (z. B. bei Verlegung in Kanälen oder über den Fenstern und Türen). Man hilft sich durch mehrmaliges Hochstufen („Sägegefälle“) bei gleichzeitiger Entwässerung und Belüftung (zur Vermeidung von Vakuum beim Abstellen).

Die Menge des fortzuleitenden Heizdampfes und die Leitungslänge bestimmen die lichte Weite der Dampfleitung, die zur Vermeidung größeren Gegendruckes gewählt werden muß. Die Zahlentafeln 37 und 38 behandeln diese Verhältnisse¹⁾.

¹⁾ Für die genaue Projektierung von Abdampfleitungsnetzen vgl. Rietchel-Bra b é e: Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik, Hilfstafel VII. Berlin: Julius Springer.

Zahlentafel 37. Stündliche Wärmemengen in WE, welche bei einer Dampfspannung von 0,1 Atm und einer Länge der Rohrleitung von 100 m durch Rohrweiten von 13–300 mm lichtigem Durchmesser ohne schädlichen Rückdruck geleitet werden können.

Lichte Rohrweite in mm	Stündliche Wärme- mengen in WE	Lichte Rohrweite in mm	Stündliche Wärme- mengen in WE
13	2 000	100	215 000
20	4 000	113	275 000
25	6 000	125	350 000
32	11 000	138	450 000
38	18 000	150	600 000
52	36 000	175	750 000
58	50 000	200	1 050 000
70	80 000	250	2 000 000
82	125 000	300	3 500 000
88	155 000	—	—

Dabei ist darauf zu achten, daß die Dampfgeschwindigkeit die Höchstgrenze von 50 m/sec nicht übersteigt.

Die Koeffizienten der Zahlentafel 38 geben an, um wieviel größer oder kleiner der Rohrquerschnitt (nicht der Rohrdurchmesser) sein muß, wenn die Dampfrohrlänge größer oder kleiner als 100 m ist.

Zahlentafel 38. Einfluß der Leitungslänge auf die Bemessung von Abdampfleitungen.

Entfernung, auf welche der Abdampf fortzuleiten ist, in m	10	20	30	40	50	60	70	80
Koeffizient	0,38	0,48	0,56	0,65	0,72	0,78	0,85	0,90
Entfernung, auf welche der Abdampf fortzuleiten ist, in m	90	100	125	150	175	200	250	300
Koeffizient	0,95	1,00	1,12	1,25	1,37	1,50	1,75	2,00

Zur Fortleitung einer gewissen Dampfmenge auf beispielsweise 200 m Entfernung müßte der Rohrquerschnitt 1,5 mal größer sein, als wenn die Dampfleitung nur 100 m lang wäre, und umgekehrt genügte das 0,38fache des für 100 m Rohrleitung erforderlichen Querschnittes, wenn der Weg des Dampfes nur 10 m betragen würde. Enthält die Leitung mehr als 5 Krümmer, so muß man für jeden Krümmer noch 6 m Rohrleitung einsetzen.

Zur Vereinfachung der Rechnung ist in Zahlentafel 37 nicht das Dampfgewicht in Kilogramm, sondern der Heizwert der ohne unzulässigen Druckverlust durch die betreffenden Rohrweiten zu leitenden Abdampfungen in Wärmeeinheiten angegeben. Hierbei ist bereits berücksichtigt, daß von den 640 WE, welche 1 kg Abdampf im ganzen enthält, nur etwa 580 WE in der Heizung abgegeben werden, weil das Kondenswasser mit etwa 50° C aus den Kondensleitungen abfließt. Es ist also angenommen, daß auch die Flüssigkeitswärme zum Teil nutzbar ab-

gegeben wird. Wo dies nicht der Fall ist, sind die Zahlen etwa im Verhältnis 500:580 zu verkleinern.

Beispiel. Eine Abdampfleitung von 175 m Gesamtlänge hat zunächst auf 50 m Länge 100 000 WE und von da bis zum Endpunkt 50 000 WE fortzuleiten. Welche lichten Weiten erhalten die Rohre?

Um 100 000 WE auf 50 m fortzuleiten, ist nach der Zahlentafel 38 die Rohrweite für $100\,000 \cdot 0,72 = 72\,000$ WE in Zahlentafel 37 aufzusuchen. Da das Rohr von 58 mm Durchmesser nur für 50 000 WE ausreicht, so ist das nächststärkere Rohr von 70 mm lichtigem Durchmesser zu wählen. Von Anfang bis Ende = 175 m (und nicht etwa nur auf 125 m) sind nur 50 000 WE zu leiten. Für diese 175 m folgt aus Zahlentafel 38 der Koeffizient 1,37, so daß in Zahlentafel 37 die lichte Weite für $50\,000 \cdot 1,37 = 68\,500$ WE zu suchen ist. Die Strecke erhält hiernach ebenfalls eine lichte Weite von 70 mm, so daß die gesamte Rohrleitung gleicher Rohrstärke auszuführen ist.

Der Einfluß der Rohrleitungslänge auf die Bemessung der Rohrweiten wird in der Praxis mitunter unbeachtet gelassen, so daß für eine bestimmte Wärmemenge immer der gleiche Rohrquerschnitt ausgeführt wird, ob es sich nun um kurze oder lange Leitungen handelt. Bei solchen falsch berechneten Anlagen sind dann die Rohre im Anfang der Leitung zu eng und am Ende unnötig weit.

Der lichte Durchmesser der Kondensleitung ist etwa $\frac{3}{4}$ vom lichten Durchmesser der Dampfleitungen zu wählen. Horizontale Kondensleitungen von mehr als 5 m Länge sollten keine kleineren lichten Weiten als 20 mm erhalten.

Der zur Heizung verwandte Abdampf der Auspuffmaschine durchströmt zunächst einen Entöler, dessen Querschnitte zur Vermeidung einer fühlbaren Gegendrucksteigerung reichlich bemessen sein müssen, und der gleichzeitig als Wasserabscheider und zum teilweisen Ausgleich der Auspuffstöße dient. Hinter dem Entöler ist ein auf den Heizungsdruck eingestelltes Sicherheitsventil zur Vermeidung unzulässiger Drucksteigerung sowie zweckmäßig ein sogenannter „Abdampfregler“ einzuschalten. Letzterer hat den doppelten Zweck, einerseits schon bei ganz geringen Drucksteigerungen dem Dampf einen Austritt ins Freie oder zur Speisewassererwärmung zu gewähren und andererseits auf den Heizungsdruck gedrosselten Frischdampf selbsttätig zuzusetzen, wenn der Abdampf für die Heizzwecke nicht ausreicht. Durch Wechselventile (Doppelsitzventile) oder durch zwei zwangläufig verbundene Drosselklappen kann außerdem dafür gesorgt werden, daß der Abdampf ganz oder teilweise ins Freie gelangen kann; die zwangläufige Verbindung bewirkt, daß niemals beide Klappen gleichzeitig geschlossen werden und bei Versagen des Sicherheitsventiles durch den plötzlich gesteigerten Gegendruck an Maschine oder Heizungen Schäden verursacht werden können. Das Heizungskondensat kann nach einer Filterung durch Holzwole oder Koks zur Verminderung des Ölgehaltes zur Kesselspeisung verwandt werden. Wird die Dampfmaschine im Sommer mit Kondens-

sation betrieben, so muß eine Vorrichtung zur Verstellung des Kompressionsgrades vorgesehen werden.

Als Heizkörper werden Rippenrohre ihrer Billigkeit wegen mit Vorliebe verwendet; glatte Heizrohre sind jedoch wegen ihrer besseren Heizwirkung möglichst vorzuziehen und namentlich in solchen Fällen allein anzuwenden, wo durch die Fabrikationsvorgänge feine Holzspäne, Woll-, Baumwollstaub oder sonstige Gespinnstfasern und ähnliches erzeugt werden, die in den Rippenheizflächen sich festsetzen und bei Verschwehlung die Ware beschädigen und der Atmung lästig fallen. Die Heizflächen werden möglichst über Fußboden an den Außenwänden verlegt, da auf diese Weise ein Aufsteigen der erwärmten Luft und ein ständiger Kreislauf der Luft vom Fußboden nach der Decke und nach Abkühlung an den Außenwänden zurück erzielt wird. In hohen Hallen mit leichten Dächern oder großen Oberlichtern empfiehlt sich außerdem die Anordnung von Heizrohrsträngen unterhalb der Decke, damit bei größerer Kälte keine abgekühlten Luftströme mit großer Geschwindigkeit von oben heruntersinken und Zegerscheinungen hervorrufen; für die Raumluftherwärmung und die Fußbodenerwärmung selbst tragen die Deckenheizstränge nur wenig bei, da die leichtere warme Luft oben bleibt, dagegen sichern sie gegen Überlastung der Dächer bei Schneefall (Schmelzen). Die früher sehr beliebten Heizstränge aus 2,5 mm starken Blechrohren sind sorgfältig vor Anrostungen zu schützen, damit das Anheizen noch mit dem erhöhten Druck des Frischdampfes von 1—2 Atm erfolgen kann.

Als Absperrorgane sind Schieber und nicht Ventile zu wählen mit Rücksicht auf den Durchgangswiderstand.

Bei der bisher besprochenen gewöhnlichen „Abdampfheizung“ erfolgt die Raumluftherwärmung unmittelbar in den Räumen selbst durch die abdampfbeheizten Rohre.

Statt dessen kann die Luftherwärmung auch zentral erfolgen und die erwärmte Luft durch Ventilatoren und Blechverteilungsleitungen in die Fabrikräume gefördert werden. An Stelle dieser zentralen Warmluftbereitung wird in neuerer Zeit vielfach das Einzel-Luftheizaggregat (abdampfgeheizter Luftherhitzer mit angebautem Ventilator und jalousieformigen Klappen für die Luftverteilung) angewendet, das an geeigneter Stelle unmittelbar in den Arbeitsräumen angeordnet wird.

Bei Anordnung von zentralen großen Luftherhitzern für größere Arbeitsräume erfolgt die Verteilung der Warmluft durch ein besonderes Netz dünnwandiger Blechrohre, die entsprechend den an den einzelnen Heizstellen erforderlichen Warmluftmengen genau berechnete Querschnitte erhalten müssen. Bei Anordnung mehrerer Einzelluftherhitzer fällt das Blechverteilungsnetz weg. Die Warmluftversorgung wird durch Jalousien sowie durch Regelung der Luft- und Dampfmenge an den einzelnen Erhitzern dem Bedarf angepaßt. Die Luftherhitzer können sowohl

bei zentraler Anordnung als auch bei Wahl von Einzelerhitzern dabei mit Frischluft oder mit „Umluft“ (d. h. aus den geheizten Räumen zurückgesaugter Luft) oder mit gemischtem Umluft-Frischluftbetrieb arbeiten.

Ausschließlicher Umluftbetrieb soll aus hygienischen Gründen möglichst vermieden werden. Auf jeden Fall empfiehlt sich bei Umluftbetrieb die Einschaltung von Luftfiltern in den Arbeitsräumen, in denen Staub oder Faserstoffe mitgerissen werden können. Ebenso kann bei Absaugung von Umluft aus Fabrikations- und Trocknungseinrichtungen (Geruchbelästigung, Gase u. dgl.) nur mit einem verhältnismäßig geringeren Prozentsatz von Umluft gearbeitet werden.

Die Anordnung von Einzelluftapparaten ermöglicht auch in großen hohen Hallen schnelles und gleichmäßiges Anheizen sowie die Erzielung warmen Fußbodens und Vermeidung von Zugerscheinungen, wenn die Apparate in zweckmäßiger Höhe, im allgemeinen 2,5—3 m über Fußboden, angeordnet und der Luftstrom schräg nach unten gerichtet wird.

Da im allgemeinen eine Warmlufttemperatur von 35° C für die Zwecke der Raumheizung genügt, so kann auch Vakuumabdampf sowohl für die unmittelbare Beheizung in Rohrsträngen, als auch für die Einzellufterhitzer herangezogen werden, d. h. die Dampfmaschine kann Sommer und Winter mit Kondensation arbeiten und für die Heizung, soweit sie durch Maschinenabwärme gedeckt werden kann, sind keine gesteigerten Brennstoffkosten für die Krafterzeugung erforderlich.

Die Vakuumdampfheizung oder Kondensatorheizung kann durch Warmluftbereitung in Lufterhitzern erfolgen, die zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator eingeschaltet werden, und durch die die Luft mittels Ventilator und Blechrohrleitung in die Arbeitsräume gefördert wird. Trotz der geringen Brennstoffkosten ergeben sich für diese Kondensatorheizung mitunter recht erhebliche Betriebskosten infolge der hohen Investierung für Lufterhitzer sowie die Umführungsleitungen für Dampf und Luft, Ventilatoren nebst Antrieb, umfangreiche und in den Räumen störende Blechrohrleitungen, Luftschächte usw., und infolge des, namentlich bei nicht genügenden Leitungsquerschnitten, beträchtlichen Kraftbedarfes der Ventilatoren (z. B. bei einem Shedbau von 3000 qm Grundfläche etwa 10—15 PS zur Förderung von stündlich 30000 cbm Luft). Zum Anheizen sind womöglich besondere Heizstränge für Frischdampf vorzusehen. Vor Einführung der Kondensatorheizung, deren Hauptvorteil in der hohen Brennstoffökonomie und dem Wegfall aller Heizflächen in den Räumen besteht, sind stets eingehende Projekte von Spezialfirmen einzuholen und die Betriebskosten genau zu erheben; für Neubauten ergibt sich häufig ihre Wirtschaftlichkeit. Entnebelung und Luftbefeuchtung (in Textilfabriken) kann bequem mit der Kondensatorheizung verbunden werden, ebenso die Warmluftversorgung von Trockenvorrichtungen.

Wesentlich geringer werden die Betriebskosten der Vakuumdampfheizung, wenn der aus der Maschine abströmende Dampf vor seinem Eintritt in den Kondensator unmittelbar durch die in den Arbeitsräumen verlegten Heizflächen und Rohrleitungen strömen kann. Diese ursprünglich in Amerika angewandte, in Deutschland zunächst nur langsam eingeführte Art der Beheizung kann seit der allgemeinen Anwendung der autogenen Schweißung genügend betriebssicher und ohne Verschlechterung des Vakuums der Betriebsmaschine angewandt werden. Durch sachgemäße Querschnittsbemessung, Vermeidung aller Flanschenverbindungen, genügend weite Schieber statt Ventilen, Vermeidung scharfer Richtungsänderungen u. dgl. kann der Gesamtwiderstand auch bei ausgedehnten Heizanlagen so gering gehalten werden, daß im allgemeinen eine fühlbare Verschlechterung des Vakuums nicht einzutreten braucht. Der Abdampf strömt durch die in den Fabrikräumen verlegten und unter Unterdruck gesetzten Heizrohre hindurch in den Kondensator, wobei sich bei ausgedehnten Heizsystemen sogar der Mitbetrieb eines eigenen Kondensators unter Umständen erübrigt, da aller Dampf niedergeschlagen und das Wasser unter Vermittlung von an den Heizkörpern angebrachten Stauern durch eine Luftpumpe entfernt wird. Für größere Anlagen ist indes die normale Maschinenkondensation erforderlich. Durch Vermittlung von Dreiwegschiebern zwischen Heizleitung und Kondensator kann der Abdampf ganz oder teilweise durch das Heizsystem gesandt werden. Höhenunterschiede spielen bei dieser Vakuumheizung keine Rolle, ebenso die Entfernung, die an ausgeführten Anlagen bereits bis zu 500 m von der Maschine anstandslos beherrscht wurde. Vorbedingung für einwandfreies Arbeiten ist aber die Anordnung ausgezeichnet wirkender Überströmventile, so daß die einzelnen Heizkörper und Heizstränge unabhängig voneinander ein- oder abgestellt werden können, ohne daß ein Rückdruck auf die Maschine auftritt. Im übrigen muß, ähnlich wie bei der Auspuffheizung durch Entöler u. dgl., für die Anforderung eines geregeltten Abdampfbetriebes gesorgt werden.

Die Anlagekosten sind in der Hauptsache abhängig von der Entfernung der zu beheizenden Räume von der Maschine. Gegenüber einer Auspuffheizanlage betragen die Mehrkosten etwa 30—50% (bei Neuanlagen) gegenüber einer Mitteldruckheizanlage etwa das Doppelte. Wird aber entgegen der bisherigen Gewohnheit die Vakuumheizung nicht auch für eine niedrigste Außentemperatur von -20° bemessen, sondern gleicht man bei Außentemperaturen unter -5° durch Verschlechterung des Vakuums aus (50% Vakuum = 81° C Dampftemperatur), so genügen wesentlich kleinere Heizflächen und die Anlagekosten unterscheiden sich bei geschickter Projektierung von Niederdruckheizungen nicht wesentlich.

Das Anwendungsgebiet der Vakuumheizung erfordert natürlich ein

bestimmtes Verhältnis der Wärmelieferung (Maschinengröße) und des Wärmebedarfes. Im allgemeinen ist die Anwendung der Vakuumheizung wirtschaftlich, wenn sich Wärmebedarf und Maschinenleistung in den Grenzen der nachstehenden Zahlentafel 39 halten.

Zahlentafel 39.

Größter Wärmebedarf für Heizung bei Kälte	Günstigste Leistung der abdampfliefernden Kolbenmaschinen	Größte Maschinenleistung, bei welcher die Kraft- und Wärmekuppelung noch wirt- schaftlich wird
WE/std	PSe	etwa PSe
100 000	23	105
250 000	58	265
500 000	123	600
1 000 000	250	1150
1 500 000	390	1850
2 000 000	520	2400
3 000 000	780	3600
4 000 000	1080	5000

Der Dampfverbrauch der Maschine ist bei Vakuumdampfheizung derselbe wie bei Kondensatorheizung. Dagegen sind die Betriebskosten infolge des Wegfalles des Kraftbedarfes der Ventilatoren geringer. Die niedrigen Oberflächentemperaturen stellen einen hygienischen Vorteil der Vakuumheizung dar.

In Betrieben, in denen die Möglichkeit gegeben ist, Warmluft für Trocknungszwecke zu verwerten (Veredelungsmaschinen der Textilindustrie usw.), kann während des gesamten Jahres die Warmluftherzeugung hierfür mit Vakuumdampf erfolgen, so daß die Kombination mit der Vakuumraumheizanlage die Tilgung und Verzinsung dieser Anlage in vielen Fällen unterstützt.

Ein weiterer Vorteil besteht in der zentralen Regelbarkeit. Durch Verschlechterung des Vakuums kann die Dampftemperatur für die ganzen Gebäude zentral entsprechend der jeweiligen Außentemperatur eingestellt werden. Eine weitergehende Verschlechterung des Vakuums kommt indes nur bei strenger Kälte in Frage.

Warmwasserheizungen kommen für Fabrikräume der großen erforderlichen Heizflächen wegen wirtschaftlich nicht in Betracht; für vereinzelte Zwecke, meist Trockenvorgänge, können Heißwasserheizungen (Perkinsrohre) mit durch Kesselabwärme oder durch Auspuffgase erzeugtem heißem Wasser von etwa 150° C (unter 4—6 Atm hohem Druck stehend) Anwendung finden.

In neuester Zeit wird die Heißwasserheizung für Heizplatten, -pressen usw. der Gummi- und ähnlichen Industrien, die bei bestimmten Temperaturen mit durchströmendem Dampf arbeiten müssen, durch Heißwasser der gleichen Temperatur, das unter entsprechendem Druck steht, ersetzt, wobei sich nicht unwesentliche Ersparnisse durch den Wegfall

der Undichtheiten der Kondenstöpfe und der sonstigen Verluste des strömenden Dampfes ergeben.

Auspuffbetrieb oder Kondensationsbetrieb bei Raumheizung.

Für Fabrikbetriebe, in welchen die Errichtung einer Kondensatorheizung zu hohe Anlagekosten erfordern würde, also für fast alle Anlagen unter 100 PS, tritt häufig die Frage auf, ob Kondensationsbetrieb und Frischdampfheizung oder Auspuffbetrieb mit Abdampfheizung wirtschaftlicher ist. Die Frage läßt sich allgemein folgendermaßen beurteilen:

Durch Kondensationsbetrieb wird der Dampfverbrauch durchschnittlich um 25% gegenüber Auspuffbetrieb vermindert; erfordert die Heizung bei der überwiegenden durchschnittlichen Wintertemperatur gerade 25% des Dampfverbrauches der Auspuffmaschine, so ist der Gesamtdampfverbrauch der gleiche bei Kondensationsbetrieb und Frischdampfheizung wie bei Auspuffbetrieb und Abdampfheizung. Sobald der Heizbedarf jedoch größer wird als der Unterschied im Dampfverbrauch bei Kondensations- und Auspuffbetrieb, wird Abdampfheizung vorteilhafter (in bezug auf Brennstoffkosten).

Beispiel. Eine 50 PSe-Heißdampfmaschine erfordert bei Auspuffbetrieb stündlich $8 \cdot 50 = 400$ kg, bei Kondensationsbetrieb $6 \cdot 50 = 300$ kg Dampf. Beträgt der Heizdampfbedarf gerade $0,25 \cdot 400 = 100$ kg/std, so ist sowohl bei Auspuffbetrieb als bei Kondensationsbetrieb der Gesamtdampfbedarf = 400 kg. Beträgt der Heizbedarf dagegen z. B. 150 kg/std, so ist Auspuffbetrieb wirtschaftlicher (400 kg gegenüber 450 kg/std).

Die Reinersparnisse, welche durch die vollständige oder teilweise Verwertung dieser Abwärmemengen zu Heizzwecken erwachsen, ergeben sich durch den Vergleich mit den Betriebskosten besonderer Niederdruckkesselanlagen.

Beispiel. Wenn bei stärkster Kälte (-20°C) 90% der Abdampfmenge einer 80 PSe-Einzyylinder-Heißdampfauspufflokomobile ($354\,000 \cdot 0,9 = 318\,600$ WE) zur Deckung des Wärmebedarfes eines Fabrikgebäudes ausreichen, so müßte hierfür ein Heizkessel von $\frac{318600}{7250} = 44$ qm Heizfläche aufgestellt werden. Bei 0°C

Außentemperatur werden alsdann nur etwa 45% der gesamten Abdampfmenge verbraucht. Legt man der Ermittlung des Brennstoffverbrauches während einer Heizperiode von $130 \cdot 13 = 1690$ Stunden eine Durchschnittstemperatur von 0°C zugrunde, so betragen die Durchschnittsbeträge der Gesamtkosten für Zinsen, Abschreibungen und Koksverbrauch etwa 2200 Mk.

Dies stellt also den Ersparnisbetrag bei Auspuffbetrieb und Abdampfheizung dar, wozu noch die geringeren Kapitalkosten der Auspufflokomobile gegenüber der Kondensationsmaschine kommen.

In gleicher Weise wie im vorstehenden Beispiel wurden die ungefähren Ersparnisbeträge für eine durchschnittliche Verwertung von 20—50%

der Abdampfmenge bei einer mittleren Wintertemperatur von 0° berechnet und in der Abb. 98 dargestellt (Kokspreis 2,50 Mk., Anlagekosten Preisbildung 1913).

Von diesen Ersparnisbeträgen sind jedoch die Kosten des Anheizens vor Beginn des Maschinenbetriebes in Abzug zu bringen. Die ungefähre Berechnung sei zunächst wieder an einem Beispiel erläutert.

