

Die
wischendampfverwertung
in Entwicklung, Theorie und
Wirtschaftlichkeit.

Von

Dr.-Ing. Ernst Reutlinger,
Chefingenieur des beratenden Ingenieurbureaus Bidag
der Hans Reisert-Gesellschaft m. b. H. in Cöln.

Mit 69 Textfiguren.



Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1912.

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

ISBN-13: 978-3-642-90300-7 e-ISBN-13: 978-3-642-92157-5
DOI: 10.1007/978-3-642-92157-5

Vorwort.

Der Betriebsleiter oder der projektierende Ingenieur, dem der Neuentwurf oder die Verbesserung der Kraft- und Wärmeversorgung einer industriellen Anlage obliegt, kann aus der Fülle der Möglichkeiten, die die stark vorgeschrittene Wärmetechnik bietet, häufig nur schwer die wirtschaftlichste Lösung ausfindig machen, da ihm nur zu oft allgemein gültige Vergleichsgrundlagen mangeln. Über die Anwendbarkeit und den wirtschaftlichen Wert der Heizdampfentnahme aus Dampfkraftmaschinen, der sog. Zwischendampfverwertung, herrschen, wie Verfasser aus seiner praktischen Tätigkeit weiß, selbst bei gut durchgebildeten Ingenieuren meist sehr unklare Vorstellungen, zumal da eine umfassendere Behandlung dieses Gebietes in der Literatur fehlt.

Die vorliegende Arbeit — eine Erweiterung eines im Oktober 1911 im Cölnner Bezirksverein des Vereins deutscher Ingenieure gehaltenen Vortrages — soll einen Baustein zur Ausfüllung dieser Lücke liefern; sie soll über die Entwicklung, das Wesen und den gegenwärtigen Stand der Zwischendampfverwertung in gedrängter Form Aufschluß geben und vor allem die Grundlagen entwickeln, die zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfverwertung für den einzelnen Anwendungsfall erforderlich sind.

Mit Rücksicht auf Leser, namentlich auf die Studierenden, denen ein tieferes Eindringen in das wärmetheoretische Wesen der Zwischendampfentnahme wünschenswert erscheint, wurde im 4. Abschnitt die Theorie der idealen Maschine mit Zwischendampfentnahme, soviel Verfasser bekannt, erstmals entwickelt, bei der ein im Kolbendampfmaschinenbau zurzeit noch wenig üblicher weitgehender Gebrauch von dem MOLLIERschen Wärmeentropiediagramm gemacht wurde; die in dem genannten Abschnitt aufgenommenen „Hilfskurven“ ermöglichen auch eine bequeme Berechnung des Dampfverbrauches und der Leistung der ausgeführten Dampfmaschine mit und ohne Dampfentnahme, und zwar ohne Diagrammentwurf.

Unabhängig von den theoretischen Betrachtungen wurden alle dem Verfasser zugänglichen Versuchs- und Erfahrungswerte über die Steigerung des Dampfverbrauches der Dampfmaschine durch die Entnahme sowie die erreichbaren Dampfersparnisse in Zahlentafeln und Linienzügen sinngemäß vereinigt, aus denen Gesetzmäßigkeiten und Absolutwerte hervorgehen, die verlässige Grundlagen für Wirtschaftlichkeitsberechnungen bilden dürften, und deren Anwendung im VI. Abschnitt dargetan wird.

Den ausführenden Maschinenfabriken, die in entgegenkommendster Weise mit Zahlen- und Figurenmaterial dem Verfasser an Hand gingen, sei an dieser Stelle besonderer Dank gesagt; Verfasser, der das behandelte Gebiet in seiner weiteren Entwicklung im Auge zu behalten gedenkt, wäre auch für fernere laufende Mitteilungen, namentlich von Versuchswerten über Dampfverbrauch und Gütegrade, sehr zu Dank verpflichtet, ebenso wie für jeden Hinweis auf etwaige Versehen, die in der nebenberuflich entstandenen Arbeit unterlaufen sein sollten.

Cöln, im Februar 1912.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Die Entwicklung der Zwischendampfverwertung als besonderer Form der Abdampfverwertung	1
Ersparnis durch Abdampfverwertung	4
Lösungswege zur Abdampfausnutzung	6
Wesen der Zwischendampfentnahme	9
Entwicklung der Zwischendampfentnahme	11
II. Ausführungsgrundlagen und Ausführungsformen von Anlagen mit Zwischendampfentnahme	15
Allgemeines	15
Druckregler	19
Frischdampfzusatzorgane	26
Ausführungsformen für Kolbenmaschinen	29
Ausführungsformen für Dampfturbinen	30
Dampfentölung	33
Gesamtanordnungen für Kolbenmaschinen- und Turbinenanlagen	35
Heizdampfentnahme aus der Einzylinderkolbenmaschine . . .	37
III. Die thermischen Eigenschaften des Wasserdampfes und des Arbeitsvorganges in der Dampfmaschine in ihrer Beziehung zur Zwischendampfentnahme.	
Thermischer Wirkungsgrad	38
Abwärmeverlust	40
Vergleich von Mehraufwand an Erzeugungswärme mit dem Arbeitsgewinn bei Abdampfverwertung	41
Dampfverschlechterung bei Arbeitsabgabe	43
Wirkungs- und Gütegrade	44
Begründung des Nutzens der Abdampfverwertung	45
Brennstoffkosten der Krafteinheit	45
Wärmeinhalt des Aufnehmerdampfes	46
IV. Der Dampfverbrauch der idealen, verlustfreien Dampfmaschine mit Zwischendampfentnahme	50
Gesetzmäßigkeiten für die Abhängigkeit des Dampfverbrauches von der Größe der Entnahme, des Aufnehmerdruckes und der Belastung	50

	Seite
Allgemeine Gleichung für den Dampfverbrauch der Turbine	54
Dampf- und Wärmersparnis für die Turbine	56
Allgemeine Gleichung für den Dampfverbrauch der Kolbenmaschine	58
Graphische Entwicklung der Gesetzmäßigkeiten für die Kolbenmaschine	59
Allgemein verwertbare Hilfskurven zur Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der verlustlosen Maschine mit unvollkommener Expansion (Wärme-Entropie-Diagramm)	59
a) Zusammenhang zwischen mittlerem Diagrammdruck und Expansionsenddruck	60
b) Zusammenhang zwischen Expansionsenddruck und theoretischer Füllung	64
c) Zusammenhang zwischen theoretischer Arbeitsleistung von 1 kg Dampf und dem Expansionsenddruck bezw. der Füllung	67
Der Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine mit unvollkommener Expansion in Abhängigkeit von der Zwischendampfentnahme	71
Vergleichsgrundlage für die Bewertung der ausgeführten Zwischendampfmaschine	80
V. Dampfverbrauch und Dampfersparnis bei der ausgeführten Zwischendampfmaschine	81
1. Die Anzapfturbine	81
Versuchs- und Erfahrungswerte	82
Einfluß des Entnahmedruckes und der Belastung	85
Einfluß der Anfangsspannung	86
Rechnerische Ermittlung	87
2. Die Kolbendampfmaschine.	
a) Versuchs- und Erfahrungswerte	87
Einfluß des Entnahmedruckes auf die Ersparnis	90
Kosten der Krafteinheit	97
b) Rechnerische Bestimmung der Leistung, des Dampfverbrauches und der Ersparnisse bei Zwischendampfentnahme.	
1. Vorläufige Diagramme	98
2. Vergleich mit der verlustlosen Maschine	102
Gütegrade und Aufnehmerzustand	102
Beispiel für die rechnerische Ermittlung des Dampfverbrauches, der Entnahmemenge sowie der Leistung der Kolbenmaschine	110

	Seite
VI. Die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfverwertung.	
Allgemeines	113
Güte des Zwischendampfes	115
Dampfersparnis durch Zwischendampfverwertung	
bei dauernder Entnahme ohne Frischdampfzusatz	117
bei Schwankungen der Belastung und Entnahme sowie der Benutzungsdauer	118
Beispiele für die Kolbenmaschine	119
Beispiele für die Turbine	121
Dampfverbrauchsdiagramme	123
Einfluß des Frischdampfzusatzes auf die Ersparnis	127
Wert der Zwischendampfverwertung für verschiedene indu- strielle und kommunale Anlagen	128
Kolbenmaschine oder Turbine für Dampfentnahme	133
Schluß	133

I. Die Entwicklung der Zwischendampfverwertung als besonderer Form der Abdampfverwertung.

Der in allen Industriezweigen mächtig angewachsene Wettbewerb hat als natürliche Folgeerscheinung bei den verantwortlichen Leitern von Fabrikbetrieben das Bestreben gezeitigt, nicht nur Fabrikationsmethoden und Materialausbeute stetig zu vervollkommen, sondern, zwecks Herabminderung der auf dem Erzeugnis ruhenden Generalunkosten, ihr Interesse auch technisch-wirtschaftlichen Fragen außerhalb des besonderen Fachgebietes der Fabrikation in erhöhtem Maße zuzuwenden. Dem allgemeiner auftretenden Wunsch, die Kosten der Kraftversorgung tunlichst zu verringern, wurde von seiten des Maschinenbaues in den letzten drei Jahrzehnten des vergangenen Jahrhunderts durch erhebliche Verbesserungen der Wärme-kraftmaschinen Rechnung getragen. In diese Zeit fällt die moderne Ausbildung der Verbrennungskraftmaschinen und Dampfturbinen und eine beträchtliche Verminderung des Dampfverbrauches der Dampfmaschinen, letztere hauptsächlich erreicht durch Einführung der Verbundwirkung und höherer Drucke, ferner durch Anwendung überhitzten Dampfes, und durch eine Reihe konstruktiver Verbesserungen auf dem Gebiete der Präzisionssteuerungen sowie der Verminderung schädlicher Räume und Flächen.

Es entstand ein förmlicher Wettlauf um die Erzielung des geringsten Brennstoffverbrauches für die Leistungseinheit, der außer seinen segensreichen Folgen auch die sonderbarsten Garantieauswüchse verursachte. Erst um die Wende des Jahrhunderts drang unter der Wirkung des allgemeinen wirtschaftlichen Druckes auch in breiteren Schichten die Erkenntnis durch, daß für Betriebe mit größerem Wärmebedarf die Aufstellung der Betriebsmaschine mit dem geringsten Brennstoffverbrauch nicht immer die wirtschaftlichste Lösung darstellt, daß vielmehr häufig eine zweck-

mäßige Verbindung der Kraft- und Wärmeversorgung, selbst bei Anwendung von Krafterzeugern mit hohen spezifischen Brennstoffkosten, den Gesamtbedarf an Wärmeenergie für Kraft- und Heizzwecke billiger zu decken vermag.

Eine besondere Form dieser Verbindung von Kraft- und Wärmeversorgung, deren Nutzen längst auf der Hand lag und die in Einzelfällen auch vorher häufig angewendet wurde, fand um diese Zeit schnelle Verbreitung, die Abdampfverwertung.

Unter Abdampfverwertung ist hier die nutzbare Weiterverwendung des Wärmeinhalts von Abdampf verstanden, der in Kolbenmaschinen oder Dampfturbinen zur Arbeitsleistung gedient hat. Der aus der Maschine entströmende Dampf entführt bekanntlich, selbst bei Entspannung auf die gebräuchlichen Kondensatordrucke, noch etwa 60⁰/₁₀ der aufgewandten Brennstoffwärme aus der Dampfmaschine. Die Abdampfverwertung bezweckt die Nutzbarmachung dieses im allgemeinen verloren gehenden Wärmeinhaltes zur Deckung des Wärmebedarfs des Betriebes, d. h. zum Ersatz einer sonst aufzuwendenden Frischdampfmenge oder anderweitigen Wärmequelle.