Zur Beheizung eines Fabrikgebäudes werden bei 0° mittlerer Wintertemperatur 45% des Abdampfes einer 100 PS Heißdampf-Einzylinderlokomobile verbraucht (nach Zahlentafel 28: $0,45 \cdot 438\ 000 = 198\ 000$ WE). Die Heizanlage muß demnach bei -20° C etwa das Doppelte, also 400 000 WE abgeben können. Bei Niederdruckheizungen wird durchschnittlich eine Stunde vor Beginn der Arbeitszeit mit Anheizen begonnen; bei Anheizen mit Frischdampf von 1—2 Atm ge-

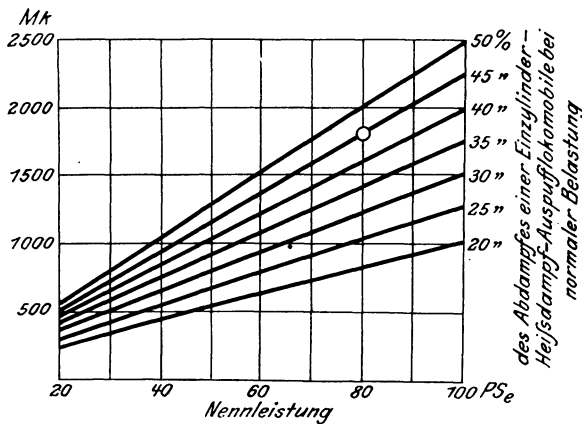


Abb. 98. Jahresersparnis bei Abdampfheizung.

nügt etwa halbstündiges Anheizen wegen der schnelleren Erwärmung und Luftverdrängung durch den höher gespannten Dampf. Der größte in einer halben Stunde aufzubringende Wärmebedarf von 400 000 WE erfordert etwa 800 kg Dampf oder bei einer achtfachen Verdampfung etwa 100 kg Kohlen für Anheizen. Bei 130 Heiztagen und 2 Mk. Kohlenpreis ergeben sich die Anheizkosten zu rund 260 Mk.

In gleicher Weise wurden für verschiedene Abdampfverbräuche die mittleren Kosten des Anheizens der Arbeitsräume vor der Arbeitszeit errechnet und in der Zahlentafel 40 zusammengestellt. Die Zahlentafel hat selbstredend keine allgemeine Gültigkeit, sondern soll Durchschnittswerte für erste Vergleichsrechnungen bieten.

Ist der Wärmebedarf eines Fabrikgebäudes, wie üblich, für die tiefste Außentemperatur (-20° C) bestimmt worden, so kann in einfacher Weise die Wintertemperatur ermittelt werden, von der ab Auspuffbetrieb wirtschaftlicher ist als Kondensationsbetrieb und Frischdampfheizung.

Beispiel. Zur Beheizung eines Fabrikgebäudes bei -20° C auf +20° C sind stündlich 300 kg Heizdampf erforderlich, bei welcher Außentemperatur ist

Zahlentafel 40. Anheizkosten für Frischdampf bei Abdampfheizung (1/2 Stunde vor Betriebsbeginn bei 2 Mk. Kohlenpreis) in Mk.

Abdampf bei einer mittleren Wintertemperatur von 0° C in Prozenten der verfügbaren Abdampfmenge	Einzyylinder-Heißdampfauspufflokomobilen						
	50	45	40	35	30	25	20
	Verbund-Heißdampfauspufflokomobilen						
	—	50	45	38	33	28	22
100 PSe	295	260	240	215	185	150	120
80 „	240	215	190	170	150	120	95
60 „	185	165	150	135	110	90	75
40 „	120	105	95	80	75	60	55

der Auspuffbetrieb der 65 PSe-Maschine (7,7 kg/PSe/std Dampfverbrauch) vorteilhaft?

Der Dampfverbrauch der Maschine beträgt 500 kg bei Auspuff- und 375 kg bei Kondensationsbetrieb (vgl. Linie *ef* und *cd* in Abb. 99). Der gesamte Frischdampfverbrauch bei -20° C und Kondensationsbetrieb beträgt 375 + 300 = 675 kg (Ordinate *bg*); bei +20° C wird kein Heizdampf gebraucht; der Dampfverbrauch beträgt 375 kg (Ordinate *ac*). Linie *cg* stellt den Gesamtverbrauch an Maschinen- und Heizdampf bei Kondensationsbetrieb und verschiedenen Außentemperaturen dar.

Der Schnittpunkt *h* des Strahles *cg* mit der Linie *ef* (Auspuffverbrauch) gibt also an, bei welcher Außentemperatur Auspuff- und Kondensationsbetrieb den gleichen Gesamtdampfbedarf erfordern; im vorliegenden Falle bei +3° Außentemperatur. Für jede tiefere Wintertemperatur ist aus Dreieck *fgh* zu ersehen, welcher Mehrdampfverbrauch gegenüber Abdampfheizung bei Kondensationsbetrieb und Frischdampfheizung entsteht (bei -10° C z. B. 100 kg/std).

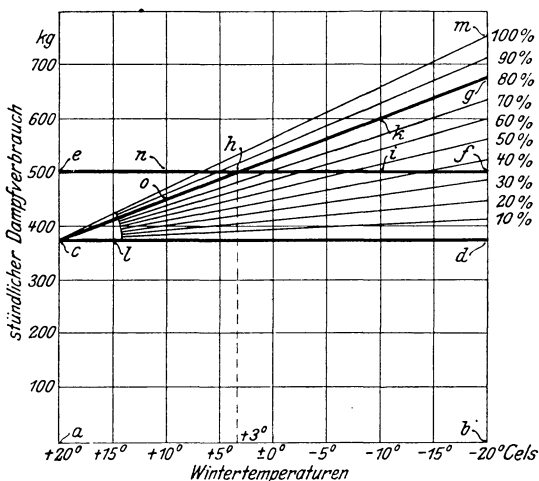


Abb. 99. Abdampfbedarf und Überschuss bei verschiedener Außentemperatur.

Die bei höheren Außentemperaturen durch Kondensationsbetrieb erwachsenden Ersparnisse sind in gleicher Weise aus Dreieck *ceh* zu entnehmen (bei +10° C z. B. 50 kg/std).

In ähnlicher Weise kann man die Temperaturen, von denen ab vorteilhafter mit Auspuff- oder Kondensationsbetrieb gearbeitet wird, für ein beliebiges Verhältnis des Heizdampfverbrauches zum Maschinendampfverbrauch bei Kondensationsbetrieb feststellen. Zur Veranschau-

lichung ist in die Abb. 99 ein Strahlenbündel eingetragen für ein Verhältnis des Heizdampfes zum Kondensationsmaschinendampfverbrauch von 10% bis 100%. Die Schnittpunkte dieser Strahlen mit dem Dampfverbrauch der Auspuffmaschine (ef) geben die gesuchten Temperaturen. Die Abbildung gilt allgemein für Gebäude, deren Wärmebedarf (von -20° auf $+20^{\circ}$ C) bekannt ist; entspricht z. B. der Heizdampfbedarf bei -20° C 90% des Dampfverbrauches der Maschine bei Kondensationsbetrieb, so folgt aus der Abbildung, daß bereits bei größerer Kälte als $+5^{\circ}$ Außentemperatur der Auspuffbetrieb weniger Gesamtdampf erfordert. Würde der Höchstheizdampfbedarf aber nur 60% des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschine erfordern, so wäre der Auspuffbetrieb erst von -3° C ab vorteilhafter.

Aus der Abbildung läßt sich allgemein entnehmen, daß bei der in Deutschland gültigen durchschnittlichen Wintertemperatur von 0° C durchgehender Auspuffbetrieb vorteilhaft ist, wenn mindestens 70% des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschine (entsprechend etwa 55% des Auspuffdampfes) zur Heizung ständig benötigt werden. Diese Heizdampfmenge dürfte bei Leistungen unter 150 PS beinahe in allen Fabrikbetrieben mit größeren Arbeitsräumen erforderlich sein. Das Laden der Akkumulatoren erfolgt vorteilhaft in den ersten Morgenstunden, um den verstärkten Anheizverbrauch möglichst durch die gesteigerte Abdampfmenge zu decken.

In Betrieben, deren Kraftbedarf im Verhältnis zur Ausdehnung der Arbeitsräume gering ist (z. B. Wäsche-, Schuh-, Papierwaren-, Maschinenfabriken, Anstalten für Lithographie, Feinmechanik, technische Massenartikel u. dgl.), ist durchgehender Auspuffbetrieb im kälteren Halbjahr stets vorteilhaft, zumal auch die Notwendigkeit der jedesmaligen Steuerungsverstellung beim häufigen Wechsel zwischen Kondensations- und Auspuffbetrieb entfällt.

C. Abdampfverwertung für Warmwasserbereitung und Trockenzwecke.

Die Warm- oder Heißwasserbereitung mit Auspuffdampf erfolgt entweder durch unmittelbares Einströmen des Dampfes ins Wasser, das zur Vermeidung des lästigen Geräusches durch besondere Düsen oder durch durchlöchernte Rohrschlangen stattfinden kann, oder mittels Heizflächen in Vorwärmern u. dgl. Warmwasser bis zu 55° C kann durch den Abdampf der mit normaler Luftpumpe arbeitenden Kondensationsmaschine in zwischen Zylinder und Kondensator eingeschalteten Vorwärmern erzielt werden; durch Verschlechterung der Luftpumpe (Einsaugen von Luft, Drosseln der Kühlwassermenge, Drosselklappen in der Dampfleitung) können beliebig höhere Temperaturen bis etwa 75° C erzielt werden (vgl. S. 185). Die Weitererwärmung des durch Kondensationsabdampf er-

zielten Warmwassers kann durch Speisepumpenabdampf, Kesselabwärme oder, bei Verbundmaschinen, durch Zwischendampf erfolgen. Die Wahl der Dampfmaschinenbauart in Fabriken mit großem Warmwasser- und Heißwasserbedarf (Brauereien, Färbereien, Appreturanstalten, Wäschereien u. a. m.) muß von Fall zu Fall nach dem Kraftbedarf und der Möglichkeit sonstiger Abdampfverwertung entschieden werden. Wo viel Heizbedarf für Raumheizung u. dgl. vorhanden ist und Wasser von 60 bis 90° in größeren Mengen gebraucht wird, ist im allgemeinen die Einzylinderauspuflmaschine die einfachste und in Anlage sowie Betrieb billigste Kraftmaschine, die in genügend großen und gut isolierten Vorwärmern oder Speichern mit Umwälzpumpe einen Wasservorrat von 90 bis 95° stets zur Verfügung hält. Bei großem Bedarf an Warmwasser von 40—45° C und verhältnismäßig geringem Verbrauch an Heizdampf und siedendem Wasser ist die Zwischendampfmaschine mit Vakuumvorwärmer und Receiverdampfabgabe für Heizung und Heißwasserbereitung meist am Platze; zweckmäßig wird im oberen Teile des Vorwärmers oder Speichers ein zweiter Heizapparat für Zwischendampf eingefügt, der, nach Bedarf in Betrieb genommen, Heißwasser von 80—90° über den Warmwasservorrat schichtet.

Mit 1 kg Abdampf ist durch Heizflächen eine nutzbare Wärmeabgabe von 450—500 WE zu erzielen; 1 kg Kondensatorabdampf liefert also, genügend Heizflächen vorausgesetzt, etwa 11—12 kg Warmwasser von 50° C (aus Wasser von 10° C), 1 kg Auspufl Dampf 8—9 kg Wasser von 70° C. Eine 100pferdige Kondensationsmaschine mit einem Dampfverbrauch von 7 kg kann also z. B. stündlich 7700 Liter Warmwasser von 50° C ohne Brennstoffkosten zur Verfügung stellen.

Für Verwertung des Abdampfes in Trockenanlagen bietet sich in Ziegeleien, Pappen- und Papierfabriken, Sägewerken, Holzwarenfabriken, Lederfabriken, Spinnereien und Webereien (Schlichtmaschinen) u. a. mehr als reichlich Gelegenheit, zumal die meisten Trockenanlagen Sommer und Winter in Betrieb sind. Die Trocknung erfolgt durch mit Abdampf bereitete Warmluft¹⁾, die das Trockengut zu erwärmen, das Wasser auszutreiben, zu absorbieren und abzuführen hat. Die Wassermenge, die 1 cbm Luft bis zu völliger Sättigung aufnehmen kann, ist bei niederen Temperaturen sehr gering und steigt schnell mit der Temperatur, wie aus Zahlentafel 41 hervorgeht.

Der sachgemäße Entwurf von Trockenanlagen bedarf großer Erfahrung. Zur Bestimmung des Wärmeverbrauches, der für die Maschinenwahl maßgebend ist (Luft bis 55° C kann in Kondensatorlufterhitzern bei abgeschwächtem Vakuum erzielt werden, höher erwärmte Luft mit Auspufl- oder Zwischendampf), ist festzustellen:

¹⁾ Oder, wie in Brikettwerken, durch unmittelbare Abdampfheizung.

1. der Wassergehalt des Trockengutes (zum Verdunsten von 1 kg Wasser von 0° C sind rund 630 WE erforderlich),
2. die Luftmenge zur Aufnahme und Abführung der zu verdunstenden Feuchtigkeit.

Die Temperatur, mit welcher getrocknet wird, ist für den Wärmeverbrauch der Trockenanlage sehr wesentlich. Wenn z. B. 1 cbm Luft von 0° C, der nach Zahlentafel 41 etwa 0,004 kg Wasser enthält, auf 55° C erwärmt wird, wobei 1 cbm bei völliger Sättigung etwa 0,104 kg Wasser aufnimmt, so kann 1 cbm Luft von 55° C bei völliger Sättigung $0,104 - 0,004 = 0,10$ kg Wasser aufsaugen.

Zahlentafel 41. Wassermengen in Kilogramm, welche 1 cbm Luft von -20° C bis +80° C bei völliger Sättigung enthält.

Temperatur der Luft	Wassergehalt pro 1 cbm bei völliger Sättigung in kg	Temperatur der Luft	Wassergehalt pro 1 cbm bei völliger Sättigung in kg
- 20° C	0,00105	+ 30° C	0,03021
- 25 „	0,00158	+ 35 „	0,03941
- 10 „	0,00231	+ 40 „	0,05091
- 5 „	0,00337	+ 45 „	0,06514
+ 0 „	0,00489	+ 50 „	0,08263
+ 5 „	0,00682	+ 55 „	0,10393
+ 10 „	0,00939	+ 60 „	0,12965
+ 20 „	0,01722	+ 70 „	0,19719
+ 25 „	0,02293	+ 80 „	0,29153

Die zur Erwärmung von 1 cbm Luft um 1° C aufzuwendende Wärmemenge kann man für die bei Trockenanlagen in Betracht kommenden Temperaturen mit genügender Genauigkeit gleichmäßig zu 0,3 WE annehmen. Zur Erwärmung von 1 cbm Luft von 0° C auf 55° C sind dann $0,3 \cdot 55 = 16$ WE erforderlich. Wird die Luft aber nur auf 40° C erwärmt, so kann 1 cbm nur etwa $0,050 - 0,004 = 0,046$ kg Wasser aufsaugen, so daß zur Aufnahme von 0,10 kg Wasser etwa 2 cbm Luft von 40° C erforderlich werden, für deren Erwärmung $0,3 \cdot 40 \cdot 2 = 24$ WE aufzuwenden sind. Der Wärmeverbrauch der Trockenanlage ist daher desto geringer, je höher die Temperatur ist, mit der getrocknet wird. Da der Feuchtigkeitsgehalt bzw. der Sättigungsgrad der Abluft, die mit erhöhter Temperatur entweicht, bei den üblichen Trockeneinrichtungen vielfach sehr gering ist (10—30%), wird zweckmäßig ein Teil der Abluft durch Umführungsleitungen mit Drosselklappen zurückgeführt, wodurch sich verringerte Frischluftmenge und geringerer Wärmebedarf ergeben (Umluftbetrieb).

Der Vorteil der Wärmeersparnis bei hohen Trockentemperaturen läßt sich jedoch in vielen Fällen nicht ausnutzen, da darauf Rücksicht zu nehmen ist, welche Höchsttemperatur das Trockengut ohne Schaden vertragen kann. Bei Holz z. B. sollte man den Trockenprozeß mit 20—30° C beginnen und mit etwa 40—45° C beenden. Bei zu schnellem Trocknen

und höheren Temperaturen würde das Holz leicht reißen. Um dies zu vermeiden und ein Trocknen auch der innersten Fasern zu erreichen, muß bei Holztrockenanlagen gleichzeitig ein Dämpfen des Holzes mit vorgesehen werden. Dies wird am leichtesten dadurch erzielt, daß die Trockenkammer ein- oder mehrmals täglich mit Dampf angefüllt wird. Je nach der Stärke, Struktur und Feuchtigkeit des Holzes sollte die Trockenzeit nicht unter 60—100 Stunden betragen.

3. Der Wärmeverbrauch zur Erwärmung des Trockengutes.

Hierfür kommt die spezifische Wärme der zu trocknenden Körper in Betracht. Bei Tannenholz beträgt die spezifische Wärme z. B. 0,65, bei Ziegelsteinen etwa 0,22. Um z. B. 1 kg trockenes Holz von $+5^{\circ}\text{C}$ auf $+30^{\circ}\text{C}$ zu erwärmen, sind $25 \cdot 0,65 = 16$ WE erforderlich.

4. Der Wärmeverlust durch die Umschließungsflächen des Trockenraumes.

Die hierfür aufzuwendenden Wärmemengen sind unter Benutzung der Transmissionskoeffizienten der Zahlentafel 46, S. 229 zu berechnen.

Beispiel zur Berechnung von Holztrockenanlagen: 1 cbm frisches Tannenholz soll in der Zeit von 12 Arbeitstagen zu je 10 Arbeitsstunden getrocknet werden. Wieviel Kilogramm Abdampf sind zur Trocknung stündlich erforderlich und was würde die Trocknung des 1 cbm Tannenholz mit Frischdampf kosten?

1. Wärmearaufwand zur Wasserverdunstung:

1 cbm frisches Tannenholz wiegt 850 kg

1 „ getrocknetes Tannenholz wiegt 520 „

1 kg frisches Tannenholz enthält also 330 kg Wasser.

Zur Verdampfung von 1 kg Wasser von 0°C sind etwa 630 WE, also zur Verdampfung der 330 kg Wasser $330 \cdot 630 = 207\,900$ WE erforderlich.

2. Wärmearaufwand zur Erwärmung der Frischluft:

Zu Beginn des Trocknens werde die Luft auf $+35^{\circ}\text{C}$ und gegen Ende des Trocknens auf $+45^{\circ}\text{C}$, also im Mittel auf $+40^{\circ}\text{C}$ erwärmt.

Bei $+40^{\circ}\text{C}$ enthält 1 cbm bei völliger Sättigung 0,05091 kg Wasser

Bei der mittleren Wintertemperatur von 0°C enthält 1 cbm

Frischluft 0,00489 „ „

1 cbm auf 40°C erwärmte Frischluft kann daher bei völliger

Sättigung aufsaugen 0,04602 kg Wasser

In der Praxis läßt sich eine völlige Sättigung der Luft nicht erreichen. Bei einer Sättigung von etwa 70% enthält 1 cbm Luft $\frac{70}{100} \cdot 0,04589 = 0,0322$ kg

Wasser. Zur Aufsaugung der in 1 cbm Tannenholz enthaltenen Wassermenge von 330 kg sind demnach $\frac{330}{0,0322} = 10250$ cbm Luft erforderlich. Um 10250 cbm

Luft von 0°C auf $+40^{\circ}\text{C}$ zu erwärmen, sind der Frischluft $40 \cdot 0,3 \cdot 10250 = 123000$ WE zuzuführen.

3. Wärmeverbrauch zur Erwärmung des Trockengutes.

Wird die Trockenanlage Tag und Nacht betrieben, so wird das Trockengut nur einmal auf die Temperatur des Trockenraumes erwärmt. Wird jedoch nur während des Tages getrocknet, so muß das Trockengut an 8—14 Tagen je einmal von etwa 15°C auf 40°C erwärmt werden.

Bei 12 Tagen Trockenzeit sind zur Erwärmung 1 cbm Tannenholz im Gewicht von etwa 600 kg von $+15^{\circ}\text{C}$ auf $+40^{\circ}\text{C}$ $25 \cdot 0,65 \cdot 600 \cdot 12 = 117000$ WE aufzuwenden.

4. Wärmeverluste durch die Umschließungsflächen des Trockenraumes.

Der Rauminhalt des Trockenraumes sei zu 120 cbm und der Wärmeverlust pro Stunde bei $+40^{\circ}\text{C}$ Innen- und 0°C Außentemperatur zu 25 WE pro 1 cbm Rauminhalt angenommen. An 12 Tagen zu je 10 Stunden gehen dann durch die Umschließungsflächen $12 \cdot 10 \cdot 25 \cdot 120 = 360000$ WE verloren.

Unter der Annahme, daß 10 cbm Holz gleichzeitig getrocknet werden, entfallen auf 1 cbm Holz 36 000 WE.

Zur Trocknung von 1 cbm frischen Tannenholzes sind somit erforderlich:

1. zur Verdampfung des Wassergehaltes . . 207 900 WE
2. zur Erwärmung der Frischluft 123 000 „
3. zur Erwärmung des Trockengutes 117 000 „
4. für Wärmeverluste des Trockenraumes . 36 000 „

Sa. 483 900 WE.

Diese Wärmemenge entspricht bei 100°C Abflußtemperatur des Kondenswassers einer Dampfmenge von $\frac{483900}{640 - 100} = 896$ kg. Diese 896 kg Dampf verteilen sich, wie angenommen war, auf 12 Tage à 10 Stunden, so daß pro Stunde eine Dampfmenge von $\frac{896}{120} = 7,5$ kg oder annähernd die Abdampfmenge von 1 PSe zur Trocknung von 1 cbm Tannenholz erforderlich ist.

Bei der Trocknung mit Frischdampf kosten die 483 900 WE bei einem Brennstoffpreise von 205 Mk. für 10 000 kg von je 7500 WE und einem Kesselwirkungsgrade von 65%

$$\frac{483900}{7500 \cdot 0,65} \cdot \frac{205}{10000} = 2,04 \text{ Mk.}$$

III. Abwärmeverwertung der Verbrennungskraftmaschinen.

Die Verbrennungskraftmaschinen mit ihrem geringeren Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit gegenüber der Dampfmaschine (z. B. 9000 WE/PSi-Std. bei einer 50 PS-Auspuffmaschine gegenüber 2800 WE-PSi-Std. beim Sauggasmotor und 1800 WE/PSi-Std. beim Dieselmotor) haben natürlich auch beträchtlich geringere Abwärmemengen, die die Maschine in noch ausnutzbarem Zustande verlassen. Die verwertbaren Abwärmemengen finden sich in dem heißen Kühlwasser (30—40% der zugeführten Wärme) mit Temperaturen von 30—70° wieder, teils in den heißen Auspuffgasen von 350—600°.