Die Erkenntnis, 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, wie bereits erwähnt, bis vor etwa 20 Jahren auf Einzelfälle beschränkt. Eine Ausnahme bildete nur die Zuckerindustrie, die schon mehr als ein halbes Jahrhundert lang allgemein den sog. Retourdampf 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 Heizzampfbedarf 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. benützt 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 Dampferzeugern sog. Frischdampf entnommen wurde, der häufig mit Rücksicht auf die Abmessungen der Zuleitungen zu den Verwendungsstellen ebenfalls in Kesseln mit höherer Spannung erzeugt und unmittelbar vor der Verwendungsstelle durch ein Drosselorgan auf den erwünschten Druck gebracht wurde. An Stelle dieses Drosselorganes, in welchem das Wärmegefälle des Dampfes zwischen Erzeugungs- und Verwendungsspannung ohne erheblichen Nutzen zum Verschwinden gebracht wird, ist heute bereits häufig zur Ausnutzung dieses Gefälles die Dampfmaschine getreten, welche dasselbe 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.

Es lassen sich in jedem Einzelfalle in einfacher Weise die Vorteile klarstellen, die aus der Verwendung von Abdampf einer mit entsprechender Gegenspannung arbeitenden Dampfmaschine sich erzielen lassen, gegenüber der Krafterzeugung in Maschinen mit möglichst geringem Brennstoffverbrauch (Kondensationsmaschine oder Verbrennungsmotor) und der unabhängigen Erzeugung von frischem Kesseldampf zur Deckung des Heizbedarfs.

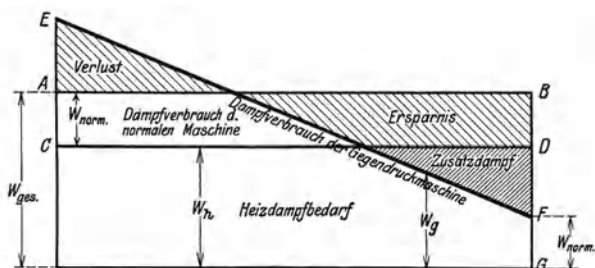
Wird die Niederschlagswärme des Abdampfes der Kondensationsmaschine, statt im Kondensator vernichtet zu werden, bereits zwischen Zylinder und Kondensator nutzbar in einen Wasser- oder Lufterwärmer entzogen, so ist dies, abgesehen von den geringen Wirkungen eines allenfalls verschlechterten Vakuums, ohne Erhöhung des Dampfverbrauches möglich, die nutzbar gemachte Wärme stellt gegenüber getrenntem Kraft- und Heizbetrieb eine Reinersparnis¹⁾ dar.

Im Gegensatz hierzu ist der Dampf- oder besser Wärmeverbrauch einer Maschine naturgemäß bei Gegendruck- bzw. Auspuffbetrieb für die Leistungseinheit gesteigert, und zwar bei gleichem Anfangsdruck gegenüber der Kondensationsmaschine annähernd im Verhältnis der Verminderung des verfügbaren Wärmegefälles.

¹⁾ Amortisation und Verzinsung von Anlagen scheiden bei den nachstehenden vergleichenden Ersparniswerten zunächst aus.

Über diese Erhöhung des Dampfverbrauches bei Auspuffbetrieb, bei verschlechterter Luftleere und bei erhöhtem Gegendruck liegen hinreichend Erfahrungs- und Versuchswerte vor,¹⁾ so daß für eine bestimmte Maschinenleistung auch die verfügbare Abdampfmenge berechnet werden kann. Kennt man noch den Wärmeverbrauch der Kondensationsmaschine bei gleicher Leistung, sowie die dem Wärmebedarf des Betriebes entsprechende Dampfmenge, so kann der Nutzen der Abdampfverwertung rechnerisch ermittelt werden.

In der Fig. 1 ist der Wärmebedarf für Heizzwecke (W_H) und für die normale Krafterzeugung (W_{norm}) übereinander gezeichnet, so daß die unter der Linie AB liegende Ordinate den gesamten Wärme- oder Dampfbedarf des Betriebes bei getrennter Kraft- und Heizzugdampfverzeugung darstellt, und die Ordinate $AC = FG$ den



Dampfbedarf der Kondensationsmaschine. Durch die vom Dampfbedarf der normalen Maschine aus schräg ansteigende Linie EF wird in ihren einzelnen Punkten der gesteigerte Maschinendampfverbrauch, wie er sich bei verschiedenen Gegendrücken zeigen wird, also die verfügbare Abdampfmenge W_g , abgegrenzt. Wird der von der Auspuff- oder Gegendruckmaschine entströmende Abdampf im Vergleich zu gedrosseltem Frischdampf vollwertig gerechnet, worauf später noch genauer einzugehen sein wird, so ist aus der Figur ohne weiteres der Wert des Abdampfbetriebes gegenüber getrenntem Verfahren ersichtlich. Unterschreitet die Abdampfmenge den Gesamtdampfbedarf des Betriebes, so zeigt sich eine Ersparnis, welche der Dampfmenge gleichkommt, die für die gleiche Krafterzeugung bei getrenntem Betrieb aufzuwenden ist.

¹⁾ Siehe EBERLE, Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 2005; JOSSE, Neuere Kraftanlagen 1911, S. 29.

Diese Ersparnis bleibt konstant gewahrt, so lange, bis die Abdampfmenge den Dampfbedarf des Betriebes überschreitet, d. h. ein Teil des Abdampfes unbenutzt auspuffen muß. Die Figur zeigt ferner, daß ein ganz erheblicher Dampfbetrag auspuffen darf, nämlich der gesamte bei getrenntem Betrieb aufzubringende Maschinendampf, bevor das Verfahren unwirtschaftlich wird. Die Ersparnis wird prozentuell umso grösser sein, je grösser der Dampfverbrauch der normal arbeitenden Maschine im Verhältnis zum Heizdampfbedarfe ist. In weiten Grenzen ist der Dampfverbrauch der Maschine für die Leistungseinheit bei Abdampfverwertung gleichgültig, solange nur $W_g < W_H$ bleibt. Aber selbst wenn die Abdampfmenge grösser wird als der Heizdampfbedarf, wird noch eine Ersparnis gegenüber getrenntem Betrieb erzielt nach der einfachen Beziehung

$$\text{Ersparnis in Prozenten} = \frac{W_{ges} - W_g}{W_{ges}} \cdot 100; W_{ges} \geq W_g.$$

Setzt man in Fig. 1 sinngemäß an Stelle des Dampfverbrauchs die Kraftgestehungskosten bei Erzeugung durch einen beliebigen Motor (Sauggas-, Diesel-, Elektromotor), so kann an Hand der Figur die Rentabilität der Abdampfverwertungsanlage gegenüber den genannten Krafterzeugern untersucht, und für einen beliebigen Kraft- und Wärmebedarf die Frage der zweckmäßigsten Betriebskraft zur Erzielung geringster Gesamtbrennstoffkosten beantwortet werden.

Bei völliger Verwertung des Abdampfes, wenn also die abgeführte Wärme der Maschine nicht als Verlust anzurechnen ist, erhöht sich der thermische Wirkungsgrad der Maschine, d. h. das Verhältnis der der Maschine zugeführten Wärme zu der in Arbeit verwandelten Wärme auf annähernd 100% (gegenüber 12% Ausnutzung bei getrenntem Betrieb). Der Dampfverbrauch der Maschine für die Nutzpferdestärke reduziert sich in der Tat nach Abzug der Abwärme auf den theoretischen Wert von 632 WE., d. i. einen Dampfverbrauch von rund 1 kg für die Nutzpferdestärke. In Wirklichkeit besitzt der Maschinenabdampf einen um meist etwa 10% geringeren Wärmeinhalt als trockener Kesseldampf gleicher Spannung aus später zu erörternden Gründen. Verläßt der Dampf indes die Maschine noch schwach überhitzt, so daß er trocken gesättigt an der Verwendungsstelle anlangt, so kann er dem Heizdampfe bei getrenntem Betrieb meist als gleichwertig gerechnet werden.

Eine Reihe von günstigen Umständen haben, nachdem einmal der Anfang gemacht war, die schnelle Einführung der Verwertung von Maschinenabdampf wesentlich erleichtert: die aus der Fig. 1 ersichtliche Einfachheit der Wirtschaftlichkeitsberechnung, der Umstand, daß ohnehin vorhandene Maschinen normaler Bauart meist ohne weiteres für Abdampfbetrieb verwendet werden können; daß ferner bei Gegendruckbetrieb für eine vorhandene Maschine sogar ein höherer Anfangsdruck zulässig ist als bei normalem Betrieb, die Aufstellung neuer höher konzessionierter Kessel also auch ohne Ersatz der Maschine ermöglicht wird. Um sehr hohe Kesseldrucke und Überhitzungen bei einer Steigerung des Kraftbedarfes eines Betriebes einführen und die vorhandenen Maschinen für niederen Anfangsdruck weiter verwenden zu können, kann weiterhin der Weg beschritten werden, daß eine Dampfmaschine für Gegendruckbetrieb den vorhandenen Maschinen vorgeschaltet wird. In dieser expandiert der hochwertige Dampf unter Arbeitsabgabe vom hohen Kesseldruck bis zum zulässigen Anfangsdruck der älteren Maschinen, die sie mit ihrem Abdampfe speist.¹⁾ All diese Anpassungsmöglichkeiten bewirkten, daß die bisher geschilderte Form der Abdampfverwertung, bei der also der gesamte von der Maschine gelieferte Abdampf fast ständig vom Betriebe aufgebraucht werden kann, auch in den Gebieten mit mäßigen Frachtsätzen für Brennstoffbezug fast allgemein festen Boden gewonnen hat.

Weniger einfach als im bisher besprochenen Falle gestaltet sich die Lösung der Wärmeversorgung durch Maschinenabdampf in den Fällen, wo der Wärmebedarf des Betriebes die von der Kraftmaschine bei der geforderten hohen Temperatur gelieferte Abwärme fast ständig unterschreitet, wenn also bei reinem Auspuffbetrieb ein ständiger Abdampfüberschuß verloren geht, oder gar, wenn, wie dies in vielen Fabrikationen zutrifft, sowohl der Kraftbedarf als auch der Wärmebedarf Schwankungen unterworfen sind, deren Verlauf zeitlich und der Größe nach kein paralleler ist, die vielmehr häufige Überschneidungen der Kurven des Heizdampfbedarfes und der Abdampflieferung zur Folge haben. In diesem Falle wechselt ein Überschuß von Abdampf mit einem Mangel an Heizdampf unregelmäßig ab, so daß sich selbst bei Einschaltung selbsttätigen Frischdampfzusatzes und sicher wirkender

¹⁾ Vergl. HORTINGER, Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 11 u. f.

Abblaseventile eine wirtschaftliche Lösung durch die besprochene Art der Abdampfverwertung nicht mit Sicherheit erzielen läßt.

Für Betriebe mit Einzylindermaschinen bis zur Höchstleistung von etwa 100 Pferden und periodisch regelmäßig auftretendem Wärmebedarf in Form von höher gespanntem Dampf läßt sich dadurch ein Ausweg schaffen, daß die Maschine für gewöhnlich mit normaler Auspuffspannung arbeitet, dagegen während der Dauer des Wärmebedarfes, durch Einschaltung eines Belastungsventiles in die Abdampfleitung, mit Gegendruck und Abdampfverwertung betrieben wird. Mit Beendigung des Wärmeverbrauches wird das durch Zugkette bediente Belastungsgewicht wieder gelüftet und die normale, d. h. die einen geringen Dampfverbrauch bedingende Arbeitsweise wird wieder hergestellt. Dieser gemischte Auspuff- und Gegendruckbetrieb (nach den Diagrammen der Fig. 2), bei dem man ohnehin Kompromisse in der Steuerungseinstellung zulassen muß, hat indes nur geringe Anwendungsmöglichkeit (z. B. kleine und mittlere Brauereien und chemische Fabriken); er hat weiter den schwerwiegenden Nachteil, daß seine Wirtschaftlichkeit vollständig von der Aufmerksamkeit und dem guten Willen des Bedienungspersonals abhängig ist.

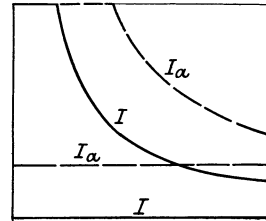


Fig. 2.

Für Betriebe mit dauerndem größeren Wärmebedarf, der gleich dem Kraftbedarf, aber nicht parallel zu ihm, unregelmäßigen Schwankungen unterworfen sein kann, und der die aus der Kraftmaschine bei dem erforderlichen erhöhten Gegendrucke resultierende Abwärme wesentlich unterschreitet, ist vielfach von süddeutschen Dampfmaschinenfirmen, namentlich auch von der Firma Gebrüder SULZER in Winterthur, ein in Deutschland seit 1902 durch Patent geschütztes Verfahren angewandt worden, dessen Wesen in folgendem besteht. Man verteilt die erforderliche Arbeitsleistung auf zwei unmittelbar gekuppelte oder auf gleiche Welle oder gleiches elektrisches Netz arbeitende Kraftmaschinen. Beide Maschinen (Kolbenmaschinen oder Turbinen) arbeiten mit möglichst hohem, gewöhnlich dem gleichen Anfangsdruck. Die eine der Maschinen wird mit größtmöglicher Wärmeausnutzung, also meist als Kondensationsmaschine, betrieben, während die andere mit dem benötigten Gegendruck läuft und den jeweils vom Betrieb erforderten Abdampf liefert. Dabei

kann entweder die Belastungseinstellung einer der beiden Maschinen von Hand erfolgen, was gleichmäßige Belastungs- und Dampfverbrauchsverhältnisse, sowie erhöhte Aufmerksamkeit des Bedienungs-personals voraussetzt. Vorteilhafter wird durch einen Regler, der vom Drucke des abströmenden Dampfes beeinflußt wird, die Füllung, also die Leistung der Gegendruckmaschine stets so eingestellt, daß der benötigte Kochdampf gerade durch ihren Abdampf gedeckt wird. Die andere Maschine bringt unter dem Zwange eines gewöhnlichen Geschwindigkeitsreglers die noch fehlende Zusatzleistung selbsttätig auf. Überdies ist für automatischen Frischdampfzusatz bei Heizdampfmangel, sowie für unschädliches Abblasen eines vorübergehenden Abdampfüberschusses entsprechend Sorge zu tragen, so daß bei dieser Anordnung Maschinenbelastung und Kochdampfbedarf ganz unabhängig voneinander gedeckt werden. Durch Füllungsbegrenzungen

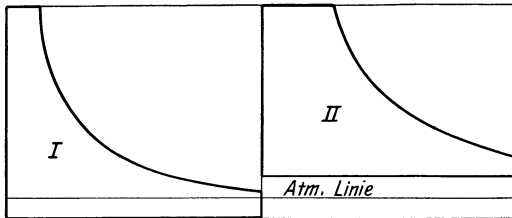


Fig. 3.

und zweckmäßige Verbindung der Regelvorrichtungen wird ein Durchgehen der Abdampfmaschine oder ein Trockenlaufen der Zusatzmaschine verhindert. Als Zu-

satzmaschine kann eine Einzylinder- oder Verbundmaschine oder eine Verbrennungsmaschine gewählt werden, auch kann allenfalls die fehlende Kraft durch elektrische Energie aus fremdem Netz gedeckt werden.

Diese Anordnung zweier gekuppelten Maschinen, deren Arbeitsweise durch die Diagramme der Fig. 3 gekennzeichnet wird, erfordert natürlich hohes Anlagekapital, viel Raum, gesteigerten Ölverbrauch und aufmerksame Wartung. Sie ist weniger geeignet für neu zu errichtende Anlagen, wohl aber tut sie zur Ergänzung bzw. Ausgestaltung vorhandener Dampfanlagen oft nützliche Dienste. Selbstverständlich muß einer derartigen Lösung der Dampfversorgungsfrage eine sorgfältige Prüfung des Kraft- und Wärmebedarfes des Betriebes vorhergehen.

Der bisher geschilderte Entwicklungsgang mußte naturgemäß zu dem Bestreben führen, die beiden Vorgänge, einerseits die Abgabe von höhergespanntem und allenfalls noch überhitztem Dampf

nach möglichst vollkommener Arbeitsleistung durch Entspannung von der Kesselspannung bis zur gewünschten Druckstufe, und andererseits die Weiter-Expansion des zum Kochen nicht benötigten Dampfes, in einem einzigen Maschinenagregat zu ermöglichen, das erforderlichenfalls auch als normale Maschine arbeiten muß. Dieses Bestreben hat nun eine Lösung in der Dampfentnahme aus dem Aufnehmer von Verbundmaschinen oder aus einer Dampfturbine bei höherer Druckstufe gefunden in der sog. Receiver- oder Zwischendampfentnahme.

Das Wesen der Zwischendampfentnahme ist das folgende. Die für Heizzwecke erforderliche, gewöhnlich zeitlichen Schwankungen unterworfenen Dampfmenge von einem erwünschten gleich bleibenden Drucke (bezw. Temperatur) wird der Verbundmaschine nach Ausströmen aus dem Hoch- bezw. Mitteldruckzylinder, also aus dem Aufnehmer zwischen den Zylindern entzogen, nachdem der Arbeitsvorgang in dem durchströmten Zylinder das Wärmegefälle zwischen Anfangs- und Aufnehmerzustand mit möglichst hohem Gütegrad in mechanische Arbeit umgesetzt hat. Zu dem nächstfolgenden, gewöhnlich dem Niederdruckzylinder, gelangt nur eine um die

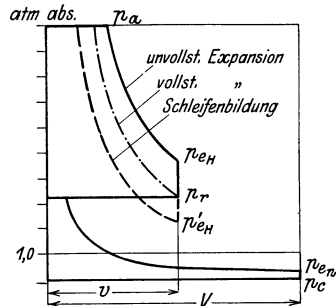


Fig. 4.

Entnahmemenge und die Zwischenverluste verminderte Dampfmenge. Der hierdurch bedingte Ausfall an Niederdruckleistung gegenüber der normalen Arbeitsweise muß natürlich durch eine erhöhte Arbeitsleistung des Hochdruckzylinders ausgeglichen werden, d. h. die Füllung und dadurch der spezifische Dampfverbrauch für die PS.-Stunde wird entsprechend vergrößert. Der Dampfverbrauch gegenüber der normalen Maschine wächst häufig noch aus einem zweiten Grunde: Mit Rücksicht auf den Verwendungszweck muß gegenüber der normalen Verbundmaschine häufig ein gesteigerter Receiver-Druck angewandt werden, wodurch das im Hochdruckzylinder verfügbare Druckgefälle vermindert und die für gleiche Leistung notwendige Füllung gesteigert wird. (Diagramme, Fig. 4.) Die Grenzen, zwischen welchen die Entnahmemenge ohne Störung des Betriebes und mit Rücksicht auf die Wirtschaftlichkeit schwanken darf, sind durch die Dimen-

sionen der Maschine und die Höhe des Aufnehmerdrucks bedingt und lassen sich an Hand der Diagramme leicht beurteilen.

Die obere Grenze für die Dampfantnahme ist selbstredend durch die mit dem Regler erzielbare Höchstfüllung im Hochdruckzylinder, sowie dadurch gegeben, daß der Niederdruckzylinder nicht ohne Dampf mitgeschleppt werden darf. Sein schädlicher Raum muß mit Dampf gefüllt werden, und außer dieser sogenannten Nullfüllung muß noch eine geringe Mehrfüllung gegeben werden, die gerade noch eine positive Arbeitsfläche ergibt (2—4%). Eine Entnahme von 80% der dem Hochdruckzylinder zugeströmten Dampfmenge für Heizzwecke ist die obere praktische Grenze. Der Niederdruckzylinder wird mit Rücksicht auf die kleinere Arbeitsleistung für Zwischendampfmaschinen kleiner gewählt als normal, d. h. das Zylinderverhältnis der Zwischendampfmaschine ist größer als das gewöhnlich für gleiche Arbeitsverteilung und Temperaturstufen berechnete normale Verhältnis der Hubräume. Was die untere Grenze der Entnahmemöglichkeit anbelangt, so besteht bei normalem Aufnehmerdruck, also etwa gleicher Leistungsverteilung auf Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder, eine untere Grenze überhaupt nicht. Die Maschine arbeitet eben ohne Entnahme unter gewöhnlichen Verhältnissen, also mit dem normalen Dampfverbrauch, der dem erhöhten Receiverdruck entspricht.

Dagegen ergibt sich bei kleiner Hochdruckleistung, also geringerer Dampfantnahme, leicht eine Expansion unter dem Gegendruck, eine arbeitsverlustbringende Schleifenbildung, die den Vorteil der Entnahme illusorisch machen kann. Namentlich tritt diese Erscheinung bei überhitztem Dampf infolge der steiler abfallenden Expansionskurve leicht auf. Während also bei dauernd großer Entnahme vorteilhaft ein möglichst großes Zylinderverhältnis gewählt wird (Ausführungswerte bis zu 1:1,5), darf namentlich bei höherem Aufnehmerdruck für Betriebe mit stark schwankender Entnahme und Belastung der Hochdruckzylinder relativ nicht zu groß gewählt werden (1:2,2).¹⁾ Im übrigen wird man bei höherem Aufnehmerdruck für längere Perioden entnahmeloosen Arbeitens den Aufnehmerdruck durch Einstellung der Niederdruckzylinderfüllung zweckmäßig von Hand vermindern.

¹⁾ Ständig große Füllungen im Hochdruckzylinder bedingen auch, infolge des Spannungsabfalles am Ende der Expansion, starke Verschlechterung des dem Receiver zuströmenden Dampfes, siehe S. 49.

Bereits im Jahre 1887 wurde das geschilderte Verfahren an einer von Gebrüder SULZER in einer italienischen Textilfabrik aufgestellten Dampfanlage versuchsweise angewandt, ohne daß jedoch die Arbeitsweise weiter ausgearbeitet wurde oder allgemeinere Verbreitung fand. Die erste allgemeiner bekannt gewordene Veröffentlichung über das Wesen und den voraussichtlichen Nutzen der Zwischendampfentnahme findet sich 1895 in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure von F. KNÜTTEL. KNÜTTEL weist darauf hin, daß die Entnahme von Heizdampf aus dem Zwischenbehälter von Verbundmaschinen Ersparnisse bringen müsse, da sie die Vorteile der Auspuffmaschine und der Kondensationsmaschine vereine. Die Ersparnis werde in dem Umstand begründet, daß der entnommene Dampf durch Expansion Arbeit geleistet hat, ohne von seiner noch nutzbaren Wärme im Vergleich zu gedrosseltem Frischdampf eingebüßt zu haben.