Insgesamt können etwa 50% der zugeführten Wärme der Verbrennungskraftmaschinen aus der Abwärme wieder gewonnen werden, so daß sich eine Gesamtwärmeausnutzung für Kraft- und Heizzwecke bei der Sauggasmaschine von annähernd 70%, bei der Dieselmachine bis zu 80% bei vollständiger Abwärmeverwertung praktisch erreichen läßt. Die gesamte Brennstoffausnutzung ist also auch bei Verbrennungskraft-

maschinen in günstig gelagerten Fällen, bei denen die Abwärmemengen wirtschaftlich erfaßt werden können, in gleicher Höhe erzielbar wie bei der Dampfmaschine mit vollständiger Abdampfausnutzung. Dagegen ist wegen der verhältnismäßig geringen Abwärmemengen, die im Vergleich zum Wärmebedarf des Betriebes vielfach keine große Rolle spielen und mitunter kostspielige Abwärmeverwertungsanlagen erfordern, das Anwendungsgebiet der Abwärmeverwertung der Verbrennungskraftmaschinen erheblich kleiner als bei der Dampfmaschine.

Die Abwärmeverwertung erstreckt sich auf die Kühlwasserwärme und auf die Abgaswärme.

Das aus den Kühlmänteln und der Kühlung der Auspuffrohre abfließende warme Wasser (beim Dieselmotor etwa 15 l/PS, bei den übrigen Verbrennungskraftmaschinen 25—35 l/PS-Std. bei Normallast) kann unmittelbar verwendet oder in Warmwasserheizungen ausgenutzt werden.

Die gewonnenen Wärmemengen sind, wie erwähnt, verhältnismäßig gering; beim Dieselmotor sind etwa 500—900 WE/PSe-Std. zur Warmwassererwärmung gewinnbar, davon 500—600 WE/PSe-Std. aus dem Kühlwasser. Zur Warmwasserbereitung, die der stündlichen Kühlwasserlieferung eines 100 PS-Dieselmotors entspricht, wäre z. B. nur $\frac{100 \cdot 15 \cdot 40}{500} = 120$ kg Dampf bei Heizflächen oder 100 kg Dampf bei unmittelbarem Einströmen erforderlich. Für größere Fabrikräume reicht also bei kleineren und mittleren Kraftanlagen die Abwärme zu Heizzwecken nicht aus und erweist sich in Anbetracht der teureren Abgasverwerter häufig als unwirtschaftlich. Dagegen kann für kleinere Räume sowie zur unmittelbaren Verwendung des Wassers zu Bade- und Waschwzwecken das Kühlwasser des Dieselmotors wertvolle Dienste leisten.

Das Kühlwasser, das normal mit 30—50° C abfließt, kann dabei entweder durch die Auspuffgase in einem Vorwärmer weiter erhitzt werden (für Warmwasserheizung usw.) oder es kann mit der sogenannten „Heißkühlung“ gearbeitet werden, bei der man Temperaturen des unter entsprechendem Druck stehenden und durch eine Umwälzpumpe bewegten Kühlwassers von 80—120° C zuläßt. Dieses auch bei Großgasmaschinen anwendbare Heißkühlverfahren hat sich bewährt, während die Verbindung der Heißkühlung mit Niederdruckdampferzeugung (durch Druckentspannung nach Semmler) sich nicht allgemeiner eingeführt hat. Bei Großgasmaschinen und großen Dieselmotoren können bei Anwendung der Heißkühlung sehr ausgedehnte Räume durch Warmwasser beheizt werden. Z. B. wurden an die Dieselmotoren von großen Elektrizitätswerken sogar Fernheizanlagen angeschlossen.

Der Wärmehalt der mit 350—600° C und mehr abströmenden Auspuffgase der Verbrennungskraftmaschinen kann nur unter Vermittlung von Heizflächen, die von den Abgasen bestrichen und wegen des

Säuregehaltes der Gase gewöhnlich in Gußeisen ausgeführt werden müssen, zur Luft- oder Wassererwärmung herangezogen werden, da die unmittelbare Berührung der Abgase etwa mit Trockengut nicht zugänglich ist. Die Abkühlung an den ziemlich groß ausfallenden Heizflächen kann bis auf etwa 130° getrieben werden. Für eine PSe-Stunde können beim Dieselmotor etwa 350—500 WE aus den Abgasen nutzbar zu Heizzwecken übertragen werden (entsprechend 0,5—1 kg Heizdampf). Die Sauggasanlage ermöglicht eine Ausnutzung von etwa 500—600 WE/PSe-Stunde. Die Auspuffgase können auch Einzellufterhitzern zugeführt werden, die zur Beheizung kleiner Räume ähnlich angeordnet werden wie Abdampflufterhitzer. Die Abgase von Dieselmotoren können zur Gewinnung von Niederdruckdampf bis zu 0,5 atü (Aufstellung der Kessel nicht genehmigungspflichtig) oder von etwa 500 PS-Maschinen aufwärts von Mitteldruckdampf von 0,5—6 atü für Heiz-, Trocknungs-, Koch- u. dgl. Zwecke herangezogen werden.

Bei größeren Anlagen, insbesondere bei Großgasmaschinen, bei denen in Anbetracht der hohen Maschinenleistung sehr große Abwärmemengen in den Gasen anfallen, erfolgt die Abgasverwertung gewöhnlich zur Erzeugung überhitzten Mitteldruckdampfes von 12—15 atü und 250 bis 350°. Der Abgasverwerter besteht aus hintereinander geschaltetem Überhitzer, Dampferzeuger und Speisewasservorwärmer. Durchschnittlich läßt sich bei Maschinengrößen von 1000 PSe und mehr etwa 1 kg überhitzter Dampf auf 1 PSe-Maschinenleistung stündlich gewinnen. Die Weiterverwertung des gewonnenen Dampfes zur Krafterzeugung in Dampfmaschinen oder Turbinen bringt eine Zusatzleistung von etwa 20% der Leistung der vorgeschalteten Verbrennungskraftmaschinen. Für größere Maschineneinheiten ergibt sich eine Tilgung der Abwärmeverwertungsanlagen gewöhnlich in 1—2 Jahren.

Die Abgaswärme der Verbrennungskraftmaschinen, die durch Vermittlung von Lufterhitzern in Form von Heißluft gewonnen wird, kann selbstredend außer zur Raumheizung zu allen Trocken- und Heizzwecken herangezogen werden. Für Raumheizung ist in Anbetracht des unterbrochenen Maschinenbetriebes häufig noch die Aufstellung einer Niederdruckheizanlage erforderlich (zum Anheizen und für die Betriebspausen), so daß, falls für diese Zwecke nicht Dampf aus einer Kesselanlage zur Verfügung steht, die Kapitalkosten der Abwärmeverwertungsanlage voll den Brennstoffersparnissen gegenüber ständigem Niederdruckheizbetrieb zur Last fallen.

Beispiel 1. Die Ersparnis durch eine Abgasheizung für eine 50 PSe-Sauggasanlage an 130 jährlichen Heiztagen mit 10stündigem Heizbedarf gegenüber Heizkesseln mit Koksfeuerung (Kokspreis 2,60 Mk. pro 100 kg, Ausnutzung von 1 kg Koks = 5000 WE) berechnet sich zu

$$\frac{50 \cdot 400}{5000} \cdot 130 \cdot 10 \cdot \frac{2,60}{100} = 135,20 \text{ Mk.}$$

Die Anschaffungskosten der Abgasheizanlage dürfen demnach (bei 14% Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltung) den Betrag von 1000 Mk. nicht erreichen, wenn noch eine Reinersparnis erzielt werden soll.

Beispiel 2. Die Abwärme eines täglich 8 Stunden laufenden 140 PS-Dieselmotors soll zur Warmwassererzeugung in einer angegliederten Badeanstalt verwertet werden. Kühlwassererzeugung etwa $140 \cdot 8 \cdot 900 \text{ WE}^1) = 1\,000\,000 \text{ WE}$ pro Tag. Bei Speicherung des täglich erzeugten Warmwassers und Erwärmung des Speicherwassers von 10 auf 85° ergibt sich eine Warmwassermenge von $\frac{1\,000\,000}{75} = 13,3 \text{ cbm/Tag}$. Für ein Wannenbad werden rund 0,12 cbm Wasser

von 30° erforderlich, so daß aus dem Speicher $\frac{0,12 \cdot 20}{75} = 0,032 \text{ cbm}$ Speicherwasser von 85° entnommen werden müssen. Gewinnbar sind täglich $\frac{13,3}{0,032} =$

415 Wannenbäder = 125 000 Bäder im Jahre. Bei einem mittleren Benutzungsfaktor des Bades von 0,30 und einem Preise pro Bad von 0,20 Mk. ergeben sich $0,30 \cdot 125\,000 \cdot 0,20 =$ rund 7000 Mk. Einnahmen. Für Bedienung werden rund 1500 Mk. erforderlich, so daß für Verzinsung und Tilgung ein Betrag von 5500 Mk. verbleibt. Die Anlagekosten des Speichers bewegen sich etwa um 5000 Mk., so daß trotz des geringen Bäderpreises und des geringen Benutzungsfaktors die Anlage rentabel erscheint.

Vierter Abschnitt.

Allgemeines über Fabrikheizung.

I. Zur Beheizung von Fabrikgebäuden erforderliche Wärmemengen.

Über den Wärmebedarf von Gebäuden findet man in technischen Handbüchern bisweilen sehr allgemein gehaltene Angaben bezüglich der Anzahl der WE, die zur Beheizung eines Kubikmeters Rauminhalt durchschnittlich erforderlich sind. Solche Angaben ohne engere Begrenzung des Geltungsbereiches sind mit der größten Vorsicht zu benutzen, da der stündliche Wärmebedarf eines Kubikmeters Rauminhalt zwischen 10 und 100 WE schwanken kann. Von besonderem Einflusse auf den Wärmebedarf eines Gebäudes pro 1 cbm Rauminhalt ist zunächst die Größe des Gebäudes bzw. das Verhältnis der Umschließungsflächen, d. h. Fußböden, Wände, Decke, Dach, zum Rauminhalt. Je größer ein Gebäude ist, desto geringer wird das Verhältnis der Umschließungs-, also auch der Abkühlungsflächen zum Rauminhalte. So hat z. B. ein Fabrikbau von 20 m Länge, 10 m Breite und 5 m Höhe bei einem Rauminhalte von 1000 cbm eine Umschließungs- und Abkühlungsfläche von 700 qm, während ein Fabrikbau von 40 m Länge, 20 m Breite und 10 m Höhe bei

¹⁾ Im heißen Kühlwasser enthalten 540 WE/PSe-Std., gewinnbar 70% der Auspuffwärme = 360 WE/PSe-Std.

8000 cbm, also dem 8fachen Rauminhalt, nur 2800 qm oder die 4fache Umschließungs- oder Abkühlungsfläche besitzt.

Der Wärmebedarf pro 1 cbm Rauminhalt hängt außerdem durchaus von der Art der Umschließungsflächen ab. 1 qm Fensterfläche mit einfacher Verglasung verursacht z. B. etwa 4mal soviel Wärmeverluste als 1 qm Außenmauer von 51 cm Wandstärke und 1 qm nichtverschaltetes Wellblechdach einen etwa 8 mal größeren Wärmeverlust als 1 qm Holzzementdach.

Zur Abschätzung des Wärmebedarfes ganzer Fabrikgebäude (nicht einzelner Räume des Gebäudes, die wieder je nach ihrer mehr oder weniger geschützten Lage einen sehr verschiedenen Wärmebedarf haben können) wird in den Zahlentafeln 42 bis 45 ein Anhalt gegeben. Aus einem Vergleich der angegebenen Einzelziffern folgt, daß besonders die Gebäudegröße, die Bedachung und die Fensterfläche den Wärmebedarf pro 1 cbm Rauminhalt beeinflussen, während die Stärke der Umschließungsmauern und die Art des Fußbodens von geringerem Einflusse sind. Die Werte der Zahlentafeln 42 bis 45 geben den größten stündlichen Wärmeverlust durch die Umschließungsflächen bei -20°C an. Bei Berechnung der Heizflächen ist noch ein Zuschlag für das Anheizen am Morgen erforderlich, da einmal die Außen- und Innenmauern, Decken, Fußböden auf 20°C zu erwärmen sind und außerdem in den meisten Fällen ein beschleunigtes Anheizen erwünscht ist. Die stets vorhandenen Undichtigkeiten der Fenster, Türen usw. sollten ebenfalls durch eine reichlichere Bemessung des Anheizzuschlages berücksichtigt werden. Wird der Heizbetrieb nachts ganz unterbrochen, so daß die Räume bis zum anderen Morgen stark auskühlen, so ist dieser Zuschlag, der mehr oder weniger exponierten Lage des Gebäudes entsprechend, mit 25—40% der für die Wärmeverluste durch die Umschließungsflächen der Gebäude berechneten Wärmemengen zu bemessen. Wird während der Nacht etwas geheizt, wie dies bei Niederdruckdampfheizungen mit Füllschachtkesseln ausführbar ist, so genügt ein Sicherheitszuschlag von 15—20%.

Sollen die Fabrikgebäude nicht auf $+20^{\circ}\text{C}$ erwärmt werden, sondern nur auf $+18^{\circ}$ oder $+15^{\circ}$ oder 12°C , so sind die Werte mit 0,95 bzw. 0,88 bzw. 0,8 zu multiplizieren.

Nach diesen allgemeinen Angaben soll nunmehr auf die genauere Ermittlung des Wärmebedarfes eingegangen werden, die auch zur richtigen Verteilung der Heizflächen auf die einzelnen Räume der Fabrikgebäude vorzunehmen ist. Die Berechnung der Wärmeverluste durch einen Umschließungskörper erfolgt auf Grund der in Zahlentafel 46 angegebenen Wärmedurchgangsziffern, welche sich auf 1 qm Fläche und 1°C Temperaturdifferenz zwischen beiden Seiten der betreffenden Umschließungsfläche beziehen. Je nach der Außenkälte und der Wärme des zu beheizen den Raumes sind diese sogenannten Transmissionskoeffizienten mit der

Zahlentafel 42. Stündlicher Wärmebedarf mit Teerpappdach ohne innere Verschalung abgedeckter Fabrikgebäude pro cbm Rauminhalt bei 40° C Temperaturdifferenz. (Ohne Zuschlag für Anheizen.)

Länge der zu beheizenden Fabrikgebäude Breite " "	Mit Teerpappdach auf 2,5 cm Schalung und	Wandstärke der Außen- mauern	Von der gesamten äußeren Wandfläche des Gebäudes beträgt die Fensterfläche in % (Fenster mit einfacher Verglasung)					
			20 m 10 m	30%	40%	30%	50%	
5 m	a) mit massivem Stein- fußboden	38 cm	49	54	40	42	34	37
		51 cm	47	52	38	40	32	36
	b) mit Holzzielung auf massivem Steinfußboden	38 cm	46	51	36	38	30	33
		51 cm	44	49	35	37	29	32
10 m	a) mit massivem Stein- fußboden	je 1/2 der Höhe 51 u. 38 cm	37	42	26	29	21	25
		" " " " 64 u. 51 cm	35	40	25	28	20	24
	b) mit Holzzielung auf massivem Steinfußboden	je 1/2 der Höhe 51 u. 38 cm	35	40	24	27	19	23
		" " " " 64 u. 51 cm	33	39	23	26	18	22
15 m	a) mit massivem Stein- fußboden	je 1/3 der Höhe 64,51 u. 38 cm	32	37	22	25	—	—
		" " " " 77,64 u. 51 cm	31	36	21	24	—	—
	b) mit Holzzielung auf massivem Steinfußboden	je 1/3 der Höhe 64,51 u. 38 cm	31	36	21	24	—	—
		" " " " 77,64 u. 51 cm	30	35	20	23	—	—

Zahlentafel 43. Stündlicher Wärmebedarf mit Holzzementdach oder Teerpappdach mit innerer Verschalung abgedeckter Fabrikgebäude pro cbm Rauminhalt bei 40° C Temperaturdifferenz. (Ohne Zuschlag für Anheizen.)

Länge der zu beheizenden Fabrikgebäude	Breite „ „	Mit Holzzementdach und	Wandstärke der Außenmauern	Von der gesamten äußeren Wandfläche des Gebäudes beträgt die Fensterfläche in % (Fenster mit einfacher Verglasung)					
				20%	30%	30%	40%	30%	50%
Lichte Höhe der Fabrikgebäude zu beheizenden	5 m	a) mit massivem Steinfußboden	38 cm	43	48	33	35	27	31
			51 cm	40	46	31	34	26	30
10 m		b) mit Holzdielung auf massivem Steinfußboden	38 cm	40	45	30	32	25	28
			51 cm	37	43	28	31	23	27
15 m		a) mit massivem Steinfußboden	je 1/2 der Höhe 51 u. 38 cm	34	39	23	26	18	22
			„ „ „ 64 u. 51 cm	32	37	22	25	17	21
		b) mit Holzdielung auf massivem Steinfußboden	je 1/2 der Höhe 51 u. 38 cm	32	37	22	24	17	20
			„ „ „ 64 u. 38 cm	30	36	21	23	16	19
		a) mit massivem Steinfußboden	je 1/3 der Höhe 64,51 u. 38 cm	30	35	20	23	—	—
			„ „ „ 77,64 u. 51 cm	28	34	19	22	—	—
		b) mit Holzdielung auf massivem Steinfußboden	je 1/3 der Höhe 64,51 u. 38 cm	29	34	19	22	—	—
			„ „ „ 77,64 u. 51 cm	27	33	19	21	—	—

Zahlentafel 44. Stündlicher Wärmebedarf von Fabrikgebäuden mit massiver Decke unter abgeschlossenem Boden- oder Luftraum pro cbm Rauminhalt bei 40° C Temperaturdifferenz. (Ohne Zuschlag für Anheizen.)

		Länge der zu beheizenden Fabrikgebäude		40 m		60 m					
		20 m	10 m	20 m	30 m						
Breite "				40 m		60 m					
				20 m		30 m					
Lichte Höhe der zu beheizenden Fabrikgebäude	5 m	Mit massiver Decke unter abgeschlossenem Boden- oder Luftraum und	Wandstärke der Außenmauern	Von der gesamten äußeren Wandfläche des Gebäudes beträgt die Fensterfläche in % (Fenster mit einfacher Verglasung)							
				20%	30%	30%	40%	30%	50%		
		a) mit massivem Steinfußboden	38 cm	40	45	30	32	25	28		
				37	42	28	30	23	27		
		b) mit Holzdielung auf massivem Steinfußboden	38 cm	37	42	27	29	22	25		
				34	40	25	28	20	24		
10 m		a) mit massivem Steinfußboden	je 1/2 der Höhe 51 u. 38 cm	32	37	22	24	17	20		
				30	35	21	23	16	19		
		b) mit Holzdielung auf massivem Steinfußboden	je 1/3 der Höhe 51 u. 38 cm	31	35	20	23	15	19		
				29	34	19	22	14	18		
15 m		a) mit massivem Steinfußboden	je 1/3 der Höhe 64,51 u. 38 cm	29	34	19	22	—	—		
				27	33	18	21	—	—		
		b) mit Holzdielung auf massivem Steinfußboden	je 1/3 der Höhe 64,51 u. 38 cm	28	33	18	21	—	—		
				27	32	17	20	—	—		

Zahlentafel 45. Stündlicher Wärmebedarf mit Wellblech abgedeckter Fabrikgebäude pro cbm Raum nhalt bei 40° C Temperaturdifferenz. (Ohne Zuschlag für Anheizen.)

Länge der zu beheizenden Fabrikgebäude Breite "	Verschaltes Wellblechdach und massiver Steinfußboden	Wandstärke der Außen- mauern	Von der gesamten äußeren Wandfläche des Gebäudes beträgt die Fensterfläche in % (Fenster mit einfacher Verglasung)					
			20 m 10 m	40 m 20 m	60 m 30 m	30%	40%	50%
5 m	do.	51 cm	62	67	53	55	48	51
10 m	do.	51 cm	42	49	33	36	28	32
15 m	do.	51 cm	35	40	27	29	22	26
5 m	Nicht verschaltes Well- blechdach und massiver Steinfußboden	51 cm	113	119	104	106	99	102
10 m	do.	51 cm	68	74	59	61	54	57
15 m	do.	51 cm	52	58	44	46	39	43

Temperaturdifferenz zu multiplizieren; bei -20°C z. B. Außentemperatur und 15°C Wärme des beheizten Raumes beträgt die Temperaturdifferenz $20 + 15 = 35^{\circ}\text{C}$.

Zu den Koeffizienten der Zahlentafel 46 sind nun noch verschiedene Zuschläge zu machen, da die Lage der Abkühlungsfläche zur Himmelsrichtung einen Einfluß auf die Wärmeverluste hat. Diese Zuschläge betragen bei einer Lage der Abkühlungsfläche

nach Norden Nordosten, Nordwesten, Osten 15%,
 „ Westen, Südosten, Südwesten 10%.

Die Temperatur des Erdbodens ist zu $\pm 0^{\circ}\text{C}$ anzunehmen. Die Temperatur von Kellern, Dachböden oder besonders leicht gebauten, nicht beheizten Nebenräumen liegt je nach den baulichen Verhältnissen zwischen 0° und -5°C .

Bei Berechnung der Wärmeverluste von Decken oder Dächern ist auch noch zu berücksichtigen, daß unter der Decke die Temperatur um 20°C und bei hohen Räumen bis zu 5°C höher ist als die gewünschte Raumtemperatur in 1—2 m über Fußboden.

Beispiel 1. Wieviel WE gehen stündlich aus einem auf $+20^{\circ}\text{C}$ beheizten Raume durch ein einfaches nach Osten gelegenes Fenster von 1 qm Fläche bei 20°C Außenkälte verloren und wieviel WE durch eine nach Süden gelegene Mauer von 51 cm Wandstärke?

Bei 1°C Temperaturdifferenz gehen nach Zahlentafel 1 durch 1 qm einfaches Fenster stündlich 5 WE verloren. Durch die Lage nach Osten erhöht sich dieser Koeffizient um 10%, also auf 5,5. Bei 20°C Außenkälte und 20°C Wärme in dem beheizten Raume, mithin $20 + 20 = 40^{\circ}\text{C}$ Temperaturdifferenz, gehen demnach $5,5 \cdot 40 = 220$ WE stündlich durch 1 qm einfaches, nach Osten gelegenes Fenster. Bei 7°C Außenkälte und Beheizung des Raumes auf 18°C würde der Wärmeverlust $(18 + 7) \cdot 5,5 = 138$ WE pro Stunde betragen.

Eine nach Süden gelegene Mauerwand von 51 cm Stärke läßt dagegen nach Zahlentafel 46 bei 40°C Temperaturdifferenz pro 1 qm stündlich nur $1,1 \cdot 40 = 44$ WE hindurch.

Beispiel 2. Welcher stündliche Wärmeverlust entsteht bei einer Raumtemperatur von 18°C und 20°C Außenkälte bei einem Teerpappdach ohne innere Verschalung und 1000 qm Dachfläche?

Bei einer Raumtemperatur von $+18^{\circ}\text{C}$ in 2 m Höhe über Fußboden herrscht unter dem Dache eine Temperatur von etwa $+20^{\circ}\text{C}$. Bei -20°C Außenkälte, also 40°C Temperaturdifferenz, gehen nach Tabelle 46 pro Stunde durch 1 qm Teerpappdach ohne innere Verschalung $40 \cdot 2,2 = 88$ WE verloren und durch 1000 qm 88000 WE.

Beispiel 3. Wie groß ist der stündliche Wärmeverlust eines Fabrikgebäudes von 40 m Länge, 20 m Breite, 5 m Höhe mit 51 cm starken Außenmauern, massivem Steinfußboden, über Erdreich, Teerpappdach ohne innere Verschalung, 180 qm gleichmäßig auf alle Außenwände verteilter Fensterfläche mit einfacher Verglasung bei einer Innentemperatur von $+20^{\circ}\text{C}$ und einer Außentemperatur von -20°C ? Das Gebäude liegt mit einer Längswand nach Norden.

Die Wärmeverluste der einzelnen Umschließungsflächen setzen sich folgendermaßen zusammen:

Zahlentafel 46. Stündlicher Wärmeverlust in WE pro 1 qm Fläche bei einer Temperaturdifferenz von 1° C.

	Wärmeverlust bei 1° C Temperatur- differenz pro 1 qm Fläche WE
Mauern aus vollem Backsteinmauerwerk:	
Wandstärke in cm (ohne Putz gemessen)	12 2,40
„ „ „	25 1,70
„ „ „	25 1,30
„ „ „	51 1,10
„ „ „	64 0,90
„ „ „	77 0,80
„ „ „	90 0,65
„ „ „	103 0,60
„ „ „	116 0,55
„ „ „ Rabitzwände	4—6 3,00
„ „ „ „	6—8 2,40
„ „ „ Bretterwände	1,5 2,40
„ „ „ „	2,0 2,00
„ „ „ „	2,5 1,90
„ „ „ Wellblechwand	7,00
„ „ verschalt	3,50
Fußböden:	
Balkenlage mit Dielung und Schalung	0,70
Gewölbe mit Dielung darüber	0,45
Gewölbe mit massivem Boden	1,00
Holz über dem Erdreich hohl verlegt	0,80
Holz in Asphalt verlegt	1,00
Massiver Boden über Erdreich	1,40
Decken:	
Balkenlage mit Dielung und Putz	0,5
Gewölbe mit Dielung	0,7
Fenster:	
Einfaches Fenster	5,00
Doppeltes Fenster	2,30
Einfaches Oberlicht	5,30
Doppeltes Oberlicht	2,40
Dächer:	
Teerpappdach auf 2,50 cm Schalung	2,2
Teerpappdach auf 2,5 cm Schalung mit Luftschicht und ver- putzter innerer Verschalung	1,25
Schieferdach auf 2,5 cm Schalung	2,2
Zinkdach auf 2,5 cm Schalung	2,3
Wellblechdach auf 2,5 cm Schalung	4,0
Wellblechdach ohne Schalung	10,4
Ziegeldach (aber dicht) ohne Schalung	5,0
Holzzementdach ohne Schalung	1,3
Türen:	
Tür	2,0
Glasfüllung in Türen	5,0

	WE
Massiver Steinfußboden über Erdreich, 800 qm. (Die Temperatur des Erdbodens wird zu $\pm 0^\circ$ angenommen.)	20 · 1,4 · 800 = 22 400
Teerpappdach ohne innere Verschalung, 800 qm. (Unter dem Dache ist die Temperatur etwa 2° höher als 1 m über Fußboden.)	42 · 2,2 · 800 = 73 920
Außenwände: Von den Außenwänden liegen, nach Abzug der Fensterflächen, 140 qm nach Norden. Mit 15% Zuschlag für Nordseite	40 · 1,15 · 1,1 · 140 = 7 084
70 qm nach Osten. Mit 10% Zuschlag für Ostseite	40 · 1,1 · 1,1 · 70 = 3 388
140 qm nach Süden. (Für Südseite kein Zu- schlag.)	40 · 1,1 · 140 = 6 160
70 qm nach Westen. Mit 5% Zuschlag für Westseite.	40 · 1,05 · 1,1 · 70 = 3 234
Fenster: Von der gesamten Fensterfläche von 180 qm liegen:	
60 qm nach Norden (15% Zuschlag) . . .	40 · 1,15 · 5 · 60 = 13 800
30 „ „ Osten (10% Zuschlag) . . .	40 · 1,1 · 5 · 30 = 6 600
60 „ „ Süden (kein Zuschlag)	40 · 5 · 60 = 12 000
30 „ „ Westen (5% Zuschlag)	40 · 1,05 · 5 · 30 = 6 300
<hr/>	
Gesamter Wärmebedarf bei 20° C Außenkälte ohne Zuschläge für Anheizen	= 154 886
und pro 1 cbm $\frac{154\ 886}{20 \cdot 40 \cdot 5}$	= 38 WE. (Vgl. Zahlentafel 42 unter 30% Fenster- fläche.)

An Stelle der verschiedenen Zuschläge für die einzelnen Himmelsrichtungen ist für Überschlagsrechnungen die Annahme eines mittleren Zuschlages von 8% für alle 4 Außenwände und die Fenster zulässig.

In vorstehendem wurde stets angenommen, daß die Wärmeverluste der Gebäude unmittelbar proportional dem Temperaturunterschied seien. Dies ist jedoch nicht ganz zutreffend, denn bei sehr windiger oder feuchtkalter Witterung von mäßiger Kälte kann der Wärmeverlust fast ebenso groß sein als an sehr kalten, aber windstillen Tagen. Fabrikbauten mit sehr großen Fensterflächen oder Oberlichtern und leichten Dächern unterliegen der abkühlenden Wirkung des Windes in besonderem Maße. Obwohl 20° C Kälte in Mitteldeutschland sehr selten sind, darf man daher keinesfalls mit Rücksicht hierauf eine Heizanlage knapper, etwa für 15° C Außenkälte, bemessen, da die Heizanlage sonst an feuchtkalten und sehr windigen Tagen ebensowenig wie bei 15—20° C Kälte genügen würde. Außerdem ist zu beachten, daß eine solche, etwa nur für 15° C Außenkälte berechnete Heizanlage infolge der geringen Heizfläche der Heizkörper auch an windstillen Tagen von geringer Wintertemperatur zu lange Zeit zum Anheizen gebrauchen würde, was aus Betriebsrücksichten nicht wünschenswert ist. Speziell in Spinnereien, Webereien, Druckereien usw. muß vor dem Arbeitsbeginn schon gut geheizt sein, damit die Maschinen ordnungsgemäß arbeiten und die Fäden der Gewebe oder die Papierbahnen nicht durch Klemmen der für warme Raumtemperatur ein-

gestellten Maschinenteile zerrissen werden. In Druckereien und graphischen Kunstanstalten muß besonders reichlich geheizt werden, damit die Farben leicht fließen.

II. Ventilation von Fabrikräumen während des Winters.

In vielen Betrieben wird durch die Fabrikation die Luft stark verschlechtert, so daß für reichliche Ventilation gesorgt werden muß. In anderen Fällen, wie bei Färbereien, Papierfabriken usw., macht der Wasserdunst in den Arbeitsräumen und die Tropfenbildung an den Decken viele Schwierigkeiten. Zur Beseitigung dieses Dunstes gibt es nur ein Mittel, und zwar die Zuführung warmer Luft, welche die überschüssige Feuchtigkeit der Raumluft begierig aufsaugt und beim Austritte aus den Abluftkanälen mit fortnimmt.

Eine mehrmalige stündliche Lüfterneuerung ist auch in Arbeitsräumen erforderlich, in welchen viele Leute beschäftigt sind, und in denen der natürliche Luftwechsel durch die Mauern, Undichtigkeiten der Fenster, Türen usw. nicht genügt. Besonders gering ist der natürliche Luftwechsel in den Zwischengeschossen mehrstöckiger Bauten mit massiven Decken oder in Räumen mit Holzzementdächern, da diese fast luftundurchlässig sind. In solchen Fällen sind für die Ventilation besondere Frischluft- und Abluftkanäle anzulegen. Die Zuführung frischer Luft sollte im Winter keinesfalls durch Öffnen einiger Fenster vorgenommen werden, da die hereinströmende kalte Luft gesundheitsgefährliche Zugerscheinungen hervorruft. Die zuzuführende Frischluft soll vielmehr vor dem Eintritt in den Arbeitsraum auf die Raumtemperatur vorgewärmt werden und möglichst über Kopfhöhe eintreten, während die verbrauchte Luft über Fußboden abgesaugt wird.

Sobald genügend Abdampf zum Erwärmen der Frischluft zur Verfügung steht, verursacht eine reichliche Ventilation und die Beschaffung reiner Luft der Fabrikräume im Winter keinerlei Brennstoffkosten, außer dem Kraftbedarf der Ventilatoren, der oft nicht unerheblich ist (z. B. bei 60 000 cbm Luft/std und 45 mm WS-Widerstand etwa 8—9 PS). Muß zum Erwärmen der Ventilationsluft jedoch Frischdampf oder Dampf einer Niederdruckdampfkesselanlage verwendet werden, so kann die Ventilation recht teuer werden. Zur Erwärmung eines Kubikmeters Luft um 1° C sind 0,31 WE erforderlich. In Betrieben mit Entstaubungsanlagen (z. B. Schuhfabriken) können bei Frischdampfheizung erhebliche größere Heizungskosten entstehen, als aus der Wärmeverlustrechnung ermittelt, da beständig große Mengen warmer Luft abgesaugt und ersetzt werden müssen. In derartigen Betrieben ist Abdampfheizung oder Reinigung und Rückleitung der noch warmen Luft besonders am Platze.

Der Kraftbedarf der Ventilatoren kann durch reichliche Bemessung der zweckmäßig in verzinktem Blech auszuführenden Leitungen niedrig gehalten werden. Gemauerte Kanäle müssen stets glatt verputzt werden, um zu hohe Reibungswiderstände zu vermeiden.

Beispiel. Ein auf 18° C beheiztes Fabrikgebäude von 10000 cbm Luftinhalt soll während des Winters bei zweimaligem stündlichen Luftwechsel ventiliert werden. Welche Kosten entstehen bei Verwendung von Frischdampf zur Lufterwärmung?

Bei einer mittleren Wintertemperatur von 0° C sind zur Erwärmung der stündlich zweimal zu erneuernden Raumluft $18 \cdot 0,31 \cdot 2 \cdot 10\,000 = 111\,000$ WE oder $\frac{111\,000}{5000} = 22$ kg Kohle oder Koks aufzuwenden. Wird die Ventilation bis zu einer Außentemperatur von — 5° C betrieben, und rechnet man pro Heizperiode 100 Tage von weniger als 5° Kälte, so folgt der Brennstoffverbrauch zur Lufterwärmung bei einem täglichen Ventilationsbetriebe von 9 Stunden zu $100 \cdot 9 \cdot 22 = 20\,000$ kg Kohle oder Koks.

III. Niederdruckdampfheizungen und Heizungskosten.

Fabrikbetriebe mit Verbrennungskraftmaschinen sowie mit Kraftversorgung durch Strombezug müssen gewöhnlich zur Deckung des Heizbedarfes besondere Heizkesselanlagen erhalten; falls nicht Hochdruckkessel für Fabrikationsdampf vorhanden sind, erfolgt die Aufstellung von Niederdruckdampfkesseln mit Füllschachtfeuerungen, die je nach Wintertemperatur mit 0,03—0,15 atü betrieben und von der Zentralheizungsindustrie für die Verbrennung von Anthrazit, Koks und Braunkohlenbriketts bei guter Brennstoffausnutzung (bei Leistungen zwischen 4000 und 12000 WE/std/qm Heizfläche 80% Wirkungsgrad und darüber) erstellt werden. Bei Anbringung eines Standrohres (von 5 m Höhe, höchster Druck 0,5 atü) ist die Aufstellung unter bewohnten Räumen zulässig; die Kesselaufstellung erfordert oft erhebliche Ausschachtungsarbeiten, damit die Rückleitung des Kondensates selbsttätig erfolgen kann, der tiefste Punkt der Kondensatfallstränge also mindestens 20 cm, die tiefste Heizfläche mindestens 2 m über dem höchsten Wasserstand im Kessel liegt. Die Bedienung beschränkt sich auf die zeitweise Auffüllung des Füllschachtes, der Dampfbedarf wird unter Vermittlung selbsttätiger Feuerzugregler gedeckt, die vom Dampfdruck gesteuert werden.

Für größeren Heizbedarf werden schmiedeeiserne Kessel (Flammrohr-Rauchrohr- oder Sattelkessel) in Einheiten bis zu 60 qm mit Einmauerung aufgestellt, die mit Planrostunter- oder Vorfeuerung (bei minderwertigen Brennstoffen wie Torf) arbeiten. Für kleinere Anlagen wählt man die Aufstellung von gußeisernen, seltener schmiedeeisernen, nicht eingemauerten Gliederkesseln, deren Füllschachtinhalt bei 0° Außentemperatur etwa 3—4 Stunden, bei starker Kälte oder beim Anheizen etwa 1,5—2 Stunden

ausreicht; die Kessel werden in Einheiten von etwa 1—30 qm Heizfläche ausgeführt. Die Vorzüge gußeiserner Kessel bestehen in dem sehr geringen Platzbedarf, in der großen Haltbarkeit, da Gußeisen im Gegensatz zu Schmiedeeisen wenig rostet und durch die Rauchgase nicht angegriffen wird, und der Möglichkeit, schadhaft gewordene Glieder ohne längere Betriebsstörung und mit geringen Kosten auszuwechseln. Schmiedeeiserne Kessel rosten namentlich bei schwachem Heizbetrieb, eine Folge zu weitgehender Rauchgasabkühlung, bei der der Taupunkt des Wasserdampfes in den Abgasen erreicht wird. Die Beanspruchung gußeiserner Kessel soll, um genügende Brennstoffausnutzung und trockenen Dampf zu erzielen, 13—14 kg Dampf auf den Quadratmeter Heizfläche nicht überschreiten; diese Beanspruchung entspricht bei einer Rückflußtemperatur des Niederschlagwassers von etwa 70° C einer größten stündlichen

Wärmelieferung des Quadratmeters Kesselheizfläche von 7000 bis 7500 WE. Die Höchstleistung der gußeisernen Kessel beträgt 9000 bis 12000 WE/qm, für Flammrohrkessel 9000 bis 10 000 WE, für Rauchrohrkessel 7000 bis 8000 WE; diese Leistung soll beim Anheizen oder bei größter Kälte nicht überschritten werden. (Die Kesselfläche wird nach dem nach S. 223 zu berechnenden

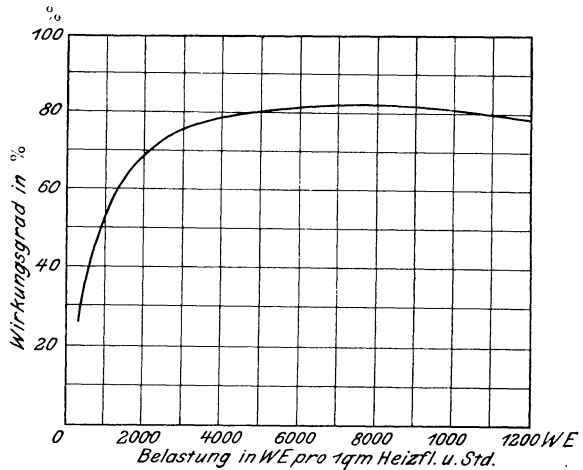


Abb. 100.
Brennstoffausnutzung in einem Niederdruckdampfkessel.

Höchstwärmebedarf und 10% Verlustzuschlag mit den angegebenen Ziffern gewählt.) Da der Wirkungsgrad der Kessel bei Beanspruchungen unter etwa 4500 WE/qm/std sehr schnell abnimmt, vgl. Abb. 100, unterteilt man zweckmäßig die für den Höchstwärmebedarf erforderliche Heizfläche in mehrere kleine Einheiten, was übrigens auch einer Erhöhung der Betriebssicherheit gleichkommt; die Kessel werden dann je nach der Außentemperatur mit ziemlich normaler Belastung gleichzeitig in Betrieb genommen.

Die Anlage- und Betriebskosten von Niederdruckdampfheizungen lassen sich naturgemäß sehr schwer allgemein beurteilen, da sie sich mit den örtlichen und klimatischen Verhältnissen beträchtlich ändern. Für den Vergleich von Abdampf- und Niederdruckheizungen sind die Anlagekosten der Rohrleitungen und Heizkörper annähernd gleich anzu-

nehmen, so daß für die wirtschaftliche Vergleichsrechnung im wesentlichen nur die Anlagekosten der Kesselanlagen selbst sowie ihr Brennstoffverbrauch zu erheben sind. Die Preise von Niederdruckkesseln lassen sich nun ebenfalls nicht allgemein in Mittelwerten angeben, da der Vertrieb derselben an die Einzelabnehmer nicht von den Fabriken selbst, sondern ausschließlich durch Heizungsfirmen erfolgt, die die gesamte Heizanlage nebst allem Zubehör liefern; dabei findet man häufig die Kessel selbst in den Angeboten mit verhältnismäßig niederen Preisen eingesetzt, während der größere Verdienst in den Rohrleitungen und ähnlichem enthalten ist.

Die Abb. 101¹⁾ gibt ungefähr mittlere Anlagekosten pro Kubikmeter beheizte Räume für die verschiedenen Arten der gebräuchlichen Beheizung, und zwar für Warmwasserheizung, Niederdruckdampfheizung und Dampfheizung.

Für ganz rohe Ersteinschätzungen können die Anlagekosten einer Niederdruckheizanlage mit Niederdruckdampfkessel für den Kubik-

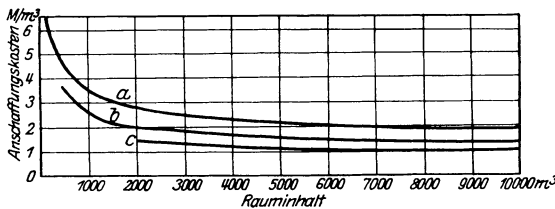


Abb. 101. Anschaffungskosten für 1 m³ beheizten Raum bei verschiedenen Arten der Heizung. a Warmwasserheizung, b Dampfheizung, c Dampfdruckheizung.

meter beheizten Raum auf 2,— bis 2,50 Mk., für Abdampfheizungen ohne Kessel und Ausrüstung mit Rippenrohren mit rund 1,50 Mk. eingesetzt werden.

Der Berechnung des jährlichen Brenn-

stoffverbrauches einer Fabrikheizung können für mittlere deutsche Verhältnisse eine durchschnittliche Außentemperatur von 0° C zugrunde liegen und eine Heizdauer von 1700—1800 Stunden; sämtliche Tage, an denen von morgens bis abends oder nur stundenweise geheizt wird, kann man zu etwa 130 Heiztagen (13 Stunden Heizbetrieb einschließlich Anheizen) zusammenfassen. Da die Gesamtheizflächen von Niederdruckdampfkesseln für —20° C Außentemperatur mit 7500 WE/qm Heizfläche berechnet sind, entspricht 0° C Außentemperatur einer durchschnittlichen Kesselleistung von 3750 WE/qm.

Bei Koksfeuerung mit 7000 WE Heizwert und 65% Kesselwirkungsgrad ergibt sich ein Jahresverbrauch auf den Quadratmeter installierte Kesselfläche von $\frac{3750 \cdot 130 \cdot 13}{0,65 \cdot 7200} \sim 1350$ kg Koks, also bei einem Kokspreise von 3,— Mk. für 100 kg ein Brennstoffaufwand von rund 400 Mk.

¹⁾ Nach Beck: Archiv für Wärmewirtschaft. September 1926. S. 261.

Diese mittleren Heizungskosten hängen selbstredend von der Sparsamkeit des Heizbetriebes, sowie davon ab, ob der Winter mehr oder weniger kalt und windig ist. Umfragen bei ausgeführten Fabrikanlagen ergaben im allgemeinen einen etwas geringeren Verbrauch für die Heizperiode und ein Quadratmeter Niederdruckkesselheizfläche.

Der Wärmebedarf zur Beheizung eines Kubikmeters Fabrikraum ist nach Größe, Lage und Bauart des Gebäudes sehr verschieden. Die Zahlentafeln 42 bis 45, über deren Berechnung Kapitel I dieses Abschnittes kurzen Aufschluß gibt, geben den stündlichen Wärmeverlust der Abkühlungsflächen der Gebäude bei -20°C Außentemperatur und $+20^{\circ}\text{C}$ Innentemperatur (also 40°C Temperaturunterschied) an. Diese Werte sind nach Lage und Bauart des Gebäudes noch um 25—40% zu erhöhen für Anheizen, Windanfall, Wärmeverluste durch undichte Fenster u. dgl. Ferner ist für die Ventilation (vgl. S. 231) der erforderliche Wärmearaufwand gesondert einzusetzen. Der Abkühlverlust ist dem mittleren Temperaturunterschied proportional, beträgt also z. B. bei Erwärmung auf 15°C nur $\frac{35}{40}$ der in den Zahlentafeln enthaltenen Werte.

Fünfter Abschnitt.

Kraftversorgung durch Strombezug.

Überlandzentralen, staatliche, gemeindliche und private Elektrizitätswerke übernehmen in stark anwachsender Zahl und Größe die Stromlieferung an die umgebenden Bezirke für Beleuchtung und für Kraftversorgung von gewerblichen und Fabrikbetrieben; zur Ausdehnung ihres Lieferbereiches sowie zur gleichmäßigen Ausnutzung der aufgestellten Zentralen sind derartige Werke gezwungen, eine äußerst rege Werbetätigkeit für den Abschluß von Stromlieferungsverträgen auszuüben. Es ist natürlich, daß eine derartige Werbetätigkeit den Stromabnehmer, also auch den Leiter von Fabrikbetrieben, fast in jedem Falle überzeugen soll, daß der Verzicht auf den größten Teil der eigenen Krafterzeugung oder auf die gesamte eigene Krafterzeugung und der Bezug elektrischer Energie von seiten des Elektrizitätswerkes die wirtschaftlichste Lösung der Kraftversorgung für den Fabrikbetrieb sei.

Als Hauptbeweisgründe werden gewöhnlich angeführt: die Annehmlichkeit, daß das große Anlagekapital für die eigene Kraftanlage in Wegfall kommt, der Wegfall des Maschinenhauses, ferner von Transmissionen und Rohrleitungen mit ihren Energieverlusten innerhalb der Fabrik, die dadurch eintretende Verbilligung der Fabrikgebäude, die nicht mehr die schweren Transmissionen zu tragen haben, die Unabhängigkeit in der räumlichen Anordnung und die unbeschränkte Entwicklungsmöglichkeit der Fabrik ohne Rücksicht auf die vorhandenen Maschinen- und Trans-

missionsanlagen, der Wegfall der Brennstoff- und Wasserversorgung, die Sauberkeit und Geräuschlosigkeit des Betriebes, die Entbehrlichkeit größeren Bedienungspersonals, die vorteilhaftere Produktion der Arbeitsmaschinen bei elektrischem Einzel- oder Gruppenantrieb, die besseren Licht- und Luftverhältnisse in den von Wellensträngen freien Arbeitsräumen, die verminderte Unfallgefahr u. a. m.

Es fällt dem weniger Geübten häufig schwer, die zweifellos großen Vorteile des elektrischen Antriebes der Arbeitsmaschinen streng zu unterscheiden von der jeweiligen Wirtschaftlichkeit des Strombezuges bei Verzicht auf eigene Krafterzeugung.