Eine Grundbedingung für die praktische Durchführung der Zwischendampfentnahme ist, daß der Maschine ohne Änderung des Aufnehmerdruckes in weiten Grenzen veränderliche Dampfmen gen entnommen werden können, wobei keinerlei Rücksicht auf die gleichzeitige, beliebig wechselnde Belastung der Dampfmaschine zu nehmen ist. KNÜTTEL gibt zur Aufrechterhaltung des Aufnehmerdruckes den Weg an, die Dampfzufuhr zum Niederdruckzylinder, entsprechend den Schwankungen der Entnahme, zu vergrößern oder zu verkleinern, und zwar soll diese Regulierung bei gleichmäßiger Dampfentnahme vom Maschinisten vorgenommen werden, während bei starken Belastungsschwankungen der Geschwindigkeitsregler die Füllung des Hoch- und des Niederdruckzylinders gleichzeitig verkleinert oder vergrößert. Da bei dieser Regelung die abzugebende Dampfmenge von der Belastung abhängig ist, die sich natürlich nicht den Schwankungen des Dampfbedarfes anpaßt, muß zeitweilig gedrosselter Frischdampf von den Kesseln her die fehlende Dampfmenge ersetzen, während andererseits überschüssiger Zwischendampf unbenutzt auspuffen muß. Ein Rückschlagventil soll das Einströmen von Frischdampf aus der Zusatzleitung in den Aufnehmer verhindern.

Das von KNÜTTEL angegebene Verfahren ist ziemlich unvollkommen, da eine selbsttätige, von der Maschinenbelastung unabhängige Regelung der Dampfabgabe, wie sie dem jeweiligen Bedarf entspricht, dadurch nicht ermöglicht wird. Der Vorschlag fand auch

keine weitere Beachtung, muß indes als erste Veröffentlichung zur Kennzeichnung der Aufgabe und des Lösungsweges hervorgehoben werden.

Die Mittel, die der oben genannten Grundbedingung genügen, und die heute fast allgemein für die praktische Durchführung der Zwischendampf-Entnahme angewandt werden, sind erstmals im Jahre 1902 von EBERLE, dem derzeitigen Direktor des Bayerischen Revisionsvereins, in klarer Weise veröffentlicht worden.¹⁾

EBERLE schlägt vor, die Regelung der Arbeitsverteilung auf beide Zylinder entsprechend der Dampfentnahme einem von dem Aufnehmerdruck bewegten Druckregler zu übertragen, der seinerseits den Aufnehmerdruck auf der erforderlichen Höhe erhält, indem er entweder die Einlaßorgane des Niederdruckzylinders, also dessen Füllung, oder bei festeingestellter Füllung ein vor dem Niederdruckzylinder eingeschaltetes Drosselorgan beeinflusst.

Dieser Vorschlag bedingt also, daß die vorübergehenden geringen Schwankungen des Aufnehmerdruckes selbst dazu benutzt werden, die Dampfströmung zum nächstfolgenden Zylinder selbsttätig derart zu beeinflussen, daß ständig nur der zum Heizen nicht benötigte Dampf dem Niederdruckzylinder zuströmt, und daß der Druck in dem vor diesem Zylinder liegenden Aufnehmer praktisch unverändert bleibt. Den Arbeitsausfall im Niederdruckzylinder hat der Geschwindigkeitsregler des Hochdruckzylinders auszugleichen, so daß die Entnahme unabhängig von der Belastung erfolgen kann.

Diese Vorgänge sind auch durch den Wortlaut eines gleichfalls im Jahre 1902 angemeldeten und später erteilten Patentes geschützt; die Erteilung dieses Patentes, die ja auf Seite des Patentamtes sowie anderer Interessenten die Unkenntnis der angeführten Veröffentlichung bedingt, ist bezeichnend für die geringe Bedeutung, die man noch vor 10 Jahren der Zwischendampfverwertung beilegte.

Die Wirkungsweise eines nach obigem Vorschlage arbeitenden „Druckreglers“ ist die folgende: Wird viel Dampf entnommen, sinkt also der Aufnehmerdruck und verursacht eine entsprechende Verstellung des unter diesem Drucke stehenden Reglers, so überträgt sich diese Bewegung verkleinernd auf die Dampfzufuhr, d. h. die Füllung des Niederdruckzylinders, und verursacht so ein Wiederansteigen des Aufnehmerdruckes. Bei Verringerung der Entnahme-

¹⁾ Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereins 1902.

menge tritt der umgekehrte Vorgang ein. Bei Kolbenmaschinen mit Ventilsteuerung wird unmittelbar auf die Einlaßventile des Niederdruckzylinders eingewirkt, bei Schiebersteuerung wird die Dampfzufuhr bereits vor diesem Zylinder abgedrosselt, bei Dampfturbinen wird ein sog. Überströmventil zwischen Hoch- und Niederdruckventil betätigt.

Ausführungsformen der Regelvorrichtungen sowie andere Lösungen des Problems werden auf Seite 15 u. f. besprochen.

Die erste größere Neuanlage, die auf Betreiben und nach den Vorschlägen von EBERLE in der Pschorrbrauerei in München im Jahre 1903 von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg errichtet wurde, hat der breiteren Einführung der Zwischendampfentnahme Bahn gebrochen.

Die genannte Maschinenfabrik, sowie andere führende Dampfmaschinenfirmen Süddeutschlands (SULZER, ESSLINGEN, KUHN und andere mehr) haben dann in den folgenden Jahren, namentlich in der Brau- und Textilindustrie der Schweiz, Bayerns, des Elsaß, Badens und Württembergs günstig arbeitende Anlagen erstellt, also durchweg in Gegenden mit hohen Dampfpreisen. Die Veröffentlichungen über die mit einigen dieser Anlagen erzielten wirtschaftlichen Erfolge, die hauptsächlich in der Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereins erschienen, sollten zur Aufklärung der Industrie und zur Verbreitung der Verfahrens dienen. Zur Klärung der Gesetzmäßigkeiten, denen der naturgemäß erhöhte Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine folgt, wurde im Jahre 1906 eine umfangreiche Versuchsreihe in der dampftechnischen Versuchsanstalt des genannten Revisionsvereins durchgeführt; die in mancher Beziehung wertvollen Ergebnisse der Versuche, die von EBERLE veranlaßt und veröffentlicht¹⁾ wurden, sind auf Seite 96 besprochen; trotz dieser Veröffentlichungen wurde in den in bezug auf Kohlenpreise günstiger gestellten Industriegegenden auch in den folgenden Jahren der Zwischendampfverwertung, wenigstens bei Kolbendampfmaschinen, sehr wenig Interesse entgegen gebracht.

Die Bemühungen einzelner Maschinenfabriken (z. B. RECKE in München-Gladbach, Ascherslebener Maschinenfabrik, Görlitzer Maschinenfabrik) fanden verhältnismäßig geringes Verständnis bis in der jüngstvergangenen Zeit eine Gruppe von Dampfmaschinenfirmen

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 2005.

eine größere Anzahl bezüglicher Patentrechte in ihren Besitz brachte, um als „Konzern für Zwischendampfverwertung“ einen in Fach- und Tageszeitschriften sich widerspiegelnden Kampf gegen andere Firmen aufzunehmen, denen sie die Berechtigung zur Erbauung von Maschinen mit Zwischendampfentnahme abtritt. Dieser zurzeit noch weitergeführte Streit machte den Begriff der Zwischendampfverwertung zunächst als Schlagwort allgemein bekannt und förderte naturgemäß mit dem erwachten Interesse die Anwendung derselben. Fernerhin bewirkte er das Auftauchen von neuen Lösungen, welche eine Verletzung der Schutzrechte des „Konzerns“ zu vermeiden suchten, so daß er in zweifacher Beziehung sich als nutzbringend erwies.

Der Dampfturbinenbau hat frühzeitig den Wert, den die Anpassungsfähigkeit der „Dampfturbine mit Heizdampfentnahme“ an alle Anforderungen der Betriebe mit „gemischtem Energiebedarf“ besitzt, in geschickter Weise zur Propaganda für die Dampfturbine ausgenützt. Der Umstand, daß die Erbauer von Dampfturbinen im wesentlichen ihre Werbetätigkeit auf Großbetriebe richten, die gewöhnlich mit beträchtlich höheren Brennstoffkosten zu rechnen haben als die Verbraucher von Kolbendampfmaschinen, die daher auch für einen wirtschaftlichen Ausbau der Betriebe selbst bei großen Anwendungen leichter zu gewinnen sind, läßt, ebenso wie eine starke Werbetätigkeit, erklärlich erscheinen, daß die Turbine sich auf dem Gebiete der Zwischendampfverwertung verhältnismäßig schneller eingeführt hat.

In der, wie später zu zeigen sein wird, oft nicht ganz einfachen Beurteilung, ob die Einführung der Zwischendampfverwertung einem Betriebe Ersparnisse zu bringen geeignet ist, mag vielleicht ein Grund für das langsame Vordringen des Verfahrens liegen. Des fernern haben auch manche unsachgemäß, d. h. nicht auf Grund einer eingehenden Untersuchung des Kraft- und Wärmebedarfes ausgeführte Anlagen, die natürlich Mißerfolge brachten, an einzelnen Stellen zu einer gänzlichen Verurteilung des Verfahrens geführt. Im allgemeinen fehlen heute noch dem in der Praxis tätigen Betriebs- oder projektierenden Ingenieur, dem die Erfahrungen der ausführenden Maschinenfabriken nicht zugänglich sind, die geeigneten Grundlagen, welche die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Verwendung von Zwischendampf in jedem Einzelfall ermöglichen. Die in der Literatur spärlich und zerstreut enthaltenen Angaben über Dampfverbrauchs-

zahlen, die Grundlage jeder Wirtschaftlichkeitsberechnung, sind als Ergebnisse von Einzelversuchen oder als auf nicht sicherer Grundlage errechnete Werte meist ohne allgemeineren Vergleichswert.

Es soll daher nachstehend versucht werden, zunächst einen Überblick über den praktischen Stand der Zwischendampfverwertung zu schaffen und im Anschluß daran die Wege zu entwickeln, die zur richtigen Einschätzung des Wertes der Zwischendampfentnahme für jeden Sonderfall führen.

II. Ausführungsgrundlagen und Ausführungsformen von Anlagen mit Zwischendampfentnahme.

Die Fig. 5 zeigt die schematische Gesamtanordnung einer für Zwischendampfentnahme eingerichteten Verbundmaschine. Wegen des mit der Entnahme verbundenen starken Wechsels der Triebwerkskräfte, die jeweils vom Hoch- und Niederdruckkolben übertragen werden, wird zweckmäßig die Tandemanordnung der Zylinder gewählt, bei der die von der Leistungsverteilung fast unabhängige Summe der Kolbendrucke auf das gemeinsame Gestänge wirkt. Bei Maschinen mit starker Entnahme ergeben sich infolge der geringen Gegendrucke im Niederdruckzylinder hohe Kolbendrucke, die eine kräftige Konstruktion der Triebwerksteile und Lager bedingen.

Der dem Hochdruckzylinder entströmende Dampf gelangt in den Aufnehmer, von welchem die Entnahmeleitung abzweigt. Der im Aufnehmer herrschende Druck beeinflusst den Druckregler *Dr R*, das wichtigste Organ der Einrichtung für Zwischendampfentnahme. Der Regler überträgt seine von den Schwankungen des Aufnehmerdrucks herrührende Bewegung sinngemäß auf die Einlaßorgane des Niederdruckzylinders. Sinkt der Druck im Aufnehmer bei großer Dampfentnahme, so muß offenbar zur Vergrößerung der verfügbaren Heizdampfmenge dafür gesorgt werden, daß weniger Dampf in den Niederdruckzylinder strömen kann; die Füllung im Niederdruckzylinder wird verkleinert. Damit verringert sich aber auch die Leistung der Maschine, die Umdrehungszahl fällt und der Geschwindigkeitsregler, der die Hochdruckfüllung beherrscht, gibt dem Hochdruckzylinder größere Dampfzuströmung, so daß einerseits die

Leistung und andererseits die in den Aufnehmer strömende Dampfmenge vergrößert wird. Nun wird wieder der Aufnehmerdruck etwas steigen und das Spiel wiederholt sich in umgekehrtem Sinne, bis der Beharrungszustand für die jeweilige Leistung und Dampf-

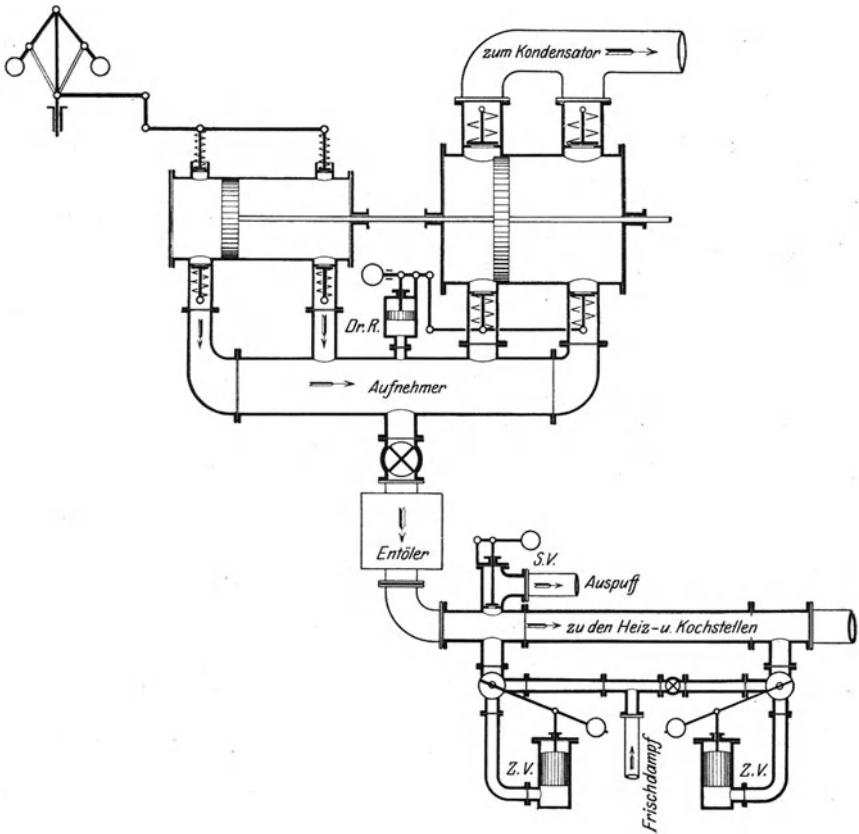


Fig. 5.

entnahme hergestellt ist. Der aus dem Aufnehmer zu Heizzwecken entnommene Dampf hat vor dem Eintritt in die Zuleitungen zu den Verbrauchsstellen einen Entöler zu durchströmen, um, soweit als praktisch möglich, von seinem für die Heizflächenwirkung schädlichen Ölgehalt befreit zu werden; die Grenzen, in denen dies erreicht werden kann, werden auf S. 34 angegeben. Am Beginn der

Heizleitung ist ein an eine Abblaseleitung angeschlossenes Sicherheitsventil eingebaut, das eine durch plötzliche Füllungsvergrößerung oder plötzliches Absperrn von Dampfverbrauchsstellen eintretende unzulässige Steigerung des Aufnehmerdrucks verhindert; mit einer

Drucksteigerung ist die Gefahr des Durchgehens der Maschine verbunden, da der Dampf unter Umgehung des Geschwindigkeitsreglers un-

mittelbar in den Niederdruckzylinder gelangt. Meist wird daher zur erhöhten Sicherheit ein Rückschlagventil zwischen Heizleitung und Aufnehmer angeordnet.

Wie für den seltener eintretenden Fall eines Abdampfüberschusses durch unschädliche Ableitung gesorgt wird, so muß auch dafür Sorge getragen werden, daß bei mangelnder Maschinenleistung der von der Maschine gelieferte Dampf für den Bedarf nicht ausreicht, und der Fehlbedarf durch Frischdampf, der auf den Verwendungsdruck gedrosselt wird, gedeckt werden kann. Dieser Frischdampfzusatz muß natürlich, wie alle anderen Regelvorgänge, selbsttätig erfolgen. Dies wird durch besonders empfindliche Druckminderventile erreicht,

die erst bei einer gewissen, durch den Dampfangel bedingten Unterschreitung des normalen Aufnehmerdrucks in Tätigkeit treten dürfen und sofort wieder sicher abschließen müssen, wenn der Maschinendampf wieder für den Heizbedarf ausreicht, der

Reutlinger, Zwischendampf.

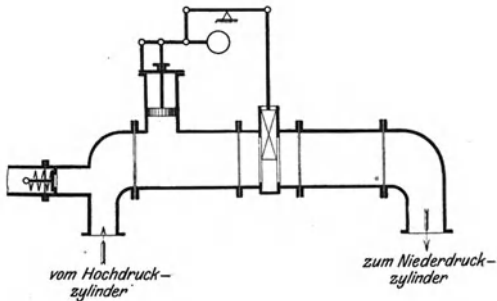


Fig. 6.

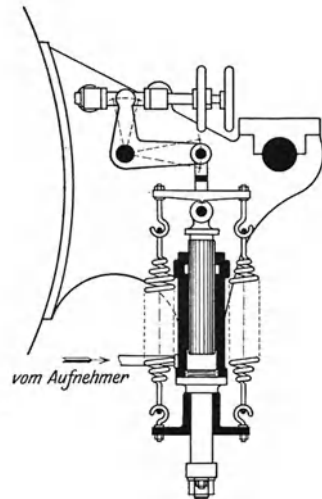


Fig. 7.

normale Druck also erreicht wird. In der Fig. 5 ist die Frischdampfzusatzleitung in zwei Teile gegabelt, deren jeder durch ein Druckminderventil mit der Heizdampfleitung verbunden ist. Das links angeordnete dient für den regelmäßigen Zwischendampfbetrieb, das zweite, für gewöhnlich von der Frischdampfleitung abgesperrte Zusatzventil, ist zweckmäßigerweise vorzusehen für den Fall, daß vorübergehend ohne Zwischendampfbetrieb gearbeitet werden muß, so daß der gesamte Heizdampf als gedrosselter Frischdampf zu-

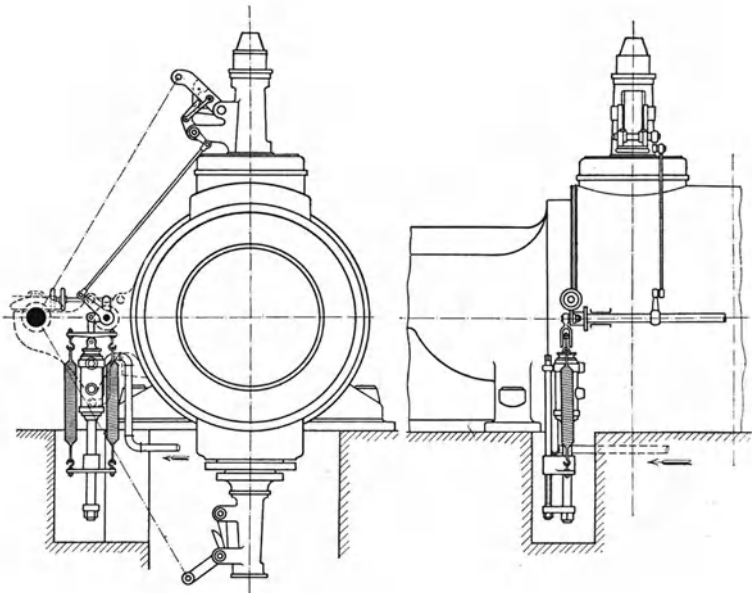


Fig. 8.

zuführen ist. Diese Menge könnte von einem normal bemessenen Ventile allein nicht bewältigt werden.

Das in der Fig. 5 dargestellte Schema bezieht sich auf die heute meist angewandte Ventilsteuerung, die an beiden Zylindern mit Füllungsregelung arbeitet und damit eine möglichst weitgehende Expansion des Dampfes in den vorgesehenen Stufen ermöglicht. Bei Schiebermaschinen mit fest aufgekeilten Exzentrern muß natürlich auf eine Füllungsregelung verzichtet werden. Hier tritt, wie in der Fig. 6 angedeutet, Drosselregelung in Anwendung; ein ebenfalls vom Druckregler gelenktes Drosselorgan vermindert die

Dampfmenge sowie den Anfangsdruck im Niederdruckteil mehr oder weniger, wobei ein Teil des Druckgefälles, statt in Arbeit verwandelt zu werden, vernichtet wird; der Dampfverbrauch ist naturgemäß ungünstiger als bei Füllungsregelung.

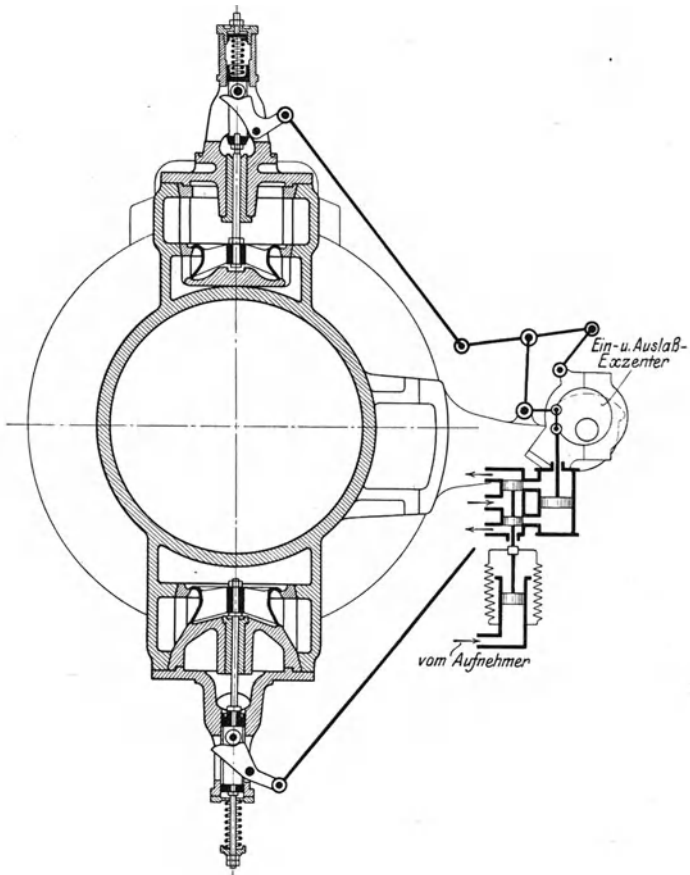


Fig. 9.