Der elektrische Antrieb der Arbeitsmaschinen durch Elektromotoren kann selbstverständlich auch bei eigener Stromerzeugung erfolgen; die Frage des Strombezuges ist also zu prüfen durch eine Gegenüberstellung der Betriebskosten für Kraft und Heizung bei eigener Krafterzeugung (wobei die Kraftverteilung elektrisch oder durch reinen Transmissionsbetrieb oder gemischt erfolgen kann) und der Betriebskosten bei Strombezug (also hauptsächlich elektrischer Kraftverteilung und Motorenantrieb).

A. Kraftverteilung durch elektrischen und Transmissions-Antrieb.

Die für die Betriebskostenberechnung wichtigen Vor- und Nachteile der Kraftverteilung durch Transmissionen gegenüber Antrieb jeder Arbeitsmaschine durch eigenen Elektromotor (Einzelantrieb) oder gegenüber Motorenantrieb kleinerer durch Transmissionen verbundener Gruppen von Arbeitsmaschinen (Gruppenantrieb) sind kurz die folgenden:

Der elektrische Antrieb der einzelnen Arbeitsmaschinen oder von Gruppen von Arbeitsmaschinen ist namentlich für weitverzweigte Betriebe, in denen die Arbeitsmaschinen stoßweise oder mit schwankender Last laufen, gegenüber Transmissionsantrieb vorteilhaft, da die Motoren nur während ihrer Arbeitsperiode Strom verbrauchen, während die ständig laufenden Transmissionen auch während der Arbeitspausen oder während des Stillstandes einzelner Arbeitsmaschinen einen fast gleichbleibenden Energieverlust bedingen.

Bei gewissen Betrieben ist außer diesem Leerlaufverlust für den Vergleich von Transmissions- und Einzelantrieb maßgebend, daß die Transmission, wenn sie auch noch so sorgfältig verlegt und weitestgehende Rücksicht auf gleichförmigen Gang genommen wird, doch bei Anschaltung oder Abschaltung einzelner Maschinen oder Maschinensätze Abweichungen in der Tourenzahl aufweist, welche, wenn sie auch noch so klein sind, bei gewissen Arbeitsprozessen unangenehme Folgewirkungen auslösen. So z. B. macht sich die An- oder Abschaltung einer Anzahl

von an der gleichen Transmission hängenden Webstühlen in einer Baumwollweberei in einer Veränderung der Schußzahl pro Zeiteinheit bemerkbar; diese Veränderung ist natürlich klein, bringt aber doch eine Unregelmäßigkeit in den Gang aller übrigen Stühle, die an der Transmission hängen, und beeinflußt in geringem, aber immerhin merklichem Maße auch die Produktionsmenge, und für ein sehr genaues Kennerauge vielleicht auch die Gleichmäßigkeit des Gewebes. Dieses Moment ist beispielsweise mit ein Grund der Bevorzugung des elektrischen Einzelantriebes von Baumwollwebstühlen.

Für Arbeitsmaschinen, die außerhalb der eigentlichen Arbeitszeit laufen müssen (z. B. Pumpen für Nachtbetrieb) kommt, wenn nicht eine eigene andere Kraftquelle für diesen Zweck vorhanden ist (z. B. kleiner Dieselmotor od. dgl.), oft elektromotorischer Antrieb unter Vermittlung einer Akkumulatorenbatterie in Frage (natürlich nur bei kleinen Motoren), da bei Transmissionsantrieb hierfür die Hauptzentrale unterlastet laufen und ein großer Teil der Transmissionsstränge mit ihren Leerlaufverlusten ständig betrieben werden müßte.

Für kurz betriebene Maschinen kommt nur Einzelantrieb in Betracht, ebenso für Arbeitsmaschinen, deren Produktion keine Schwankungen und Stöße der Antriebskraft verträgt oder deren Umdrehungszahl unabhängig geregelt werden muß; letzteres kann in erster Linie durch Gleichstrommotoren leicht erfolgen.

Gruppenantrieb eignet sich besonders für eine Reihe von Arbeitsmaschinen mit ziemlich gleicher Betriebszeit oder für Gruppen von Maschinen, deren Einzellast stark schwankt oder für die Elektrisierung von älteren Betrieben, bei denen vorhandene Transmissionsstränge weiter benutzt werden können.

Einzelantrieb verlangt wegen der größeren Anzahl der Motoren meist höheres Anlagekapital als Gruppenantrieb und die insgesamt zu installierende Leistung der Motoren ist größer, da jeder Motor für den Höchstkraftbedarf seiner Arbeitsmaschine ausreichen muß, während bei Gruppenantrieb der Motor nach dem „Gleichzeitigkeitsfaktor“ der Arbeitsmaschinen für eine geringere, erfahrungsgemäß festgelegte Durchschnittsleistung bemessen zu werden braucht. (In Webereien sind z. B. etwa 50%, in Brauereien Kältemaschinen 100%, sonstige Arbeitsmaschinen etwa 40%, in Spinnereien je nach Rohstoff und Garnnummer 70—90% der installierten elektrischen Pferdestärken gleichzeitig in Betrieb.) Die größeren Anlagekosten des elektrischen Teiles werden allerdings oft durch die wegfallenden Kosten der Gruppentransmissionen ausgeglichen oder gar unterschritten. Einzelantrieb erfordert auch etwas höhere Stromkosten wegen der meist länger andauernden Unterlastung der einzelnen Motoren. Dagegen muß der Gruppenantrieb den Leerlaufverlust seiner Transmissionen aufbringen.

Für die vergleichende Betriebskostenberechnung für Transmissions- oder elektrische Kraftverteilung sind außer dem Anlagekapital die Energieverluste maßgebend, die im Einzelfalle durch die beiden Antriebsarten bedingt sind.

Die Transmissionsverluste können sich in sehr weiten Grenzen bewegen; bei Massenfabrikation mit kleinem Kraftbedarf der Arbeitsmaschinen und sehr verzweigten Arbeitsräumen (z. B. Papierwarenfabrikation, Schuhfabriken) können die Transmissionen unter Umständen mehr Energie verzehren, als der nutzbar abgegebenen Arbeit entspricht. Bei mittlerem Kraftbedarf bewegen sich die Transmissionsverluste zwischen 15 und 40% (letzterer Wert bei veralteten Anlagen mit Winkelantrieben usw.), bei ganz zeitgemäßen Werken mit zweckmäßiger Aufstellung der Arbeitsmaschinen und sorgfältig ausgeführten Lagern (Kugellagern) kann der Verlust bis auf 8% der abgegebenen Kraft vermindert werden. Die Einzelverluste im günstigsten Falle sind etwa die folgenden:

Seiltrieb mit 1 Seil: Verlust etwa.	6—4 %
Seiltrieb mit 4 Seilen: Verlust etwa.	11—6 „
Kreisseiltrieb: Verlust etwa.	15—10 „
Zahnradantrieb: Verlust etwa.	4—3 „
(Winkeltrieb wesentlich mehr)	
Riementrieb: Verlust etwa.	6—2 „
Stahlband: Verlust etwa.	1—0,5 „

abgesehen von Lagerreibung der Transmissionen und Luftwiderstand der Scheiben.

Zahlentafel 47. Wirkungsgrade von Gleichstrommotoren bei Vollast.

η in %	Umdrehungen in der Minute				
	1500	1200	1000	800	400
PS					
1	73	72	—	—	—
2	77	75	74	73	—
5	80	78	77	76	—
10	82	81	80	77	—
20	84	83	83	82	82
50	—	87	87	86	84,5
100	—	—	91	90	89,5
200	—	—	—	91	90

Die Verluste bei elektrischer Übertragung setzen sich zusammen aus: den elektrischen und mechanischen Verlusten in Dynamomaschinen und Motoren¹⁾, ferner aus den Verlusten in Stromleitungen, Widerständen und Schaltapparaten und schließlich in Ausnahmefällen, wenn Gleichstrom und Drehstrom oder Strom verschiedener Spannung gleichzeitig erfordert wird, in den Verlusten in Umformern und Transformatoren.

¹⁾ Wirkungsgrad der Dynamo = $\frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}}$, vgl. Zahlentafeln 47

Zahlentafel 48. Wirkungsgrade von Drehstrommotoren bei Vollast. (Verhalten bei Teillast siehe Abb. 102.)

η in %	Leerlaufsdrehzahl in der Minute				
	1500	1000	750	600	500
PS					
0,5	76	75	—	—	—
1	79	78	75	—	—
2	82	81	78,5	—	—
5	84	84,5	82,5	—	—
10	83	84	85	83,5	83,5
20	89,5	88	86	86,5	85,5
50	91,5	91	89	89,5	88,5
100	92	92	91,5	91,5	90,5

Bis 5 PS Kurzschlußläufer. — Über 5 PS Schleifringläufer.

Zahlentafel 49. Drehstrommotoren. Wirkungsgrad bei verschiedener Belastung.

Vollast-wirkungsgrad %	Wirkungsgrad bei			
	1/4 Last	1/2 Last	3/4 Last	5/4 Last
60—70	41—50	53—63	58,5—68	59—69
71—80	56—64	67—75	70,0—79	70,5—79,5
81—85	67—71	78—82	80,4—84	80,5—84,5
86—93	76—83	83—90	85,0—92	85,5—92,5

Die letztgenannten Verluste müssen bei Strombezug immer in der Betriebskostenberechnung berücksichtigt werden, wenn der Zähler für den abgegebenen Strom auf der Hochspannungsseite eingeschaltet ist, Transformatoren haben auch Leerlaufverluste in den Pausen der Stromentnahme und müssen daher zweckmäßig bei Stillständen ausgeschaltet werden.

Über die mechanischen und elektrischen Verluste der Dynamomaschinen und Motoren geben die Zahlentafeln 47—49 Aufschluß; Zahlentafel 49 und Abb. 102 geben Aufschluß über das durchschnittliche Verhalten der Motoren bei Unter- und Überlastung (Überlastbarkeit 25%

[40 Minuten], Stromstöße bis 40% [3 Minuten]). Die Elektromotoren, namentlich zeitgemäße Drehstrommotoren, sind gegen Unterlastung ziemlich unempfindlich.

Die Spannungsverluste in den Leitungen betragen etwa 2—3% bei den üblichen Kupferquerschnitten.

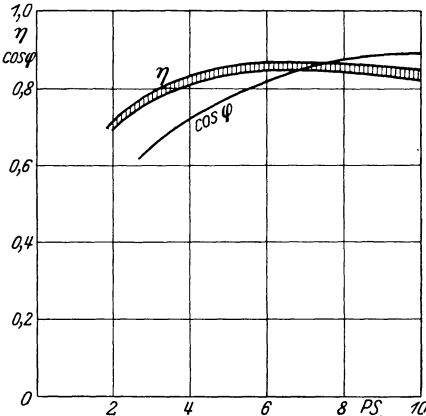


Abb. 102. Wirkungsgrad und $\cos \varphi$ eines Drehstrommotors bei Teillast. 8 PS 1440 U/min Kurzschlußläufer.

Ein Blick auf die Zahlentafeln 47—49 zeigt, daß die Energieverluste der elektrischen Übertragung zwischen der Kraftmaschine bzw. dem Schaltbrett des Anschlußnetzes (bei Strombezug) und den Arbeitsmaschinen gewöhnlich beträchtlich sind, hauptsächlich bedingt durch die großen Verluste in den elektrischen Maschinen.

Beispiel. Eine nutzbare Arbeitsleistung von 200 PS soll durch einen Gleichstromdynamo abgegeben werden; die Kraftverteilung erfolge durch Gruppenantrieb für zwei größere Gruppen durch 2 Motoren von je 70 PS und für zehn Einzelantriebe durch 10 Motoren von je 6 PS. Es sei der günstige Fall vorausgesetzt, daß sämtliche elektrischen Maschinen mit Vollast arbeiten. Die Dynamo erhalte ihren Antrieb durch Riemen; ebenso sollen die Gruppenantriebe durch Riemen von den Motoren angetrieben werden, während die Einzelantriebe unmittelbar gekuppelt seien.

Die Antriebskraftmaschine muß zur Deckung der Übertragungsverluste außer der nutzbaren Leistung von 200 PS mehr aufbringen:

für 2 Motoren: ($\eta = 90\%$), Riemen- und Transmissionsverlust etwa

$$\frac{140}{0,9 \cdot 0,96} - 140 \dots \dots \dots = 22 \text{ PS}$$

für 10 Motoren: ($\eta = 80\%$)

$$\frac{60}{0,80} - 60 \dots \dots \dots = 15 \text{ „}$$

für etwa 3% Verluste in elektrischen Leitungen

$$\frac{237}{0,97} - 237 \dots \dots \dots = 7 \text{ „}$$

Insgesamt 44 PS

oder etwa 22% der abgegebenen Nutzleistung, die von der Dynamo mehr aufzubringen sind. Die Antriebskraftmaschine hat außerdem noch mehr zu leisten:

Verlust im Riementrieb ($\eta = 97\%$)

$$\frac{244}{0,97} - 244 \dots \dots \dots = 8 \text{ PS}$$

Verlust in der Dynamo ($\eta = 91\%$)

$$\frac{252}{0,91} - 252 \dots \dots \dots = 25 \text{ „}$$

Insgesamt 33 PS.

Dieser letzte Verlust kommt bei Strombezug bei Hochspannungsleitung in Wegfall (Vorteil des Strombezuges); dagegen ist ein eventueller Transformatorverlust ($\eta = 97\text{—}93\%$) vom Stromabnehmer zu tragen.

Bei eigener Stromerzeugung betragen im betrachteten Beispiel die elektrischen Übertragungsverluste bei ständiger Vollast der Motoren und Dynamo 38,5% der nutzbar abgegebenen Leistung, bei Strombezug (niederspannungsseitig) 22% und bei hochspannungsseitigem Anschluß 27%, also Verluste, wie sie bei reiner Transmissionsübertragung (bei Strombezug z. B. von einem 250 PS-Elektromotor aus) nur durch eine sehr verzweigte und ziemlich schlechte Transmissionsanlage entstehen würden. Bei Schwankungen der abgegebenen Kraft und teilweiser

Unterlastung von Dynamo und Motoren ergeben sich entsprechend den fallenden Wirkungsgraden bei Unterlastung noch größere prozentuelle Übertragungsverluste.

Das Beispiel dürfte zunächst zeigen, daß die Größe der Übertragungsverluste durch Transmissions- oder elektrischem Antrieb vollständig von der örtlichen Anordnung jeder Fabrikanlage abhängt, und ferner, daß in den meisten Fällen bei größeren Nutzleistungen die elektrische Kraftübertragung innerhalb der Fabrik keine wesentliche Verminderung der Betriebskosten der Kraftverteilung bringt gegenüber einer guten Transmissionsübertragung; wohl aber können die sonstigen Vorteile der elektrischen Übertragung, die auf S. 235 u. f. angeführt sind, vor allem die unabhängige Anordnung und billigere Ausführung der Fabrikbauten, die bessere Regelbarkeit und Produktion einzelner Arbeitsmaschinen, der Betrieb außerhalb der sonstigen Arbeitszeit laufender Maschinen und schließlich die hygienischen Vorzüge ausschlaggebend für die Wahl der elektrischen Übertragung sein.

B. Strombezug oder Selbsterzeugung elektrischer Energie.

Die Frage: Strombezug oder eigene Krafterzeugung? ist nach vorstehendem zu untersuchen, unabhängig von der Frage der Kraftverteilung innerhalb der Fabrik; bei beiden Arten der Kraftversorgung kann sowohl reiner Transmissionsantrieb als elektrische Übertragung oder eine gemischte Form gewählt werden. Wie auf S. 236 bereits ausgeführt, müssen unabhängig von der Frage der Kraftverteilung die Betriebskosten für Kraft und Heizung beider Arten einander gegenübergestellt werden.

Zahlentafel 50. Elektromotoren.

Anschlußwert PS	Jährliche Ausgaben für Wartung, Schmierung, Zählermiete u. dgl. in Mk.
1	15—20
3	20—25
5	25—30
10	30—35
20	35—40
30	40—45
50	45—50
100	50—60
200	70—80

Die Betriebskosten des Strombezugs setzen sich zusammen aus den Kapitalkosten für Schaltanlage, Transformatoren, Motoren nebst Zubehör, Leitungen u. a. m., den verschwindend geringen Wartungs- und Schmierkosten (vgl. Zahlentafel 50) und den Stromkosten. Die Kapitalkosten sind bei dem niederen Preis der Elektromotoren (vgl. Abb. 80), dem geringen hier zulässigen Abschreibungssatz (vgl. Zahlentafel 1) sehr nieder. Gegenüber eigener Krafterzeugung entfällt natürlich auch der Kapitalaufwand für die eigene Zentrale. Ausschlaggebend sind die bei längerer Betriebsdauer stets überwiegenden Stromkosten, also Strommenge und Strompreis. Bei Feststellung der Strommenge sind die Übertragungsverluste für Kraftverteilung im oben ausgeführten Sinne zu

berücksichtigen; bei Strombezug und elektrischer Übertragung sind, wie im Beispiel S. 240 ausgeführt, die Übertragungsverluste gegenüber eigener Stromerzeugung um die Verluste zwischen Kraftmaschine und den Dynamoklemmen (also in Riemen oder Seiltrieb und im Generator) geringer, die zu beziehende Strommenge ist also, abgesehen von den Transformatorverlusten bei hochspannungsseitigem Anschluß, um entsprechende Beträge kleiner.

Letzten Endes entscheiden über die Wirtschaftlichkeit des Strombezuges, da die Stromkosten außer bei ganz geringer jährlicher Kilowattstundenzahl in den Betriebskosten weit überwiegen, stets die Strompreise. Abgesehen von der Frage des Anlagekapitals (bei knappen flüssigen Mitteln wird häufig Strombezug vorgezogen, um die Anschaffungskosten der eigenen Zentrale nicht aufbringen zu müssen) ist die Frage des Strombezuges fast stets eine Tarifffrage.

Die Höhe des Strompreises für die Schaltbrettkilowattstunde richtet sich nach der Höhe und der Gleichmäßigkeit der Stromentnahme, sowie nach verschiedenen Gesichtspunkten, welche in ihrer Gesamtheit und in ihrer Auswirkung den Gegenstand der Stromtarifpolitik bilden. In erster Linie müssen die Überlandkraftwerke, welche für Stromlieferung vor allem in Frage kommen, danach trachten, eine möglichst große und gleichmäßige Ausnutzung ihrer Maschinen und Leitungsanlagen zu erzielen, weswegen sie Strombeziehern, die zu Zeiten schwacher Belastung Strom benötigen, oft sehr mäßige Stromtarife zugestehen, andererseits für die Stromabnahme zu Zeiten, wo die Zentrale ohnedies stark belastet ist, so z. B. während der Hauptbeleuchtungsstunden (sogenannte „Sperrzeit“), einen erhöhten Tarif fordern. Die von Überlandwerken gestellten Strombezugsbedingungen nehmen demnach im wesentlichen Rücksicht auf die Art der Stromabnahme. Wenn diese in besonders gleichmäßiger Weise oder hauptsächlich zur Nachtzeit erfolgen kann, werden weitgehende Ermäßigungen eingeräumt.

Überdies legen die Elektrizitätswerke auch besonders Gewicht auf einen hohen $\cos \varphi$ ¹⁾ bei der Stromabnahme, denn bekanntlich entstehen in Drehstromnetzen bei Leistungsabnahme mit geringem $\cos \varphi$ hohe Strombelastungen, die zur vorzeitigen Begrenzung der Leistungsfähigkeit von Maschinen und Leitungen führen und die überdies noch, infolge des hohen Stromes, namhafte Energieverluste durch Leitungswiderstände usw. bewirken. Stromabnehmer mit hohem $\cos \varphi$ (bei Verwendung kompensierter Asynchronmotoren) oder mit eventuell sogar voreilendem $\cos \varphi$ (bei Verwendung von übererregten Synchronmotoren) werden vor allem dann ein weitgehendes Entgegenkommen im Stromtarif erzielen

¹⁾ Der $\cos \varphi$ ist ein Maßstab für die Phasenverschiebung. Bei $\cos \varphi = 1$ ist die Phasenverschiebung = 0. Geringerer $\cos \varphi$ deutet auf arbeitslosen „Blindstrom“, der die Zentrale ungünstig belastet. (Siehe auch Fußnote auf S. 247.)

können, wenn das Überlandwerk bereits durch anderweitige Abnehmer mit schlechtem $\cos \varphi$ eine ungünstige Belastung aufzuweisen hat. Ebenso werden günstige Stromtarife von Überlandwerken dann erwirkt werden können, wenn die Zeiten, während welcher der Abnehmer den größten Konsum hat, zusammenfallen mit jenen Tages- oder Nachtzeiten, während welcher das Werk nur ungenügend belastet ist. In diesem Falle wird der Wirkungsgrad der Elektrizitätserzeugung verbessert.

Bei Abschluß von Stromlieferungsverträgen mit Überlandwerken sind aber jedenfalls Verbraucher, welche über eine Eigenkraftanlage verfügen, im Vorteil; denn erstens können sie stets wieder zur Eigenstromerzeugung greifen, wenn bei Fremdstrombezug ein zu hoher Strompreis sich ergeben sollte, was den Stromlieferer immer zu bevorzugter Behandlung derartiger Stromabnehmer veranlaßt. Weiterhin können sie aber mit Zuhilfenahme ihrer Eigenanlage vielfach erst die vollen Vorteile eines Stromvertrages, in dem besonders günstige Bezugsbedingungen nur während einzelner Tageszeiten vorgesehen sind, auswerten. Schließlich wird die Betriebssicherheit durch das Vorhandensein einer Eigenanlage wesentlich erhöht, da immer mit Störungen im Fremdstrombezug gerechnet werden muß. Die Erhaltungsmaßnahmen, zeitweilige Reparaturen od. dgl. bedingen oft Stillstände, für die zwar meist der Termin und die Dauer im Einvernehmen mit den Stromabnehmern festgesetzt wird, die aber immerhin Vorsorge verlangen. Ein großes Überlandwerk mit verzweigtem Leitungsnetz ist aber auch verschiedenen Gefahren ausgesetzt, zu deren Abwehr auch die Abschaltung von kleineren oder größeren Teilen des Leitungsnetzes plötzlich und unangesagt, z. B. im Falle von Gewittern, notwendig ist. Bei vielen Betrieben kann aber ein derartig erzwungener unvorbereiteter Stillstand von Motoren, auch wenn er nur eine Viertelstunde dauert, von den schwersten Folgen begleitet sein. Es erleidet beispielsweise ein Gasgenerator, dessen Zuluftventilator mit Überlandstrom betrieben wird, eine schwere Betriebsstörung, wenn der Ventilator plötzlich stehen bleibt. Und wenn das im Generator erzeugte Gas für Öfen verwendet wird, die eine sichere und konstante Gaszufuhr benötigen, kann nicht nur die ganze Fabrikation ins Stocken geraten, sondern auch ein schwer wieder gut zu machender weit größerer Schaden entstehen. Beispielsweise sind Glasfabriken vielfach an Überlandnetze angeschlossen. Die erforderliche Betriebssicherheit für die gasgeheizten Wannen- oder Hafenöfen ist hier nur dann gewährleistet, wenn die Gasgeneratoren außer dem durch Fremdstrom betriebenen Zuluftventilator noch eine Reserveeinrichtung zum Einblasen der Luft in den Generator besitzen, sei es, daß noch eine andere Kraftquelle zum Antrieb des Ventilators besteht, sei es, daß beispielsweise ein Luftinjektor als Ersatz vorgesehen ist. In fast allen Industriezweigen gibt es irgendwelche Fabrikationsabteilungen, die einen plötzlichen Stillstand des

mechanischen Antriebes sicher vermeiden müssen, um kleinere oder größere Warenmengen vor der Vernichtung oder Entwertung zu schützen. Überdies kommt bisweilen die Sicherheit der Arbeiter bei unvorhergesehenem Stillstand von Motoren in Frage, was natürlich unter allen Umständen die Vorsorge für vollwertigen Reserveantrieb unvermeidlich macht. Selbstverständlich müssen die Kosten der Anschaffung und ständigen Betriebsbereitschaft derartiger Reserveanlagen bei Berechnung der Kosten des Fremdstrombezuges berücksichtigt werden.