Im Anschluß an diese schematische Darstellung, welche der gewöhnlichen Ausführung des „Konzerns“ entspricht und die Hauptorgane: Druckregler zur Beeinflussung der Niederdruckfüllung, Geschwindigkeitsregler für die Zusatzleistung, Frischdampfzusatz- und Abblaseeinrichtung sowie den Entöler erkennen

läßt, seien einige bewährte Ausführungsformen der einzelnen Organe betrachtet. Fig. 7 u. 8 zeigt Form und Anordnung des Druckreglers, wie er von der Maschinenfabrik Augsburg—Nürnberg für Freifallsteuerungen ausgebildet wurde und von deren Lizenznehmern verwendet wird (Ausführungsform von A. Börsig in Tegel). Der Druck-

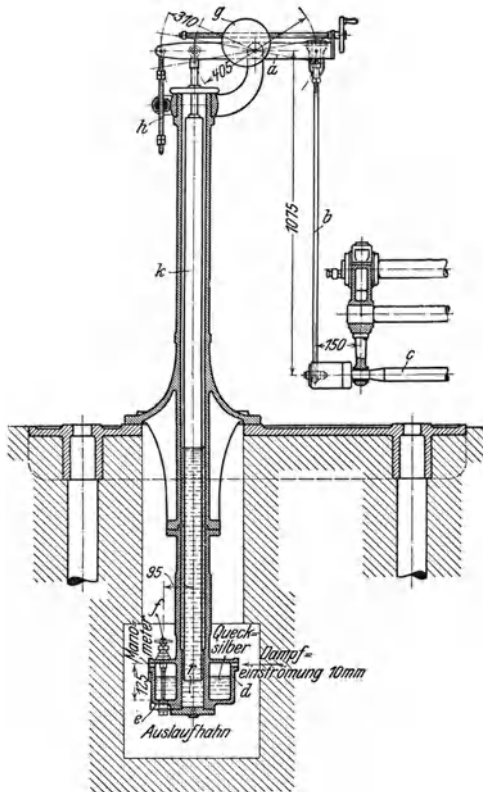


Fig. 10.

regler besteht im wesentlichen aus einem in einem Zylinder beweglichen Kolben, auf dem eine Federspannung ruht, die für den gewünschten Aufnehmerdruck eingestellt wird. Letzterer wird durch eine Verbindungsleitung unter den Kolben geführt und hält die Federspannung das Gleichgewicht. Bei steigendem Druck, also sinkender Entnahme, steigt der Kolben und verdreht eine die Niederdrucksteuerung beeinflussende Welle im Sinne einer Füllungsvergrößerung. Der Aufnehmerdruck kann auch durch Verstellen der Niederdruckfüllung von Hand während des Betriebes verändert werden. Durch Be-

grenzungen des Ausschlages des Verstellhebels wird dafür gesorgt, daß sowohl die erwünschte Mindestfüllung nicht unterschritten, als auch die Höchstfüllung eingehalten wird.

Bei zwangsläufigen Steuerungen, deren Verstellwiderstände erhebliche Kräfte bedingen, wird der Druckregler zur relaisartigen Auslösung von Hilfskräften verwendet, die ihrerseits die Steuerungs-

verstellung vornehmen. Fig. 9 zeigt schematisch die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg angewandte Ausbildung bei der Lentz-Steuerung. Der Druckregler, der durch eine Leitung mit dem Aufnehmer in Verbindung steht, betätigt die Kolbenschiebersteuerung eines Servomotors, der auf die Stellung des Einlaßgestänges einwirkt. In ähnlicher Weise benützt z. B. auch die Görlitzer Maschinenbauanstalt (D. R. P. 188 663) für ihre Wälzhebelsteuerung einen Ölservomotor zur Verstellung der Wälzbahn der Einlaßventilhebel am Niederdruckzylinder.

Die Firma SULZER wendet einen Quecksilberregler an, der in seiner heutigen Ausführungsform in den Fig. 10 u. 11 dargestellt ist.

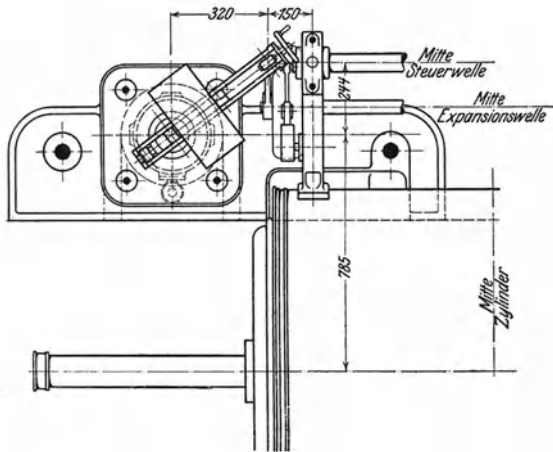
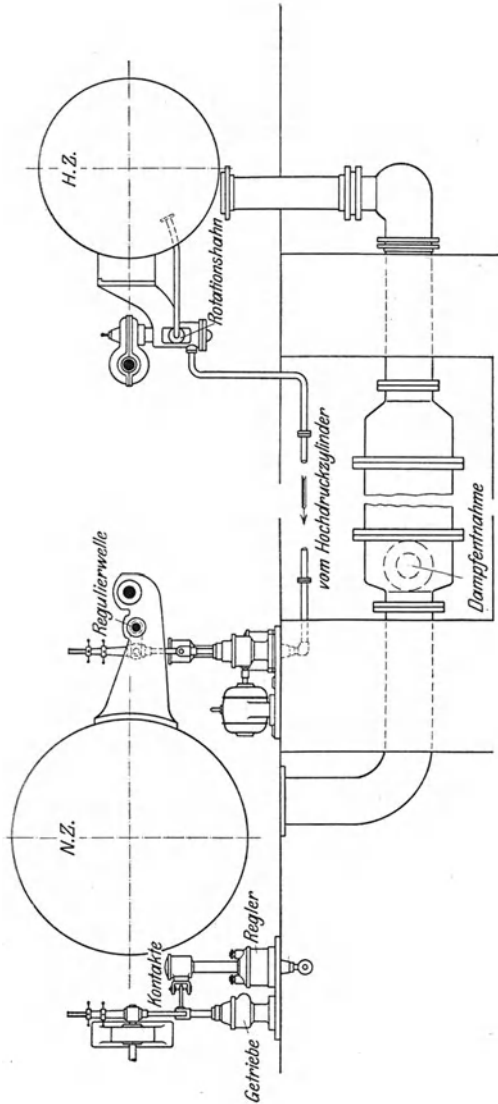


Fig. 11.

Der Aufnehmerdruck wirkt vermittels der abschließbaren Leitung *a* auf den Spiegel des Quecksilberinhaltes im unteren Behälter und beeinflusst die Höhe der durch Öffnung *e* mit dem Behälter kommunizierenden Quecksilbersäule im Rohr *r*. In der letzteren schwimmt reibungslos ein mit Blei ausgegossener Gußkolben *k*. Der Kolben verdreht beim Steigen und Sinken entsprechend dem Aufnehmerdruck unter Vermittlung der Hebel *a* und *b* die Welle *c*, welche die Füllung des Niederdruckzylinders beeinflusst. Der gewünschte Aufnehmerdruck wird mittels eines Laufgewichtes *g* unter Beobachtung eines am Quecksilberbehälter angeschlossenen Manometers eingestellt. Durch eine feine Drosselvorrichtung *ef* kann der Überströmwidderstand des Quecksilbers geregelt und somit plötzliche Druckschwän-

kungen der Zwischendampfleitung in ihrer Wirkung auf den



Schwimmer entsprechend abgedämpft werden. Die Schraube *h* dient zur Einstellung der gewünschten Füllbegrenzungen.

Um den Schutzbereich der Ausführungsmöglichkeiten zu vermeiden, die unter den Anspruch fallen: „Druckregler, die unter dem Einfluß des Aufnehmerdruckes die Niederdruckfüllung beherrschen“, hat man Lösungen angewandt, die zum Teil in einer Umkehrung des in dem Anspruch dargelegten Verfahrens beruhen. Einerseits wird als Regeldruck nicht der Aufnehmerdruck selbst benützt, sondern entweder der Druck bei Kompressionsbeginn im Hochdruck-

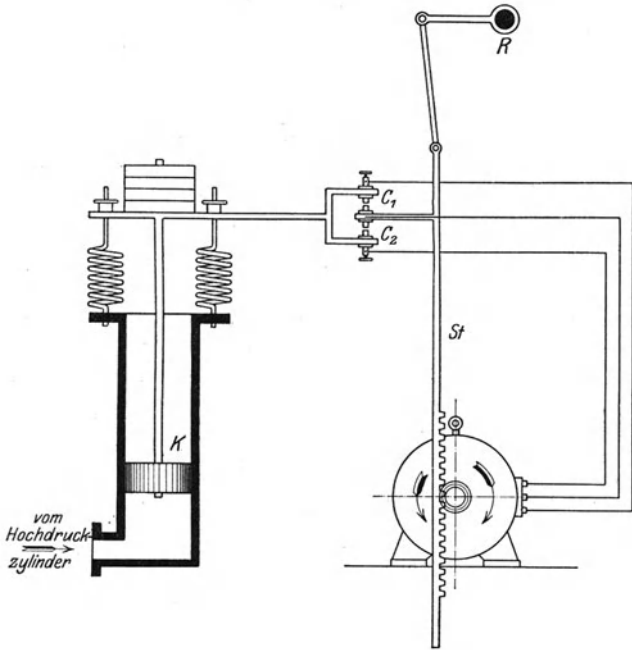


Fig. 13.

zylinder oder bei Expansionsbeginn im Niederdruckzylinder, die beide mit dem Aufnehmerdruck korrespondieren; andererseits übernimmt der Druckregler die Füllungsreglung des Hochdruckzylinders, während der Niederdruckzylinder unter dem Einfluß eines Geschwindigkeitsreglers steht.

Die in Fig. 12 u. 13 dargestellte Ausführung einer Zwischendampfmaschine der Hannoverschen Maschinenbau-Aktiengesellschaft gibt ein Beispiel dafür, daß als regulierender Druck nicht der Aufnehmerdruck, sondern der mit diesem übereinstimmende

Druck bei Kompressionsbeginn im Hochdruckzylinder unter den auch hier verwendeten Regelkolben geleitet wird. Da dieser Druck bei jedem Hub nur in einem einzigen Moment sich ausbilden kann, darf die Kommunikation des Druckreglers mit dem Zylinder keine dauernde sein, sondern wird durch einen Rotationshahn im geeigneten Moment jeweils hergestellt. Der Reglerkolben wirkt nicht unmittelbar auf die Steuerwelle des Niederdruckzylinders, sondern wird durch Zahnstangenübertragung relaisartig zum abwechselnden Öffnen und Schließen der Kontakte zweier Stromkreise benützt, durch deren jeweiligen Schluß ein Elektromotor in der einen oder anderen Drehrichtung anläuft und vermittels Regelstange und Getriebe verdrehend auf die Steuerwelle wirkt.

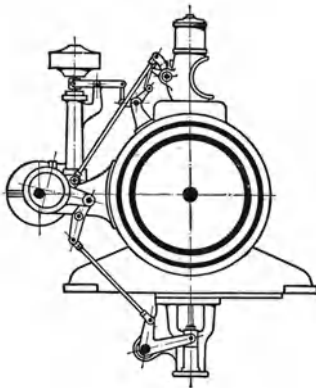


Fig. 14.

Ähnlich benützt die Eßlinger Maschinenfabrik die Hochdruckkompression zur Druckregelung; der Regler wird hier vermittels eines Drehschiebers, der von der Hochdruckauslaßsteuerung betätigt wird, bei Kompressionsbeginn mit dem Hochdruckzylinder verbunden.

Eine Lösung, bei der die Druckabnahme während des Einströmens im Niederdruckzylinder zur Bewegung des Druckreglerkolbens benützt wird, ist der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg geschützt.

Die weiter erwähnte Möglichkeit, umgekehrt wie bei den bisher besprochenen Anordnungen, durch den Druckregler die Hochdruckfüllung zu beeinflussen, und die Zusatzleistung durch einen Geschwindigkeitsregler hingegen dem Niederdruckteil aufzuerlegen, wird von der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. RICH. HARTMANN in Chemnitz angewandt. Die Anordnung einer derartigen Maschine zeigen die Fig. 14, 15 u. 16, der links stehende Schnitt veranschaulicht die Regelung der Zusatzleistung am Niederdruckzylinder der rechtsstehende gibt eine Darstellung des auf die Einlaßorgane des Hochdruckzylinders wirkenden Druckreglers. Derselbe besteht aus zwei durch ein bewegliches Verbindungsstück kommunizierenden

U-förmig angeordneten Rohrschenkeln, die mit Quecksilber gefüllt

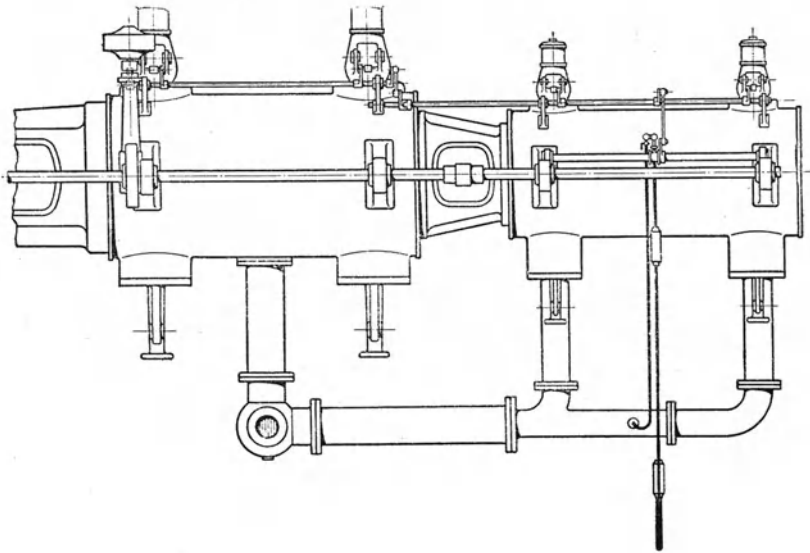


Fig. 15.

sind. Der eine Schenkel steht durch Verbindung mit der Heizleitung unter dem Druck des Zwischendampfes, dessen Schwankungen eine Verschiebung der Quecksilberverteilung in den Röhren verursachen. Die dadurch eintretende Änderung der Gewichtsverteilung wirkt verdrehend auf einen Wagebalken, an dem der Regler aufgehängt ist, und dessen Drehaxe die Füllungseinstellung beeinflusst. Der Regler stellt eine Vereinfachung eines erstmals von der Firma SULZER angewandten Prinzips dar¹⁾ und ist in ähnlicher Form auch von der Ascherslebener Maschinenbau - Akt. - Ges. ausgebildet

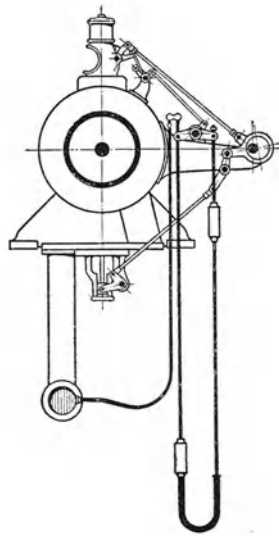


Fig. 16.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 15.

worden; die Druckeinstellung in beliebig enge Grenzen erfolgt durch Gegengewichte und Federn.

Die Maschinenfabrik FRANCO TOSI in Leguano läßt ebenfalls den Druckregler auf die Füllung des Hochdruckteiles, den Geschwindigkeitsregler auf den Niederdruckteil arbeiten¹⁾; sie versieht beide Zylinder mit je einem LENZschen Achsregler; bei fallendem Aufnehmerdruck drückt der Kolben des Reglers auf die Beharrungsmasse des Hochdruckachsreglers und verursacht eine Füllungsvergrößerung; die dadurch eintretende Tourensteigerung führt eine Füllungsverkleinerung im Niederdruckteil herbei.

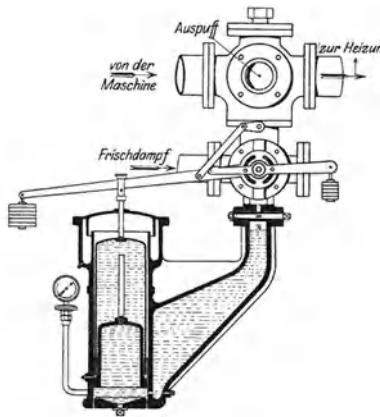


Fig. 17.

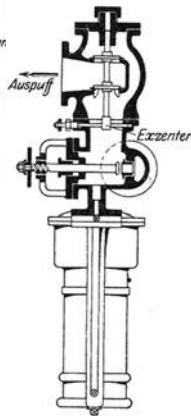


Fig. 18.

Die Einwirkung des Aufnehmerdruckes auf die Hochdruckfüllung ist angeblich einer schnellen Einstellung des Beharrungszustandes für jeden Heizdampfbedarf förderlich.

Die meisten der angeführten Lösungen für die selbstätige Arbeitsverteilung bei Zwischendampfentnahme sind in den Jahren 1906—1910 zum Patentschutz angemeldet worden.²⁾

¹⁾ JOSSE, Neuere Kraftanlagen 1911, S. 52.

²⁾ Bestrebungen, an Stelle des Druckreglers dampfmesserähnliche Konstruktionen zu setzen, die die Füllungsregelung unmittelbar den Schwankungen der Entnahmemenge anpassen, haben nach Ansicht des Verfassers den ausschlaggebenden Nachteil, daß sie die erheblichen Schwankungen des Aufnehmerdruckes bei Leistungsveränderung und namentlich bei Schwankungen des Anfangsdruckes zu verhindern nicht imstande sind.

Als Beispiel eines Frischdampfzusatzorganes sei die in Fig. 17 u. 18 dargestellte bewährte Ausführungsform des Zusatzventils-System CHR. SALZMANN, betrachtet. Dasselbe besteht im wesentlichen aus einem Drosselventil für den Frischdampfeinlaß, das mittels einer steilgängigen Schraubenspindel von einem Schwimmerkolben geöffnet oder geschlossen wird. Fällt der Druck im Aufnehmer, so sinkt der im Quecksilber tauchende Schwimmer des Reduzierventils, der Hebel der Ventilspindel wird gesenkt, öffnet das Ventil und läßt Frischdampf zuströmen, bis der gewünschte Druck erreicht ist. Zur Druckeinstellung dient ein Belastungsgewicht. Mit dem Zusatzventil ist ein gesteuertes Sicherheitsventil zwangsläufig verbunden; tritt im Aufnehmer eine Drucksteigerung über die zulässige Grenze ein, so veranlaßt dieselbe ein Weitersteigen des Schwimmers. Dadurch wird ein Exzenter, das mit dem Ventilhebel starr verbunden ist, betätigt und lüftet den Kegel des Doppelsitzventiles. Der Dampf entweicht durch die Auspuffleitung, bis die Drucksteigerung beseitigt ist, und der sinkende Schwimmer das Abblaseventil schließt.

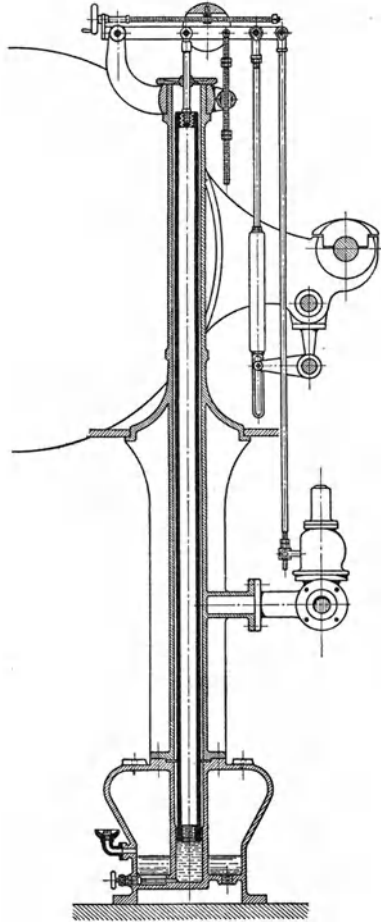


Fig. 19.

Die Fig. 19 zeigt die Kupplung des oben geschilderten SULZERSCHEN Druckreglers mit einer zwangsläufigen Frischdampfbeimischung, die von dem Hebel *a* betätigt wird, sobald die kleinste Füllung des Niederdruckzylinders erreicht ist und der Schwimmer noch weiter sinkt.

Für Schiebermaschinen, bei denen die Niederdruckfüllung konstant bleibt, erscheint das in Fig. 20 dargestellte Druckreglerventil mit Frischdampfzusatz-Vorrichtung von J. C. ECKARDT geeignet. In dem Ventil wird senkrecht zur Dampfdurchgangsöffnung ein entlasteter Doppelkolben durch eine schwache Feder schwebend erhalten. Eine zweite stärkere Feder dient unter Vermittlung einer Druckschraube zur Einstellung des gewünschten Aufnehmerdrucks. Der obere Kolben gibt je nach seiner von der Entnahmemenge bedingten Stellung mehr oder weniger Öffnung für den Dampf zu einem Ring-

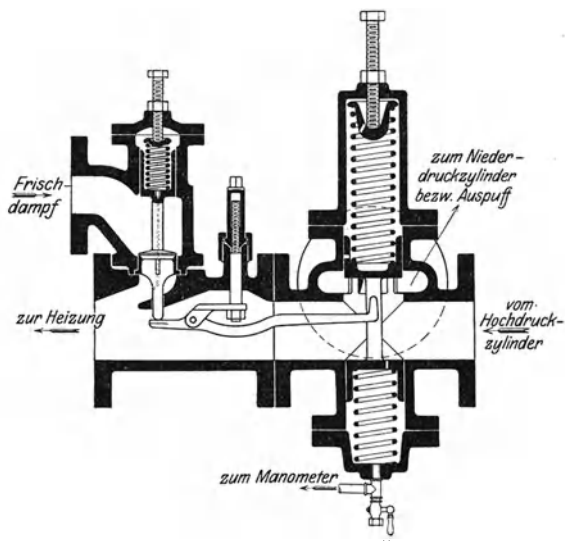


Fig. 20.

kanal, der zum Niederdruckzylinder führt, Wegen der völligen Entlastung beider Kolben muß der Dampfdruck durch eine kleine Öffnung unter den unteren Kolben geleitet werden. Für den Fall des Dampf mangels, also ständig sinkenden Aufnehmerdruckes, ist der Schwebekolben unmittelbar mit der Ventilspindel eines Frischdampfzusatzventiles verbunden. Beim Sinken des Druckes in der Abdampfleitung fällt der Druckreglerkolben und drückt auf den Doppelhebel, so daß der Hebelarm den Ventilkegel des Zusatzventiles anhebt und Frischdampf so lange zuläßt, bis der normale Druck wieder hergestellt ist. Die Dampfeinströmung ist düsenartig ausgebildet, um eine Abdampfstauung zu verhindern. Das Zusatz-

ventil kann ebenfalls von außen für beliebigen Druck eingestellt werden.