Über die absolute Höhe der Strompreise lassen sich ziffernmäßige Angaben nur in sehr weiten Grenzen und nur ganz annähernd machen. Für Fabrikbetriebe mit ziemlich gleichmäßiger Stromentnahme während der Arbeitsstunden dürften sich zur Zeit die mittleren Strompreise bewegen: für einen Kraftbedarf von 50—100 PS zwischen 8 und 15 Pf. je kWst, für 150—300 PS zwischen 5 und 8 Pf., für größere Verbraucher nehmen sie noch weiter ab und sinken bei Abnehmern von etwa 1000000 kWst pro Jahr bis auf 3—4 Pf. Einfache Tarife, die ausschließlich auf einen einheitlichen kWst-Preis aufgebaut sind, gibt es fast nur bei ganz kleinen Anlagen. Schon für mittlere Anlagen werden für Zwecke der Berechnung der Stromkosten zu dem normalen kWst-Einheitspreis mindestens noch Tabellen mit gestaffelten Ermäßigungsätzen bei Überschreitung und mit Zuschlagsbestimmungen für Unterschreitung einer vereinbarten Normalstrommenge festgelegt. Oft werden auch Formeln vereinbart, die durch mehr oder weniger komplizierte Berechnung den Strompreis auf Grund ermittelter Strommengen und sonstiger Verhältnisse ergeben.

Die bei Anschluß an Überlandnetze in Geltung stehenden Tarifbestimmungen sind auch verschieden, für Licht-, Kraft- oder Heizstrom, für Kleinabnehmer oder Großabnehmer, ferner noch je nachdem, ob der Strom aus dem Überlandnetz, das gewöhnlich mit Hochspannung betrieben wird, mit Nieder- oder Hochspannung dem Abnehmer zur Verfügung gestellt werden muß u. a. m. In den Preisbestimmungen der Tarife sind weiter meist Klauseln enthalten, die dem Überlandwerk das Recht auf Preisänderungen in weiterem oder kleinerem Umfang vorbehält, z. B. indem der Strompreis von Kohlen- und Lohnpreisen abhängig gemacht wird u. dgl.

Schließlich sei noch erwähnt, daß langjährige Stromverträge mit staatlichen oder städtischen Werken außer Kraft treten können, wenn durch einen Beschluß der maßgebenden öffentlichen Körperschaften Tarifänderungen festgesetzt werden, so daß derartigen Abnehmern trotz bestehender Verträge eine beträchtliche Verteuerung beim Strombezug entstehen kann. Es liegen hier Entscheidungen der obersten Gerichte vor, welche am besten erkennen lassen, daß ein Stromabnehmer auch von außer seiner Einflusssphäre stehenden Verhältnissen abhängt.

In vielen Fällen, insbesondere dann, wenn der Stromabnehmer neben dem Fremdstrombezug auch noch gleichzeitig Eigenkrafterzeugung besitzt, verlangen die Elektrizitätswerke außer den gewöhnlichen Strombezugsbedingungen noch eine sogenannte garantierte Mindestabnahme, um sich dagegen zu schützen, daß der Verbraucher die ihm das ganze Jahr hindurch bereitgehaltene Strommenge gar nicht oder in zu geringem Ausmaße bezieht. Es wird in diesem Falle meist verlangt, daß im Laufe des Jahres so viele kWst abgenommen werden, als die Anschlußleistung¹⁾ in kW oder in kVA, multipliziert mit einer festgesetzten Stundenzahl, die 500—1000 betragen kann, ergibt. Nimmt der Konsument weniger Strom ab, so muß er trotzdem die volle garantierte Mindeststromabnahme bezahlen.

Es sind seitens der Elektrizitätswerke Bestrebungen vorhanden, den sogenannten Grundtarif möglichst allgemein einzuführen, d. h. eine „Grundgebühr“, die beispielsweise jährlich 30—80 Mk. pro kW Anschlußleistung beträgt, und dann noch einen zusätzlichen sogenannten „Mengenfaktor“, welcher für jede abgenommene kWst zusätzlich verrechnet wird, in Geltung zu bringen. Die Grundgebühr, welche nur von der Anschlußleistung abhängt, stellt den Gegenwert für die erforderliche ständige Bereithaltung der benötigten Strommenge, also einen Beitrag zur Tilgungs- und Verzinsungsquote der anteiligen Werkseinrichtungen und Leitungsnetze dar, während der zusätzliche Mengenfaktor die effektiven Betriebskosten, welche für Erzeugung der abgenommenen Strommenge aufgewendet werden, Rechnung trägt. In dem einen oder dem anderen oder in beiden Teilen ist natürlich auch ein entsprechender Unkosten- und Gewinnzuschlag enthalten. Mit derartigen Tarifen, die die Anforderungen an Recht und Billigkeit weitgehend berücksichtigen, beabsichtigen die Elektrizitätswerke auch die Abnehmer zu vermehrtem Stromverbrauch anzuregen.

Bei Abnehmern großer Leistungen ist heute fast immer der Grundtarif üblich. Die Grundgebühren werden hierbei entweder nach der Anschlußleistung sämtlicher Motoren oder häufiger noch nach der Größe der Transformatorenstation oder nach der viertel-, halb- oder ganzstündigen Belastungsspitze bemessen. Der für jede abgenommene kWst angerechnete zusätzliche kWst-Preis (Mengenfaktor) bewegt sich beispielsweise zwischen 2 und 5 Pf. Häufig wird die Anschlußleistung hierbei nicht in Kilowatt (kW), sondern in Kilovoltampere (kVA) ausgedrückt, wodurch ein besonderer Anreiz für den Strombezieher gegeben ist, seine Anlage mit hohem $\cos \varphi$ zu betreiben. Wie bereits oben angeführt, ist es durch entsprechende Wahl der Motoren oder von sogenannten Phasenschiebern stets möglich, einen so hohen $\cos \varphi$ zu erzielen, daß die ab-

¹⁾ Die Anschlußleistung ist in der Regel die Höchstleistung aller angeschlossenen Motoren, Apparate, Lampen usw. in kW.

genommene Wirkleistung¹⁾, für welche die Leistungseinheit das kW ist, nicht viel geringer wird, als die sogenannte Scheinleistung¹⁾, deren Leistungseinheit das kVA ist, was natürlich verbilligend auf den Strompreis eines derartigen Tarifes einwirkt.

Sehr günstige Strompreise werden den Wärmeverbrauchern für Warmwasserspeicher, Kochapparate, Elektrodampfkessel, elektrische Öfen verschiedenster Art u. dgl. dann zugestanden, wenn die Benutzung dieser Apparate zu Zeiten schwacher Belastung, also der Hauptsache nach zur Nachtzeit erfolgt.

Die Überlandnetze sind gewöhnlich bereit, den Strombeziehern den Strom mit der Verbrauchsspannung im Mittelpunkt der Verbrauchsstelle zur Verfügung zu stellen, und sie tragen hierbei auch zum großen Teil die damit verbundenen Kosten der Zuleitung. So erhalten die Kleinabnehmer den Strom bis zu den Verwendungsräumen zugeleitet, und auch der für die Verrechnung erforderliche Zähler wird vom Elektrizitätsunternehmen gegen eine monatliche Leihgebühr beigestellt. Wenn größere Abnehmer den Strom niedergespannt geliefert wünschen, haben sie einen geeigneten Raum für die Transformatorenstation beizustellen und noch einen Beitrag für den Transformator, den das Elektrizitätswerk beschafft, zu leisten. Der Verbraucher schließt dann seine Leitungsanlage an den Niederspannungsklemmen der Bedienungsschalttafel an. Trotz der Bezahlung des Beitrages bleiben aber derartige Transformatoren Eigentum des Überlandnetzes, und der Verbraucher hat die Verpflichtung, für den Schutz der Anlage zu sorgen (was insbesondere bei der Feuerversicherung zu beachten ist).

Auch die Meßapparate, welche für die technische Bedienung der Transformatorenstation sowie für die Stromverrechnung erforderlich sind, werden vom Elektrizitätswerk beigestellt. Es steht aber dem Verbraucher frei, Kontrollinstrumente auf eigene Kosten seinerseits anbringen zu lassen oder aber auch jederzeit die Nacheichung der den Elektrizitätswerken gehörigen Apparate zu verlangen. Die Verrechnung der Eichgebühren erfolgt üblicherweise zu Lasten des die Nacheichung fordernden Teiles, wenn hierbei eine die übliche Meßgenauigkeit von $\pm 4\%$ übersteigende Angabe festgestellt wurde, bzw. zu Lasten des anderen, wenn sich die Instrumentenanzeige noch innerhalb der Toleranzgenauigkeit bewegt.

Die Ermittlung der Leistungen erfolgt, wie bereits erwähnt, mittels Zähler und zwar meist auf der Hochspannungsseite. Die Zähler sind entwed er kWst- oder kVAst-Zähler. Mit dem ersteren wird die sogenannte Wirkleistung, mit dem letzteren die Scheinleistung, welche übrigens auch aus den Angaben der Ampère- und Voltmeter errechnet werden kann, gemessen. Manchmal wird auch neben dem Wirkleistungs- auch ein

¹⁾ Siehe Fußnote S. 247.

Blindleistungszähler verwendet, welcher den bei Wechselstrom oder Drehstrom entstehenden sogenannten Blindstrom mißt. Der Blindstrom kann auch durch einen Scheinleistungszähler neben dem Wirkleistungszähler gemessen werden¹⁾.

Die Verrechnung auf Grund des Tarifvertrages erfolgt gewöhnlich monatlich auf Grund der Ablesungen eines Beamten des Elektrizitätsunternehmens. In den Lieferungsverträgen behalten sich die Elektrizitätswerke vor, die Anschlußstelle sowie die darin enthaltenen Meßinstrumente jederzeit besichtigen zu dürfen und auch Einfluß auf eine sachgemäße Verwendung des Stromes zu nehmen, indem die Vorschriften, welche über die Ausgestaltung, Verlegung und Bedienung der einzelnen elektrischen Anlageteile in Geltung sind, vom Verbraucher beachtet werden müssen.

Vergleicht man namentlich bei mittleren Betrieben die Stromkosten mit den veränderlichen Betriebskosten zeitgemäßer Wärmekraftmaschinen, so findet man, daß bei gleichmäßiger Ausnutzung und nicht zu geringem Belastungsgrad der Maschinenanlage die Tarifstellung meist sehr nieder sein muß, damit Strombezug gegenüber der eigenen Krafterzeugung in zeitgemäßen Anlagen in bezug auf Betriebskosten wettbewerbsfähig sind. Die anderen betriebstechnischen Vorteile des Strombezuges, die auf S. 235 aufgeführt wurden, namentlich der Wegfall des Anlagekapitals für die eigene Zentrale, können aber auch bei etwas höheren Betriebskosten in vielen Fällen den Ausschlag für den Verzicht auf eigene Krafterzeugung geben.

Gegenüber den Stromkosten sind die übrigen Betriebskosten verhältnismäßig gering: Schmierungskosten, Wartung, Instandhaltung (etwa $\frac{1}{2}\%$ der Anlagekosten) sind unerheblich; der Einfluß mäßiger Unterlastung²⁾ ist nicht beträchtlich (vgl. Zahlentafel 47 bis 49; namentlich bei Drehstrommotoren bleibt der Motorenwirkungsgrad über ein verhältnismäßig weites Belastungsgebiet fast gleich (vgl. Abb. 102). Für die Ausgaben für Schmierung, Bedienung, Zählermiete u. dgl. können die Angaben der Zahlentafel 50 als Anhalt dienen.

¹⁾ Die Angaben des Wirkleistungszählers (W) und des Blindleistungszählers (B) stehen mit den Angaben des Scheinleistungszählers (S) in folgender Beziehung:

$$W^2 + B^2 = S^2 \text{ und es ist der } \cos \varphi = \frac{W}{S}.$$

²⁾ Nach Klingenberg beträgt die Arbeitsaufnahme A_z in PS für unterlastete Motoren, wenn PS_{\max} die Höchstleistung und PS_u die jeweilige Betriebslast bedeutet:

Für Motoren von 2—5 PS:

$$A_z = 0,08 PS_{\max} + 1,07 PS_u .$$

für Motoren von 5—15 PS:

$$A_z = 0,07 PS_{\max} + 1,06 PS_u ,$$

für Motoren von 50 PS:

$$A_z = 0,05 PS_{\max} + 1,04 PS_u .$$

Ein Beispiel möge zeigen, wie erheblich gewöhnlich die Stromkosten über Kapitalkosten und sonstige Betriebskosten überwiegen.

Bei Motorenbetrieb für insgesamt 150 PS = etwa 110 kW Anschlußwert, welche durch 3000 Betriebsstunden mit 80% des Anschlußwertes in Betrieb stehen (Strombedarf 264 000 kW-Stunden pro Jahr) betrage der entsprechende Durchschnittsstrompreis 8 Pf./kW-Stunde. Die gesamten Anlagekosten bei drei je 50 pferdigen Motoren betragen etwa 5000 Mk. einschließlich der Zwischentransmissionen für die angetriebenen Gruppen; die Kapitalkosten (bei 5% Verzinsung und 6% Abschreibung und Instandhaltung) belaufen sich also auf 550 Mk. Für Schmierung, Wartung u. dgl. erwachsen 65 Mk. Kosten. Dagegen betragen die Stromkosten $264000 \cdot 0,08 = 21120$ Mk. Die übrigen Betriebskosten betragen also nicht ganz 3% der Stromkosten.

Über das ungefähre Wettbewerbsgebiet des Strombezuges mit den einzelnen Wärmekraftmaschinen gibt die Zusammenstellung S. 252 einen Anhalt. Allgemeine Regeln lassen sich hier noch weniger aufstellen als beim Vergleich der einzelnen Wärmekraftmaschinen, da außer der Tarifstellung namentlich der Belastungsgrad bzw. die Benutzungsdauer und die Art der Kraftverteilung, wie im vorstehenden kurz ausgeführt, die jeweiligen Gesamtkosten bedingen. Allgemein läßt sich nur sagen, daß bei bestimmtem Strompreis die Wettbewerbsfähigkeit des Strombezuges um so größer ist, je geringer der Belastungsgrad und die Betriebsdauer bzw. Benutzungsdauer der für die Höchstleistung aufzustellenden Maschineneinheiten ist. In vielen Fällen wird vorteilhaft eine Verbindung von eigener Krafterzeugung und Strombezug vorgesehen, derart, daß die konstante Durchschnittslast von einer eigenen Wärmekraftzentrale erzeugt wird, während die Belastungsspitzen vom fremden Netz bezogen werden (geringere Betriebskosten der eigenen Kraft durch kleinere Anlage und Vollastbetrieb); dies hat außerdem den bereits besprochenen Vorteil, daß bei einer Störung der eigenen Anlage das angeschlossene Netz eine vollwertige Reserve bietet.

In gleicher Weise kann z. B. vorteilhaft der Teil des Kraftbedarfes in Wärmekraftmaschinen erzeugt werden, dessen Abwärme sich nutzbringend vollständig im Betriebe unterbringen läßt, während der Rest der Kraft als elektrische Energie bezogen wird, z. B. Antrieb der Papiermaschine einer Papierfabrik mit 1000 kg/st Trockendampfbedarf durch eine 80 PS-Auspuffmaschine (12 kg pro PS/st Dampf); der Auspuffdampf wird für Trockenzwecke vollständig aufgebraucht, so daß der Papiermaschinenantrieb ohne Brennstoffkosten erzielt wird. Die übrige überwiegende Kraft für Holländer, Mühlen usw. (rund 400 PS) kann bei hohen Brennstoffpreisen zweckmäßig bezogen werden, wenn sehr billiger Strom verfügbar ist. Hierüber folgen im II. Band eingehende Darlegungen.

Die Überlegenheit des Strombezuges für kleine Betriebe mit kurzer Betriebsdauer wird auf S. 251 behandelt.

Sechster Abschnitt.

Abgrenzung der Wettbewerbsgebiete der Krafterzeuger und zusammenfassender Betriebskostenvergleich.

Im ersten Abschnitt wurde ausführlich begründet, daß die Frage nach der geeignetsten Betriebskraft für einen bestimmten Fabrikbetrieb sich in den seltensten Fällen ohne nähere Untersuchung der zu erwartenden Betriebsverhältnisse von vornherein richtig beantworten läßt; es wurde auf die Bedeutung hingewiesen, welche für die wirtschaftlich richtige Lösung dieser Frage vor allem dem „Betriebsbild“, d. h. der durchschnittlichen Leistung und den Leistungsgrenzen der Kraft- und Heizanlagen, sowie der Dauer und den Schwankungen ihrer Inbetriebnahme zukommt, Verhältnisse, die nicht nur die Systemwahl, sondern auch die Wahl der zweckmäßigen Größe der Anlagen erheblich beeinflussen müssen.

Es wurde ferner darauf hingewiesen, daß das Abwägen der Kapitalkosten der in Wettbewerb tretenden Krafterzeuger gegen die zu erwartenden veränderlichen Betriebskosten den Endzweck verfolgen muß, die gesamten Betriebskosten für die Kraft und für sämtliche Heizvorgänge des Betriebes so klein als möglich zu erzielen. Um zu weitgehende Wiederholungen zu vermeiden, muß hier namentlich auf die „Zusammenfassung“ S. 34 verwiesen werden, in welcher auch kurz die Umstände beleuchtet werden, die manchmal zur Wahl von Anlagen bestimmen müssen, die ein höheres als das erreichbare Mindestmaß der Betriebskosten bedingen. Es geschieht dies namentlich, außer mit Rücksicht auf die S. 35 aufgezählten betriebstechnischen Gesichtspunkte, auch in Fällen, wo die etwas weniger wirtschaftliche Betriebsart ausschlaggebende Vorteile in der Fabrikation oder in bezug auf Betriebssicherheit und auf zwanglosere Ausbaufähigkeit (bei noch in der Entwicklung befindlichen Betrieben) bringt, schließlich auch in den heute nicht seltenen Fällen, wo man zunächst laufend höhere Betriebsunkosten in Kauf nimmt, um die Investierung von Anlagekapital zu vermeiden oder aufzuschieben.

Über die im zweiten Abschnitt behandelten zahlenmäßigen Grundlagen für die Betriebskostenermittlung und die im dritten Abschnitt enthaltenen Ausführungen über die Verschiebung der Betriebskosten, welche durch die mehr oder weniger vollkommen durchführbare Abwärmeverwertung im Einzelfalle sich erreichen läßt, zeigt namentlich der zweite Abschnitt, der die mannigfachen wirtschaftlichen und betriebstechnischen Vor- und Nachteile der verfügbaren Krafterzeuger behandelt, daß sich allgemein geltende Regeln für die Wahl der Kraftversorgung nicht

aufstellen lassen. Die Zweckmäßigkeit der zu wählenden Anlagen, d. h. weitgehende Verbindung ihrer Anpassungsfähigkeit an die Anforderungen des Fabrikationsganges mit der größtmöglichen Wirtschaftlichkeit des Betriebes, muß vielmehr in jedem Einzelfalle sorgsam durch vergleichende Gegenüberstellung der wettbewerbsfähigen Systeme ermittelt werden.

Immerhin lassen sich für verschiedene Stufen des von Fabrikbetrieben geforderten Kraftbedarfs bestimmte Gruppen der verfügbaren Krafterzeuger kennzeichnen, die im Hinblick auf ihre betriebstechnischen und wirtschaftlichen Eigenschaften für die einzelnen Stufen ausschließlich

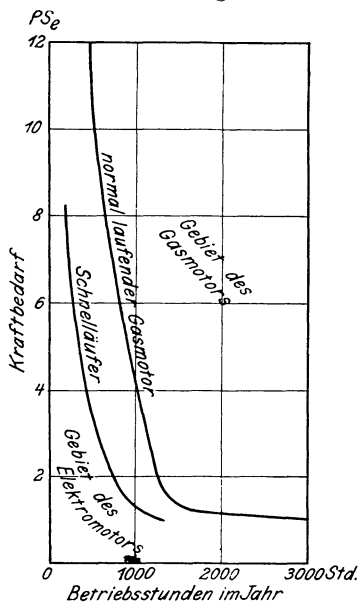


Abb. 103. Wettbewerbsgebiet von Elektromotor und Leuchtgasmotor.

in Wettbewerb treten. Die Angabe derartiger Gruppen, für welche das Wettbewerbsgebiet abgegrenzt wird, erleichtert einigermaßen die Auswahl und läßt überflüssige vergleichende Wirtschaftlichkeitsberechnungen für Maschinen, die von vornherein nicht in Betracht kommen, vermeiden.

Am einfachsten gestaltet sich die Maschinenauswahl für Betriebe mit sehr geringem Kraftbedarf (bis zu etwa 12 PS), bei denen ohnehin gewöhnlich das Konto der Kraftversorgung nicht allzuschwer innerhalb der Gesamtkosten ins Gewicht fällt. In derartigen Kleinbetrieben treten hauptsächlich die kleinen Verbrennungskraftmaschinen, in Städten vor allem der Leuchtgasmotor, mit dem Bezug von elektrischem Strom und Antrieb durch Elektromotoren in Wett-

bewerb. Da Benzinmotoren infolge des hohen Preises des Treibmittels immer höhere Betriebskosten verursachen als Leuchtgas- und Rohölmotoren (vgl. Abb. 105 und 106), da ferner für intermittierenden Betrieb Rohölmotoren schlecht geeignet sind, so wird für die weitaus meisten kleingewerblichen Betriebe, denen gewöhnlich häufiger Stillstand der Arbeitsmaschinen eigentümlich ist, die engere Auswahl auf Strombezug oder Leuchtgasmotor sich beschränken müssen. Hier tritt also Gas und Strom in ähnlichen Wettbewerb wie für Beleuchtung.

Ausschlaggebend für die Entscheidung ist außer Strom- und Gaspreis hier meist die jährliche Maschinenbetriebszeit. Nach umfassenden Erhebungen von Hoeltje, die für Schnellläufer von Neumann ergänzt sind, wurde in der Abb. 103 die Abgrenzung der Wettbewerbs-

fähigkeit von Elektromotor und Leuchtgasbetrieb bei den für derartige Kleinabnehmer üblichen Strom- und Gaspreisen nach praktischen Betriebsergebnissen dargestellt, und zwar in Abhängigkeit von der Zahl der jährlichen Betriebsstunden. Für kurze Betriebszeiten (links und unterhalb der Grenzkurven) ist der Elektromotor überlegen, und zwar erstreckt sich seine Wettbewerbsfähigkeit auf eine um so größere Betriebsdauer, je geringer der Kraftbedarf ist. Bei 8 PS ist Strombezug z. B. den billigen Schnellläufern bis zu etwa 180 Betriebsstunden, den langsamlaufenden Motoren bis zu etwa 650 Betriebsstunden überlegen. Bei nur 1 PS Kraftbedarf dagegen erstreckt sich seine Überlegenheit gegenüber Schnellläufern schon bis zu etwa 1300 Betriebsstunden; langsamlaufenden Maschinen ist der Strombezug hier überhaupt überlegen. Auf die Gesichtspunkte, die selbst bei höheren Betriebskosten des Strombezuges für die Wahl des Elektromotors entscheidend sein können, wurde bereits mehrfach hingewiesen.

Weniger einfach als die Auswahl der Kraftversorgung für Kleinbetriebe gestaltet sich die Abgrenzung für mittleren und großen Kraftbedarf, während für ganz große Werke die Auswahl wieder beschränkter wird.

Die Zahlentafel 51 gibt eine Übersicht über die ungefähren wirtschaftlichen Anwendungsgebiete der Wärmekraftmaschinen und des Strombezuges.

In bezug auf die Beurteilung des Strombezuges muß auf die eingehende Berücksichtigung aller im fünften Abschnitt erörterten Gesichtspunkte ausdrücklich verwiesen werden. Die in der Zahlentafel ungefähr abgegrenzten Wettbewerbsgebiete gelten für durchschnittliche Strompreise und namentlich für den Vergleich mit neu zu erstellenden Kraftmaschinen von zeitgemäßer Ausführung und nicht allzu schwachem Ausnutzungsgrad. Besonders günstige Tarife, ferner die unwirtschaftliche Arbeitsweise vorhandener älterer Maschinen usw. können auch für den Strombezug mitunter günstigere Wettbewerbsbedingungen in bezug auf Betriebskosten — und lediglich auf diese bezieht sich die Zahlentafel — bedingen. Im allgemeinen aber, wenn also die Höhe der Betriebskosten und nicht anderweitige Rücksichten (vgl. S. 235) für die Entscheidung maßgebend sind, wird, wie aus der Zusammenstellung ersichtlich, schon für mittlere Kraftbetriebe die Selbsterzeugung des Stromes in modernen Krafterzeugern vorteilhafter, und diese Überlegenheit der Selbsterzeugung steigt natürlich mit der Größe des Strombedarfes und mit der Menge der verwertbaren Maschinenabwärme, um deren Brennstoffwert die Kraftbrennstoffkosten (nach Abzug der für die Abwärmeverwertung erforderlichen Kapitalkosten) vermindert werden. Trotz dieser Überlegenheit in bezug auf die Erzeugungskosten der Kilowattstunde tritt die Selbsterzeugung der Kraft aber vielfach zurück gegenüber dem Strombezug, wenn die Kapitalbeschaffung für die eigene

Zahlentafel 51.

Höchste Nutzleistung P _{Se}	Wettbewerbsfähige Maschinenbauarten	Bemerkungen über Wettbewerbsfähigkeit des Bezuges von elektrischem Strom
1—15	Leuchtgas- Benzin- Benzol- Ergin- Petroleum- Rohöl- Kleindiesel- (von 5 PS an)	Motor Bei kurzen Betriebszeiten oder häufigem Stillstand Strombezug und Antrieb durch Elektromotor häufig vorzuziehen
15—30	Leuchtgas- Rohöl- Gasöldiesel- Sauggas- Auspuff-Kolbendampfmaschine Auspuff- und Kondensationslokomobile	
30—300	Sauggasmotor Dieselmaschine Kolbendampfmaschine Lokomobile (Dampfturbine, u. zw. Gegendruckturbine bei Abdampfverwertung)	Strombezug nur bei sehr günstiger Tarifstellung wettbewerbsfähig
300—700	Dieselmaschine Lokomobile Kondensationskolbenmaschine (bei Abdampfverwertung auch Gegendruckkolbenmaschinen und -turbinen)	Strombezug meist ungünstiger als eigene Krafterzeugung
700—3000	Kolbendampfmaschine Dampfturbine Dieselmaschine (Großgasmaschine)	
über 3000	Dampfturbine Dieselmaschine (Großgasmaschine)	

Bei Verwertung der Maschinenabwärme Strombezug fast immer ungünstiger als eigene Krafterzeugung und zwar in erster Linie durch Dampfmaschine

Kraftanlage Schwierigkeiten macht. Daß dieser Umstand häufig ausschlaggebend ist, beweist das starke Anwachsen der Stromabgabe der Überlandzentralen für Industriezwecke. Die Elektrizitätswerke passen sich auch wesentlich besser als früher dem Bedürfnis nach teilweiser eigener Stromerzeugung bei solchen Kunden an, die aus der benötigten Heizdampfmenge einen Teil der Betriebskraft als Abfallkraft gewinnen können.

Innerhalb der einzelnen Wettbewerbsgebiete geben in der vergleichenden Betriebskostenberechnung außer den Kapitalkosten gewöhnlich der verfügbare Brennstoff und die Brennstoffpreise den Ausschlag, ferner

sind von starkem Einfluß auf die Wahl der Maschine der Ausnutzungsgrad, die Möglichkeit der Abwärmeverwertung und vor allem die allgemeinen betriebstechnischen Eigenschaften der einzelnen Maschinen, wie sie im zweiten Abschnitt ausführlich behandelt wurden.

Allgemein läßt sich der Zusammenstellung entnehmen, daß die Kleinverbrennungsmaschinen von etwa 15 PS an, der Leuchtgasmotor und der mit Gasöl betriebene Dieselmotor von etwa 50 PS an ausscheiden, daß zwischen 30 und 300 PS ein scharfer Wettbewerb zwischen der Sauggasanlage, dem Dieselmotor und der Kolbendampfmaschine herrscht. Besonders scharf ist in diesem Kraftgebiet für Fabrikbetriebe, die auf Abwärmeverwertung keine Rücksicht zu nehmen brauchen, also vor allem auch für mittlere Elektrizitätswerke, der Wettkampf zwischen Dieselmachine und der mit ebenfalls sehr geringen Brennstoffkosten arbeitenden Heißdampflokomobile, denen indes namentlich bei Braunkohlenbriketts die Sauggasanlage häufig erfolgreich gegenübertritt. Über 300 PS scheidet die Sauggasanlage, wenigstens als Leistungseinheit, aus (durch Aufstellung mehrerer Sauggasanlagen nebeneinander lassen sich mit höheren Kapitalkosten selbstredend auch größere Leistungen wirtschaftlich erzielen). Über 700 PS fällt gewöhnlich auch die Lokomobile für den Wettbewerb fort, wofür hier die Dampfturbine als Mitbewerber auftritt. Bei mehrtausendpferdigen Leistungen muß dann auch die Kolbenmaschine der Dampfturbine weichen, so daß Dampfturbine und Dieselmotor für Großkraftwerke allein das Feld behaupten. Die bedeutend billigere Dampfturbine ist trotz des höheren Wärmeverbrauches dem Dieselmotor für mehrtausendpferdige Leistungen bei hinreichender Kühlwasserversorgung überlegen, wenn der Ausnutzungsgrad über 20% liegt¹⁾, und wenn der Wärmepreis des Brennstoffes für die Dampferzeugung unter 25 Pf., der des Treiböls (mit Zündöl) über 50 Pf. beträgt²⁾. Für Zentralen größter Leistung ist in Fabrikbetrieben bei billiger Kohle und reichlichem Wasser die Dampfturbine die wirtschaftlichste Betriebskraft. Der Vollständigkeit halber wurde auch das Anwendungsgebiet der Großgasmaschine gekennzeichnet, die indes gewöhnlich nur für Hütten- und Walzwerke, denen Koksofen- und Hochofenabgase verfügbar sind, nicht aber für gewöhnliche Fabrikbetriebe Bedeutung besitzt. In ihrem Anwendungsgebiet ist sie der Dampfmaschine überlegen.

Eine scharfe Abgrenzung der Anwendungsgebiete nach Leistungseinheiten kann durch die Zusammenstellung natürlich nicht abgegeben werden. Auf die Verschiebung durch die Möglichkeit der Abdampfverwertung wurde bereits hingewiesen. Ist vollständige Verwertbarkeit des Abdampfes möglich, so können z. B. Auspuff- und Gegendruckdampf-

¹⁾ was für Fabrikbetriebe wohl immer der Fall ist.

²⁾ Nach Gercke, Z. d. V. d. I. 1913, S. 948.

turbinen schon für wesentlich kleinere Leistungen als 500 PS wirtschaftlich wettbewerbsfähig sein, andererseits können z. B. Einzylindergegendruckkolbenmaschinen für sehr große Leistungen der Turbine überlegen sein, wenn für diese Leistung ihre Abdampfmenge voll verwertbar ist, während die (größere) Abdampflieferung der Turbine nicht untergebracht werden kann. Ebenso wurde bereits früher ausgeführt, daß für Reserve- oder Spitzenmaschinen immer nur billige Maschinensysteme, deren hoher Brennstoffverbrauch bei der kurzen Betriebszeit keine Rolle spielt, in Frage kommen, wenn nicht besondere Anforderungen (schnelle Betriebsbereitschaft usw.) gestellt werden.

Auf die zweckmäßige Verteilung der Krafterzeugung auf verschiedene Systeme bei Betrieben mit stark schwankender Last wurde bereits hingewiesen (z. B. konstante Last durch vollbelastete Sauggasanlage, Belastungsspitzen durch Dampfmaschine), ebenso auf die teilweise Selbsterzeugung bei Abwärmebedarf und günstigen Strompreisen (Selbsterzeugung des Teiles der Kraft, dessen Abwärme verwertbar ist, Strombezug für den Rest). Schließlich wurde auch auf die im zweiten Bande dieses Buches noch eingehend zu behandelnde oft zweckmäßige Verbindung zweier Betriebe hingewiesen, von denen der eine überwiegenden Kraft-, der andere überwiegenden Heizbedarf hat (z. B. Weberei und Färberei, Elektrizitätswerk oder Pumpstation und Badeanstalt), die durch gemeinsame Kraft- und Wärmeversorgung (durch Abwärmelieferung von seiten des überwiegenden Kraftbetriebes) die Gesamtbetriebskosten der beiden Betriebe sehr günstig gestalten können.

Die Zahlentafel S. 52 gibt eine Anleitung zur sachgemäßen Aufstellung von vergleichenden Betriebskostenberechnungen,

Zahlentafel 52. Schema zur Ermittlung der Betriebskosten.

	Einzelatz Mk. od. %	Summe Mk.	Jährliche Kosten Mk.
I. Feste Betriebskosten.			
A. Kapitalkosten für d. auftretende Höchstlast:			
1. Anlagekosten für Maschinen nebst Zubehör, Fracht, Montage, Probetrieb, Abnahmeversuche, Bauarbeiten, Fundamente, Unvorhergesehenes (bei verschiedener Kraftübertragung der einzelnen Systeme auch Kosten der Kraftübertragung)
2. Grundkosten, Gebäudekosten, Kosten der Brennstofflagerung.
3. Kosten der Wasserversorgungsanlage
Verzinsung von 1—3%
Abschreibung von 1%
Abschreibung von 2, Grundkosten werden nicht abgeschrieben . . .%
Abschreibung von 3%

	Einzelatz Mk. od. %	Summe Mk.	Jährliche Kosten Mk.
B. Versicherung
C. Revisionsgebühr
II. Bewegliche Betriebskosten.			
A. Wartung und Instandhaltung:			
1. Maschinenanlage			
Wartung
Instandhaltung %
2. Gebäudeinstandhaltung %
3. Wasserversorgung, Wartung und In-			
standhaltung %
B. Schmierung, Putz- und Dichtungsmaterial
C. Wasserversorgung mit Aufbereitung
D. Brennstoffkosten:			
a) Spezifischer Brennstoffverbrauch bei			
Normallast kg/PSe/Std
b) durchschnittlicher Belastungsgrad in			
Proz. der Höchstlast %
c) spezifischer Brennstoffverbrauch beim			
vorliegenden Belastungsgrad			
kg/PSe/Std
d) Brennstoffkosten für die jährliche			
PS-Stundenleistung
e) Betriebszuschlag %
f) bei verschiedener Kraftübertragung,			
Übertragungsverluste in Proz. der			
nutzbar abgegebenen Leistung . . %
g) Brennstoffkosten der Übertragungsver-			
luste
h) gesamte jährliche Brennstoffkosten
i) Abzug für nutzbar verwertete Abwärme ¹⁾
k) gesamte Brennstoffkosten für Kraftr-			
zeugung
Gesamtkosten der Kraftrzeugung
Jährliche nutzbare PS-Stunden
Betriebskosten der PSe/Std

die alle erforderlichen Gesichtspunkte, vor allem auch den Einfluß von Belastungsgrad und Abwärmeverwertung berücksichtigen. Die Zusammenstellung ermöglicht unter Verwendung der in den vorausgehenden Abschnitten gegebenen Grundlagen, die zweckmäßig durch Einholen von Angeboten für den Einzelfall ergänzt werden, eine einwandfreie Berechnung der wirklichen Betriebskosten der Kraftversorgung, wie sie mit den verschiedenen Maschinensystemen bei dem vorliegenden Betriebsbild für Kraft- und Heizvorgänge erwartet werden können, und erleichtert die Entscheidung für die jeweils zweckmäßige Kraftversorgung. Be-

¹⁾ Nach Verminderung um die Kapitalkosten für die Einrichtungen, welche für die Abwärmeverwertung erforderlich sind: die Kapitalkosten der nur bei gesonderter Heizung notwendigen Einrichtungen müssen dagegen bei der Betriebskostenberechnung der letztgenannten Betriebsart ebenfalls berücksichtigt werden (z. B. Niederdruckkessel).

sonders ist dabei die richtige Wahl der Betriebszuschläge (vgl. S. 143) zu berücksichtigen.

Die Abb. 104 gibt eine Zusammenstellung von mittleren Betriebsergebnissen über die veränderlichen Betriebskosten (also Brennstoff, Wartung, Schmierung, Instandhaltung, ausschließlich Kapitalkosten) im Wettbewerbsgebiet der Kolbendampfmaschinen, Sauggas- und Dieselmotoren ohne Abwärmeverwertung (u. a. nach Erhebungen von Josse, ergänzt durch Neumann). Die Kosten¹⁾ sind dargestellt in Abhängigkeit

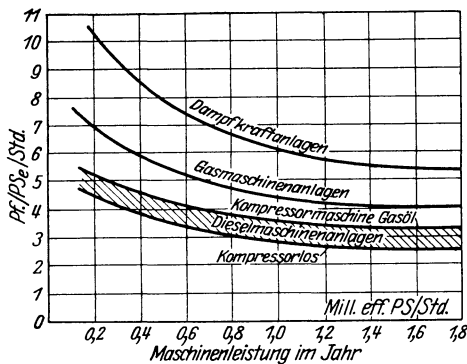


Abb. 104. Veränderliche Betriebskosten.

von der jährlich abgegebenen Leistung (Anlagen von etwa 80—1200 PSe). Ein Vergleich mit den Abb. 52 und 53, welche ausschließlich die Brennstoffkosten darstellen, ergibt eine wesentliche Verschiebung der Gesamtkosten, hauptsächlich zugunsten der Dieselmotoren; dies ist auf den geringen Anteil der Bedienungs- und Nebenkosten bei den Dieselmotoren (nur 40—55%²⁾) der dargestellten

veränderlichen Betriebskosten gegenüber 50—60% bei den Dampfanlagen und 63—65% bei Gasanlagen zurückzuführen. Die höheren Kapitalkosten der Diesel- und Gasmaschinen rücken dann die Kurven der Gesamtbetriebskosten wieder näher zusammen und bedingen die Wettbewerbsfähigkeit der drei Maschinensysteme, die natürlich auch von den Brennstoffpreisen erheblich beeinflusst wird.

Als beachtenswert sei noch der Unterschied der veränderlichen Betriebskosten großer Dampfanlagen mit Kolbenmaschinen und Turbinen kurz betrachtet. Nach Betriebserhebungen von Josse ergaben sich bei mittleren Kohlenpreisen die veränderlichen Kosten (ausschließlich Kapitalkosten) entsprechend den Angaben der Zahlentafel 53. Lokomobilbetriebe mit ihren kleineren Brennstoff- und Bedienungskosten verhalten sich günstiger als ortsfeste Kolbenmaschinen, kommen indes für die betrachteten großen Leistungen über 1000 PS seltener in Frage. Die veränderlichen Kosten, die bei 60 PS-Anlagen etwa 8—10 Pf., bei 200-PS-Anlagen 6—8 Pf. betragen und hauptsächlich durch Zuschläge und Löhne so hoch gesteigert werden, sanken bei etwa 1000 PS-Anlagen auf 5,3 Pf. bei Kolbenmaschinen gegenüber nur 4,5 Pf. bei Turbinen; noch erheblicher wird der Unterschied bei den größten angeführten Lei-

¹⁾ Vorkriegswerte, das relative Verhältnis ist auch zur Zeit noch zutreffend.

²⁾ Die kleineren Werte gelten für große Anlagen.

stungseinheiten (etwa 6000 PS). Die geringen Anforderungen der Turbinenanlagen in bezug auf Löhne und Schmierung kommen hier vorteilhaft zum Ausdruck. (Für niedere Brennstoffpreise [z. B. Ruhrgebiet und Sachsen] ergeben sich entsprechend geringere veränderliche Kosten, als den Werten der Zahlentafel entspricht.)

Zahlentafel 53¹⁾.

Jährlich abgegebene Leistung Pse/Std	Veränderliche Betriebskosten für Löhne, Schmierung, Dichtung, Instandhaltung, Brennstoff	
	Kolbenmaschinen Pf/PSe/Std	Dampfturbinen Pf/PSe/Std
1 400 000	5,3	4,5
3 000 000	4,8	3,2
5 000 000	4,2	2,6
10 000 000	3,8	2,3
15 000 000	3,5	2,2

Die von Josse festgestellten Werte beziehen sich überwiegend auf Elektrizitätswerke, deren Ausnutzungsgrad der aufgestellten Maschinensätze, die für die höchsten Spitzenleistungen ausreichen müssen, ein viel geringerer ist (nur etwa 10—35%) als der von Fabrikbetrieben, der zwischen 30 und 90% sich bewegt. Daher können für mittlere und große Fabrikbetriebe bei gutem Ausnutzungsgrad oft erheblich geringere als die vorgenannten veränderlichen Betriebskosten bei Dampfmaschinen erwachsen.

Als Beispiel dafür, daß im Wettbewerb zwischen Kolbenmaschinen und Turbinen oft nicht nur der allgemeine Vergleich der durch die vorbehandelten Faktoren entstehenden Betriebskosten ausschlaggebend ist, daß vielmehr noch anderweitige, z. B. fabrikationstechnische, Gesichtspunkte Unterschiede in den Betriebskosten ausgleichen oder überwiegen können, sei eine vergleichende Kostenberechnung für Turbinenbetrieb mit elektrischer Kraftverteilung und für Kolbenmaschinenbetrieb mit Transmissionen angeführt, die für eine Baumwollspinnerei aufgestellt wurde. Die durch den Turbinen- und elektrischen Betrieb ermöglichte gesteigerte Garnerzeugung der Spindeln gleicht im Verein mit den sonstigen geringeren Betriebskosten das erhebliche Mehranlagekapital für Turbinenbetrieb vollständig aus.

Beispiel. Vergleich zwischen Kolbenmaschine (Transmissionsantrieb) und Turbodynamo für eine Baumwollspinnerei von 700 kW Kraftbedarf (30 000 Spindeln). Die Übertragungsverluste sind gleich groß angenommen (elektrischer Gruppenantrieb für Öffner, Skutcher, Karden und Strecken, Einzelantrieb für Ringspinnmaschinen).

Preisbasis 1913.

Preis der langsamlaufenden Kolbenmaschine einschließlich Seilgang und Mehrtransmissionen 138 000 Mk.

¹⁾ Vorkriegswerte; zur Zeit wieder annähernd zutreffend.

Preis der Turbodynamo mit Schaltanlage, Leitungen, Gruppenmotoren, Spezialantrieben usw. 220 000 Mk.

Dampfverbrauch: Kolbenmaschine 4,0 kg/PSi/Std.

Turbine 5, 9 kg/kW/Std.

Ersparnisse bei Turbinenbetrieb:

An Anlagekapital: durch die bei elektrischem Antrieb erhöhte Produktion werden 1500 Spindeln weniger nötig 22 000 Mk.

An Betriebskosten: Kohlensparnis 8 450 Mk.

Schmierung und Bedienung 2 000 „

Lohn für 1500 Spindeln 2 700 „

Gesamtersparnisse an Betriebskosten 13 150 Mk.

Mehranlagekapital bei Turbine 60 000 Mk.; bei 18% Verzinsung, Abschreibung und Instandhaltung ergeben sich also im vorliegenden Falle etwas geringere Betriebskosten für Kraft; man wird daher auch mit Rücksicht auf die größere Helligkeit und die Übersichtlichkeit des Betriebes zweckmäßig Turbodynamoantrieb vorziehen, zumal man dadurch in der örtlichen Anordnung der Arbeitsmaschinen unabhängiger wird und auch die Gebäudekosten für das Maschinenhaus usw. geringer gehalten werden können.

$Pf./PS_e/Std.$

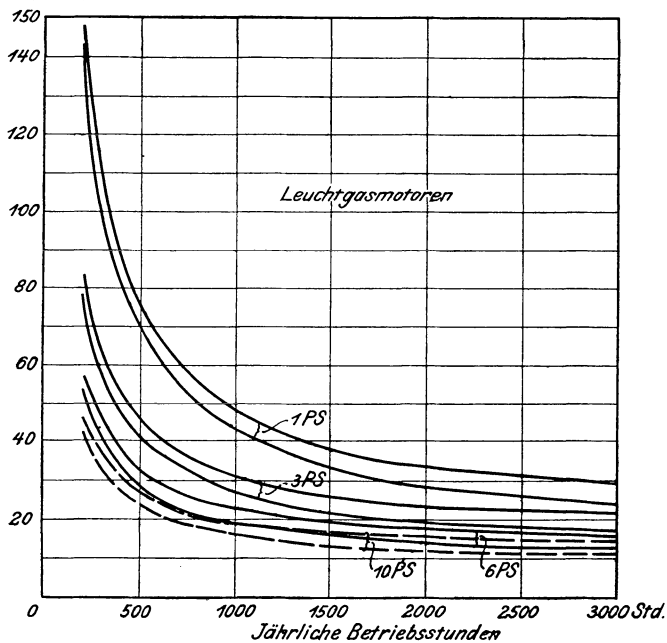


Abb. 105. Betriebskosten von Leuchtgasmotoren.

Für Dampfbetriebe und Sauggasanlagen lassen sich mit Rücksicht auf die ganz von den örtlichen Verhältnissen bedingten Kapital-, Brennstoff- und Wartungskosten einigermaßen allgemein gültige, nach Leistungen abgestufte Angaben über die Betriebskosten der Kraftereinheit nicht aufstellen.

Dagegen lassen sich mit Rücksicht auf die fast in ganz Deutschland gleichen Brennstoffpreise der Kleinverbrennungskraftmaschinen und der Dieselmotoren, ferner der einheitlichen Preisbildung wegen, die infolge der scharf konkurrierenden Firmen entstanden ist, auch für Lokomobilen durchschnittliche Gesamtbetriebskosten angeben, die als erster Anhalt für vergleichende Rechnungen dienen können. Die genaue Aufstellung für den Einzelfall kann indes durch die Angaben nicht ersetzt werden. Die Abb. 105 und 106 sind in Anlehnung von Pf./PSe/Std.

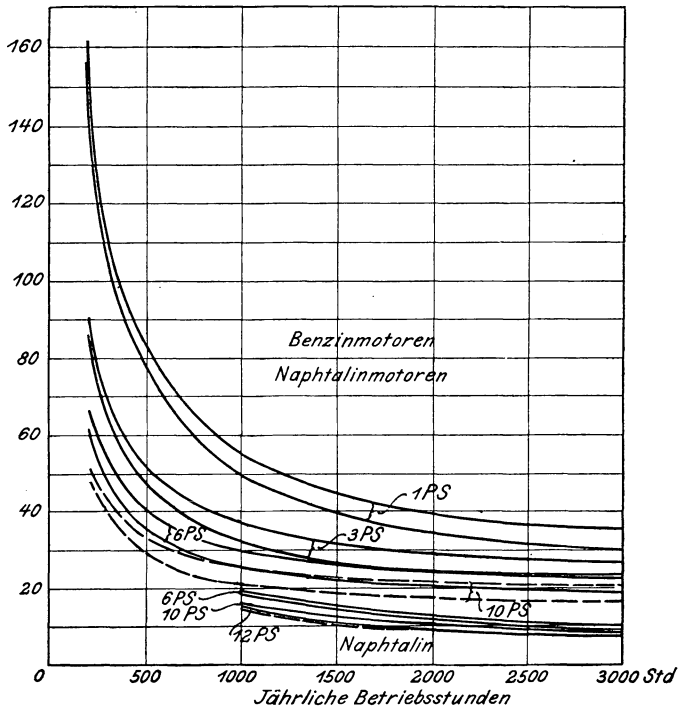


Abb. 106. Betriebskosten von Benzin- und Naphtalinmotoren.

Zahlentafeln entworfen, die von Barth¹⁾ für die Gesamtbetriebskosten von Leuchtgas- und Benzinmotoren durchgerechnet wurden. Die Zahlen beziehen sich sämtlich auf einen durchschnittlichen Belastungsgrad von $\frac{2}{3}$ der Höchstlast bei den Kleinmotoren und auf $\frac{3}{4}$ -Last bei den größeren Maschinen und enthalten keine Betriebszuschläge (die nach früherem etwa 5—10% der Brennstoffkosten betragen). Es sind jeweils zwei Kurven für die Grenzen der Brennstoffpreise aufgenommen, und zwar für Benzinpreise von 30 Mk. und 40 Mk., für Naphtalinpreise von 7 Mk. und 10 Mk., für Leuchtgaspreise von 0,10 Mk./cbm und

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1912, S. 1691 uf.

0,15 Mk./cbm, für Gasölpreise von 10 Mk. und 15 Mk. Der Einfluß der Maschinengröße und der Betriebsdauer auf die Betriebskosten der Kraft-einheit ist klar ersichtlich.

Die Abb. 107 zeigt die erheblich günstigeren Betriebskosten des kompressorlosen Dieselmotors, der für reinen oder überwiegenden Kraftbe-trieb bei mittleren und hohen Kohlenpreisen in seinem Wettbewerbs-gebiet zur Zeit häufig die wirtschaftlichste Betriebskraft darstellen wird, zumal er auch in dem früher besprochenen beschränkten Maße Abwärmeverwertung zuläßt. Die gesamten Betriebskosten bei 3000 jährlichen Betriebsstunden und Normallast betragen bei einem 16%igen

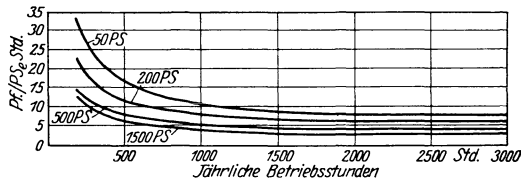


Abb. 107. Betriebskosten von kompressorlosen Dieselmotoren.

Verzinsungs-, Unterhaltungs- und Abschreibungssatz für die 500per-dige Maschine pro PSe/Std 4,7 Pf., bei der 1500pferdigen Maschine 3,2 Pf.

Beispiel. Kompressorloser Dieselmotor, Leistung 500 PSe normal bei 300 Umdrehungen Anlagekosten einschließlich Fundament und Montage 60 000 Mk.

Jährliche Betriebskosten:

1. Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltung 16%	9 600 Mk.
2. Bedienung	2 400 „
3. Verbrauch an Gasöl von 10 000 WE bei Normallast 0,168 kg/PSe/Std bei einem Preis von Mk. 15/100 kg in Kessel frei Bahnanschluß, Jahresbetrag	37 800 „
4. Schmier- und Putzmaterial bei Wiederverwendung des ge- brauchten Öles nach Reinigung	2 800 „
Gesamtbetriebskosten jährlich	52 600 Mk.

Kosten für die PSe/Std bei 3000 jährlichen Betriebsstunden rund 3,5 Pf., für die kW/Std rund 5,25 Pf., davon entfallen auf Brennstoff allein 2,5 Pfg./PSe/Std 3,78 Pf. pro kW/Std.

Die Abb. 108 und 109 zeigen die Gesamtbetriebskosten sowie die einzelnen Posten, aus denen sie sich zusammensetzen, für Einzylinder- und Verbund-Heißdampflokomobilen für Tagbetrieb sowie für Tag- und Nachtbetrieb¹⁾. Die Kosten sind dargestellt für den Betrieb ohne

¹⁾ In Anlehnung an Prospektmaterial der Firmen Henschel & Sohn, Kassel, sowie R. Wolf, Magdeburg.

Abdampfverwertung und mit vollständiger Abdampfverwertung. Der Einfluß der Betriebszeit, der Maschinengröße und vor allem die ausschlaggebende Wirkung der Abwärmeverwertung geht aus den Abb. 108 und 109 anschaulich hervor. Bei durchgehendem Tag- und Nachtbetrieb

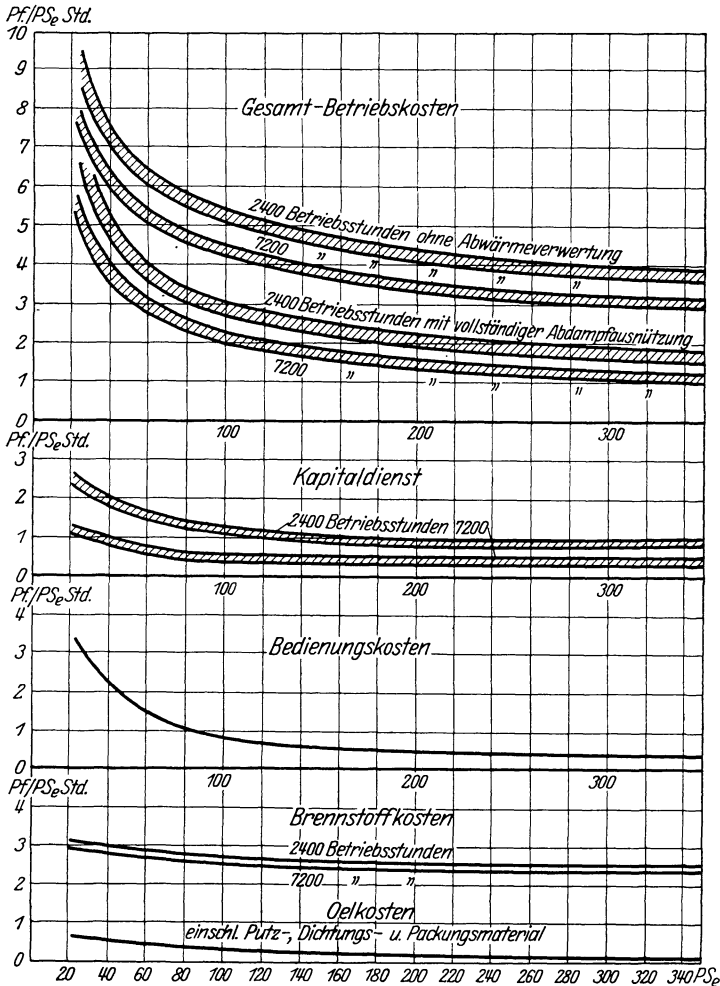


Abb. 108. Kosten der PSe-Std. von Einzylinderlokomobilen bei 2400 und 7200 Betriebsstunden jährlich (bei Betrieb mit Normallast). Garantiewerte mit 15% Z usschlag. 8% Verzinsung, 12 Jahre Abschreibung, 2,4% Instandhaltung u. Versicherung. Kohlenpreis Mk. 25/to.

mit vollständiger Abdampfausnutzung ergeben sich bei Einzylinder-Lokomobilen bei einer Leistung zwischen 200 und 300 PS beispielsweise Gesamtbetriebskosten von nur 1,5 Pf. pro PSe/Std. Ohne Abdampfverwertung steigt diese Ziffer auf etwa 3,2 Pf. und erhöht sich bei achtstündigem Tagbetrieb ohne Abdampfverwertung auf rund 4 Pf. für die

PSe/Std. Die entsprechenden Verbrauchsziffern der Verbundmaschinen sind nicht unwesentlich günstiger. Die Gesamtkosten betragen beispielsweise bei achtstündigem Tagbetrieb ohne Abwärmeverwertung für Maschinen der gleichen Größe etwa $\frac{1}{2}$ Pf. weniger für die PSe/Std.

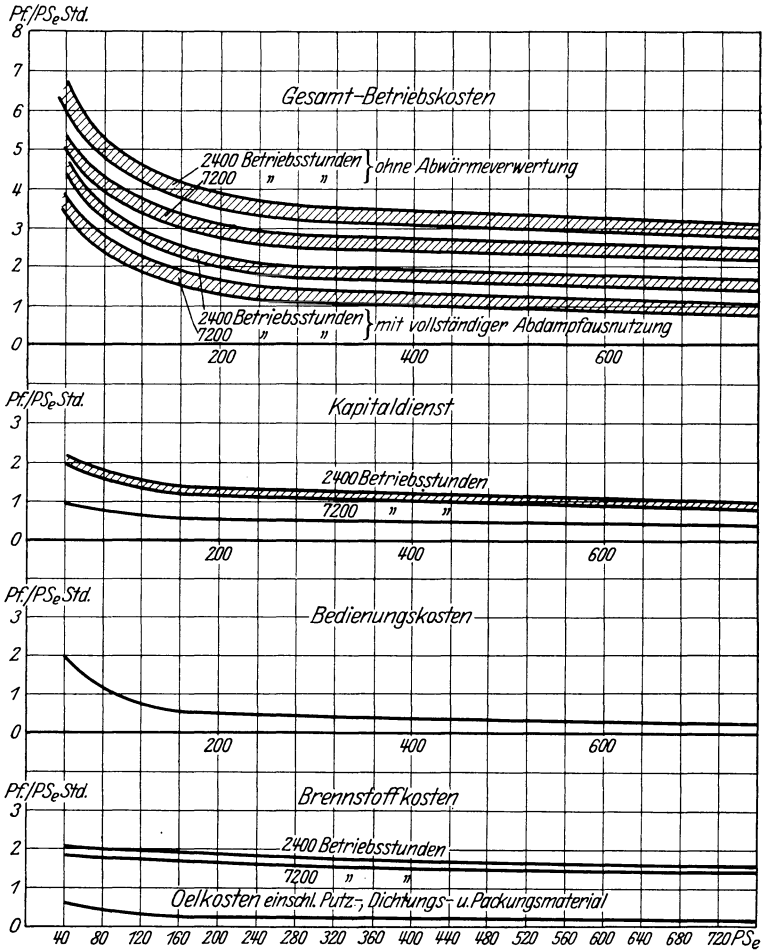


Abb. 109. Kosten der PSe-Std. bei Heißdampf-Verbund-Lokomobilen bei 2400–7200 Betriebsstunden jährlich (bei Betrieb mit Normallast).

Aus den im vorstehenden auf knappem Raum zusammengedrängten Unterlagen und Betrachtungen dürfte zur Genüge hervorgehen, daß bei der Vielgestaltigkeit der verfügbaren Betriebsmittel und Betriebsarten, ferner im Hinblick auf die Verschiedenartigkeit der besonderen Anforderungen eines jeden Fabrikbetriebes die Entscheidung über die zweckmäßigste Wahl der Kraft- und Wärmeversorgung eine Aufgabe geworden

ist, die nicht mehr ohne besonders eingehende Prüfung kurzerhand getroffen werden darf, wenn eine unnötige Erhöhung der Anlage- und Betriebskosten mit Sicherheit vermieden werden soll. Eine sachgemäße Durchprüfung aller einschlägigen Fragen erfordert nicht nur die Vertrautheit mit der fabrikationstechnischen und lokalen Eigenart des Betriebes, sondern auch eine Beherrschung des umfangreich gewordenen Wissensgebietes über die wirtschaftlichen und betriebstechnischen Eigenschaften der verfügbaren Kraft- und Heizungsanlagen. Die vorstehenden Ausführungen können hierfür die wesentlichsten Unterlagen bieten, ohne natürlich erschöpfend sein zu wollen. Zudem sind sämtliche Zweige der Technik, die sich über das geschilderte Gebiet erstrecken, in einer ständigen regen Entwicklung begriffen, die eine stetige Verschiebung aller wirtschaftlichen Vergleichsgrundlagen zur Folge haben muß. Es sei hier z. B. nur an die in Fluß befindlichen Fortschritte der Einrichtungen für Erzeugung und Verwendung von Höchstdruckdampf erinnert, an die Bestrebungen, die Kohlen zunächst als Rohstoff auszuwerten unter gleichzeitiger Gewinnung von hochwertigen Produkten und in Staub-, Gas- oder flüssige Form überzuführen und dann erst für Heiz- und Kraftzwecke zu verbrennen; an die Möglichkeiten der Kuppelung dieser Ölgewinnung aus der Kohle nach synthetischen oder Schwelverfahren mit Abfallkraftgewinnung, Fernheizung oder Ferngasversorgung; auf die zu erwartende Entwicklung der Gasturbine, des Kohlenstaub-Dieselmotors und andere für die gesamte Kraft- und Wärmewirtschaft einschneidende Probleme. Der Betriebsleiter, der stets dem Stande der Technik entsprechend wirtschaftlich arbeiten will, muß also auch ständig sich über den Verlauf dieses Entwicklungsganges unterrichten. Die Anforderungen, welche die Sorge für eine ungestörte Produktion, für die Instandhaltung aller Betriebsmittel und für die sonstige kaufmännische, technische und statistische Kleinarbeit in zeitgemäßen Betrieben an den Betriebsleiter stellen, lassen ihm meistens kaum Zeit, sich mit der erwünschten Gründlichkeit ständig auch dem Studium des kraft- und wärmetechnischen Wissensgebietes zu widmen oder eingehend zu untersuchen, ob Abänderungen irgendwelcher Art jeweils geeignet sind, Reinersparnisse in seinem Betriebe zu bringen.

Mit dem Umfang dieses Wissensgebietes und der zugehörigen Untersuchungen wird das Bedürfnis nach der Beiziehung unabhängiger sachverständiger Berater zur Lösung derartiger Fragen wachsen, die indes nicht, wie dies vielfach der Fall ist, ein Interesse am Vertrieb bestimmter Fabrikate oder der Fabrikate bestimmter Unternehmungen haben dürfen oder die Beratung nur als Nebenzweck oder Deckmantel für Verkaufsinteressen ausüben. Für Neubauten oder für die Verbesserung großer Fabrikanlagen ist heute die Beiziehung gewissenhafter, auf geringstmögliche Betriebskosten hinzielender Beratung, die aber auch entsprechend

vergütet wird, meist lohnend zur Vermeidung von Fehlgriffen sowohl bei der Wahl des Systems und der Ausführung der Kraft- und Heizanlagen, als auch vor allem für eine sachgemäße Anordnung, die ein wirtschaftliches Ineinandergreifen der einzelnen Teile, ihre richtige Inbetriebnahme und Überwachung bezweckt. Selbstredend soll sich eine derartige Beratung nicht auf die Angabe allgemein gehaltener Gutachten beschränken, sondern sie soll durch tatkräftige Mitwirkung bei Entwurf, Vergabung, Abnahme und Überwachung der Anlage das anzustrebende Endziel erreichen helfen: geringstmögliche Betriebskosten für Kraft und Wärme bei ständig gewährleisteter Betriebssicherheit.

Irrtum und Wahrheit über Wasserkraft und Kohle

Die Bedeutung der Energiequellen für die industrielle
und landwirtschaftliche Produktion

Von

Oberbaurat Ing. M. Gerbel

beh. aut. Zivilingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik, Wien

VI, 68 Seiten. 1925. RM 1.80; gebunden RM 2.40

Inhaltsverzeichnis:

Statistische Grundlagen über Energiewirtschaft. — Handelsbilanz und Kohlenverbrauch. — Ersatz des Kohlenverbrauches des Verkehrswesens durch Wasserkraftstrom. — Ersatz der Hausbrandkohle durch Elektrizität. — Ersatz der Kohle durch Wasserkraftstrom in öffentlichen Gas- und Elektrizitätswerken. — Verwendung von elektrischem Strom in der Landwirtschaft. — Verschiedenartigkeit des Kohlenverbrauches in der Industrie und seine Verringerung durch Verwendung von Wasserkraftstrom. — Die Frage des Strompreises. — Die Frage, ob Neuanlage oder Rekonstruktion. — Der Kohlenbedarf der verschiedenen Industriezweige. — Die Eisen- und Metallindustrie. — Die Baustoffindustrie. — Der Bergbau. — Die Papierindustrie. — Die Lebensmittelindustrie. — Die chemische Industrie. — Die Textilindustrie. — Die keramische und Glasindustrie. — Die Salinen. — Die Lederindustrie. — Sonstige Industrien. — Zusammenfassung der durch Wasserkraftstrom in der Industrie erzielbaren Kohlenersparnisse. — Geringfügigkeit der Kohlenersparnis gegenüber anderen wirtschaftlichen Vorteilen des Wasserkraftausbaues. — Die Bedeutung der Wasserkräfte für die Erzeugung von künstlichem Dünger zwecks Hebung der landwirtschaftlichen Produktion. — Die »handelspolitische Kennziffer« für den Wert des Wasserkraftausbaues für verschiedene Wirtschaftszweige und die »volkswirtschaftliche Rentabilität« der Wasserkräfte. — Unveränderte Wichtigkeit sparsamer Kohlenwirtschaft und Notwendigkeit des Ersatzes von Steinkohle durch Braunkohle. — Neuzzeitliche Grundlagen rationeller Kraft- und Wärmewirtschaft. — Abfallkraft kohlenverbrauchender Industrien und die Ursache ihrer geringen Verwertung. — Die Schwäche der Wärmetechnik im Kampf um ihre Daseinsberechtigung.

(Verlag von Julius Springer in Wien)

Wahl, Projektierung und Betrieb von Kraftanlagen. Ein Hilfsbuch für Ingenieure, Betriebsleiter, Fabrikbesitzer. Von Dipl.-Ing. **Friedrich Barth**, Nürnberg. Vierte, umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 161 Figuren im Text und auf 3 Tafeln. XII, 525 Seiten. 1925.

Gebunden RM 16.—

Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen. Einfluß von Belastungsschwankungen auf Dampfverbraucher und Kesselanlage sowie Wirkungsweise und theoretische Grundlagen der Regelvorrichtungen von Dampfnetzen, Feuerungen und Wärmespeichern. Von **Th. Stein**. Mit 240 Textabbildungen. VIII, 390 Seiten. 1926.

Gebunden RM 30.—

Die Schaltungsarten der Haus- und Hilfsturbinen. Ein Beitrag zur Wärmewirtschaft der Kraftwerksbetriebe. Von Dr.-Ing. **Herbert Melan**. Mit 33 Textabbildungen. VI, 119 Seiten. 1926.

RM 10.50; gebunden RM 12.—

Die Wärmeübertragung. Ein Lehr- und Nachschlagebuch für den praktischen Gebrauch von Professor Dipl.-Ing. **M. ten Bosch**, Zürich. Zweite stark erweiterte Auflage. Mit 169 Textabbildungen, 69 Zahlentafeln und 53 Anwendungsbeispielen. VIII, 304 Seiten. 1927. Gebunden RM 22.50

Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung. Ein Leitfaden für die Praxis von Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 60 Textabbildungen und 40 Zahlentafeln. X, 200 Seiten. 1926. Gebunden RM 12.—

Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren. Von Dr.-Ing. **Waldemar Stender**. Mit 25 Abbildungen im Text. 86 Seiten. 1924. RM 5.10

Brennstoff und Verbrennung. Von Dr. **D. Aufhäuser**, Inhaber der Thermochemischen Versuchsanstalt zu Hamburg. I. Teil: Brennstoff. Mit 16 Abbildungen im Text und zahlreichen Tabellen. V, 116 Seiten. 1926. RM 4.20
II. Teil: Verbrennungsvorgang. In Vorbereitung

Abwärmeverwertung zu Heiz-, Trocken-, Warmwasserbereitungs- und ähnlichen Zwecken. Von Ingenieur **M. Hottinger**, Privatdozent, Zürich. Mit 180 Abbildungen im Text. X, 240 Seiten. 1922. RM 8.—; gebunden RM 10.—

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine wärmetechnische und wärmewirtschaftliche Studie von Dr.-Ing. **Ludwig Schneider**. Vierte, durchgesehene und erweiterte Auflage. Mit 180 Textabbildungen. VIII, 272 Seiten. 1923. Gebunden RM 10.—

Die Wärmewirtschaft in der Zellstoff- und Papierindustrie. Von Dr.-Ing. **J. Frhr. v. Laßberg**. Zweite, völlig neubearbeitete Auflage. Mit 68 Textabbildungen. VI, 282 Seiten. 1926. Gebunden RM 24.—

Gaswirtschaft. Ein Beitrag zur Prüfung der Wirtschaftlichkeit der Nebenproduktengewinnung des Gasbetriebes für Stahlwerke und Kraftwerke und der Gasfernversorgung. Von **Rich. F. Starke**, Oberingenieur und Prokurist des Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerkes A.-G., Gasabteilung Essen. VIII, 174 Seiten. 1921. RM 6.40

Öl- und Gasmaschinen (Ortfeste und Schiffsmaschinen). Ein Handbuch für Konstrukteure, ein Lehrbuch für Studierende von Professor **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Mit 519 Textabbildungen. VI, 446 Seiten. 1926. Gebunden RM 37.50

Der Bau des Dieselmotors. Von Professor Ing. **Kamillo Körner**, Prag. Zweite, wesentlich vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 744 Abbildungen im Text und auf 8 Tafeln. VI, 531 Seiten. 1927. Gebunden RM 73.50