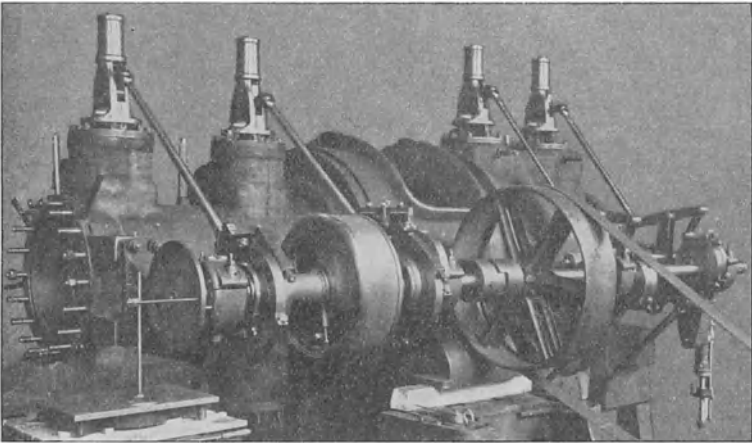
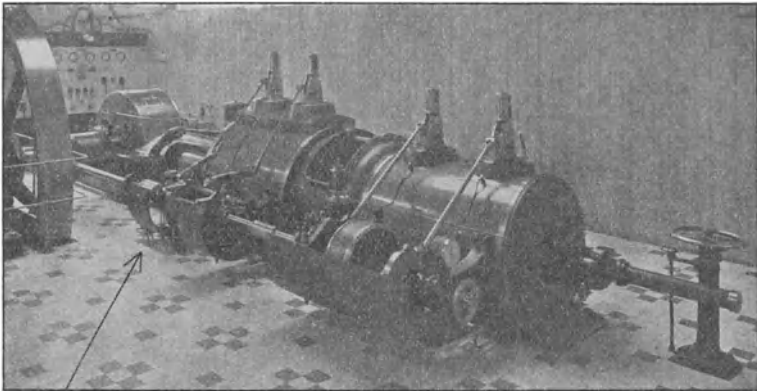


Fig. 21.

Die Fig. 21 zeigt in anschaulicher Weise die einzelnen Steuerungs- und Regelteile einer 600—800-pferdigen Zwischendampfmaschine mit LENTZ-Ventilsteuerung der Maschinenfabrik Augs-



Druckregler

Fig. 22.

burg-Nürnberg (das Bild ist während des Ausprobierens der Steuerung aufgenommen, die auf der Steuerwelle sitzende Riemenscheibe ist nur zu diesem Zwecke aufgebracht). Der Achsenregler

der Hochdruckzylinder und der Druckregler am Ende der Steuerwelle des Niederdruckzylinders sind deutlich erkennbar; die Spannfedern fehlen bei letzterem noch.

Die Fig. 22 zeigt eine ausgeführte Zwischendampfanlage (700—900 PS.) der gleichen Firma mit Achsenregler am Hochdruckzylinder, die sich äußerlich von einer normalen Verbundmaschine lediglich durch den am linken Ende der Steuerwelle sichtbaren Druckregler unterscheidet.

Den Dampfturbinen für Heizdampfentnahme, auch Anzapfturbinen genannt, kann der Heizdampf selbstredend in einer

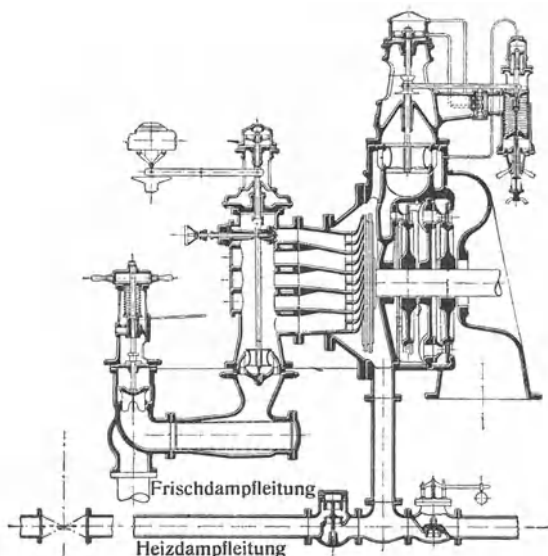


Fig. 23.

beliebigen Druckstufe entzogen werden; auch eine gleichzeitige Entnahme an mehreren Stellen, also von Dampf verschiedenen Druckes, läßt sich ermöglichen. Der Anzapfraum muß zur leichteren Druckeinstellung bei Belastungs- oder Entnahmeschwankungen durch Einbau einer Zwischenwand von den Niederdruckstufen abgeschlossen sein. Im übrigen erfolgt Druckregelung und Arbeitsverteilung auf Hoch- und Niederdruckteil in der gleichen Weise und durch ähnliche Organe wie bei der Kolbenmaschine.

Die Fig. 23 zeigt schematisch die von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft gewählte Anordnung. Die Dampf-

entnahme erfolgt hinter der in einem einzigen Rade ausgenützten Hochdruckstufe (normales Gefälle von 12 Atm. und 300° auf 3 Atm.).

Der nicht entnommene Dampf muß vor dem Eintritt in den Niederdruckteil eine Regelvorrichtung durchströmen, die auf dem Turbinengehäuse sitzt. Dieses „Überströmventil“ wird vom Druck in der Heizkammer betätigt, in der Weise, daß durch Zwischenschaltung eines Druckölservomotors das Ventil bei steigender

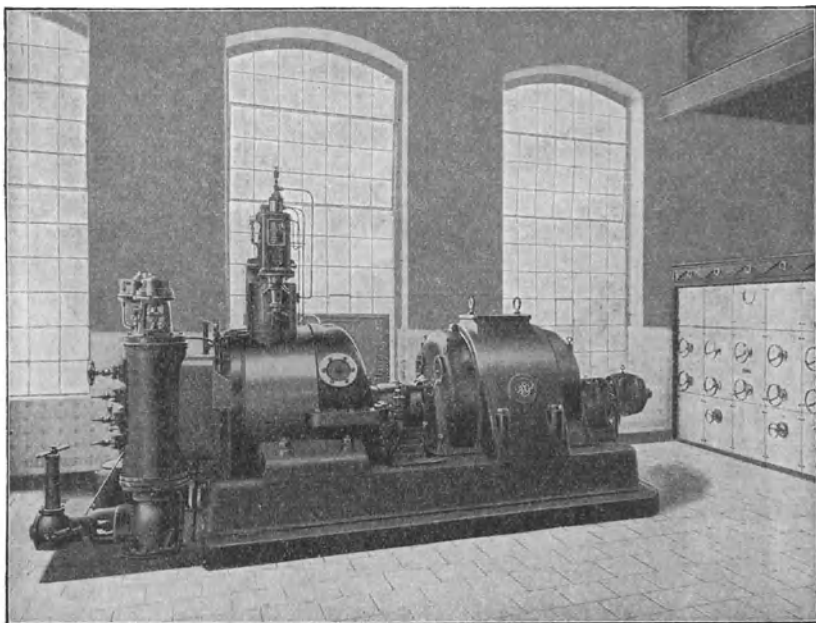


Fig. 24.

Entnahme mehr geschlossen, bei fallender weiter geöffnet wird, so daß in der Entnahmekammer gleichbleibender Druck gewahrt bleibt. Die veränderliche Zusatzleistung des Hochdruckteiles wird von einem empfindlichen Geschwindigkeitsregler eingestellt, der dafür sorgt, daß die Entnahmemenge zwischen Null und einem Höchstwerte ohne Leistungsbeeinträchtigung schwanken kann. Der Regler kann hierbei, wie in der Figur angedeutet, die Frischdampfzuströmung durch Verstellung eines Drosselorganes oder günstiger durch Zu- und Abschalten von Düsen beeinflussen. Selbsttätiger Frischdampfzusatz

und Abblasemöglichkeit wird wie bei Kolbenmaschinen vorgesehen, außerdem ist die Anordnung eines Rückschlagventils zwischen Heizleitung und Turbine erforderlich.

Die Fig. 24 zeigt eine Ausführung einer der schematischen Zeichnung entsprechenden Anzapfturbodynamo der Allgemeinen

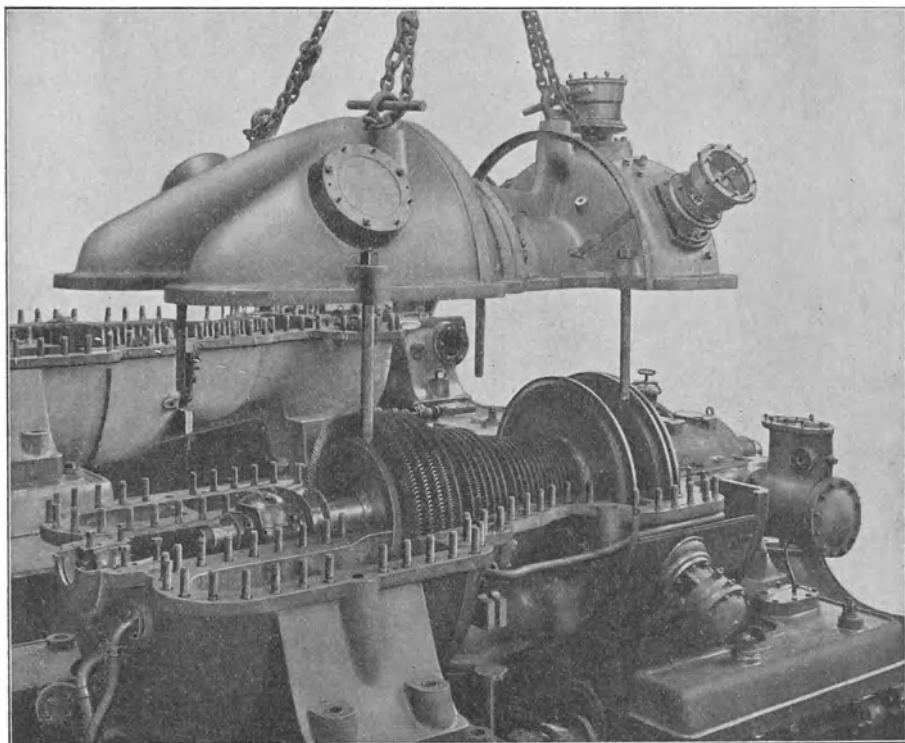


Fig. 25.

Elektrizitätsgesellschaft, die alle Regelglieder deutlich zur Anschauung bringt.

In der Fig. 25 ist eine in Montage befindliche SULZERsche Anzapfturbine abgebildet, deren Hochdruckteil aus 2 Aktionsrädern besteht, während die Niederdruckstufen mit Reaktionswirkung arbeiten. Der Heizdampf wird in der Kammer zwischen den beiden Aktionsrädern entnommen. Die Druckregelung erfolgt, wie bei der

Kolbenmaschine, durch einen Quecksilberregler, der in der Figur nicht ersichtlich ist.

Die Fig. 26 ist der schematische Schnitt einer Anzapfturbine der Aktiengesellschaft BROWN, BOVERI & Co., bei welcher die Entnahme in einer späteren Stufe erfolgt. *A* bezeichnet den Frischdampfeintritt, *B* einen Überlastungskanal und *C* die Entnahmestelle. Vor der Entnahmestelle ist die Turbine bei *D* durch einen Labyrinthkolben abgeteilt. Das Druckregelventil *E* steht auf der oberen Seite unter einem derart gewählten Druck, daß durch seine dadurch bedingte Stellung der Entnahmedruck unterhalb des Ventils gleichbleibend erhalten wird.

Die Einschaltung eines Dampfentölers erübrigt sich bei der Dampfturbine, da der Dampf bekanntlich keine Gelegenheit zur Vermischung mit Schmieröl hat, während bei Kolbenmaschinen der Ölgehalt des Dampfes unbedingt weitgehend zu verringern ist. Mit den heute auf dem Markt befindlichen Dampfentölnern gelingt die

Reutlinger, Zwischendampf.

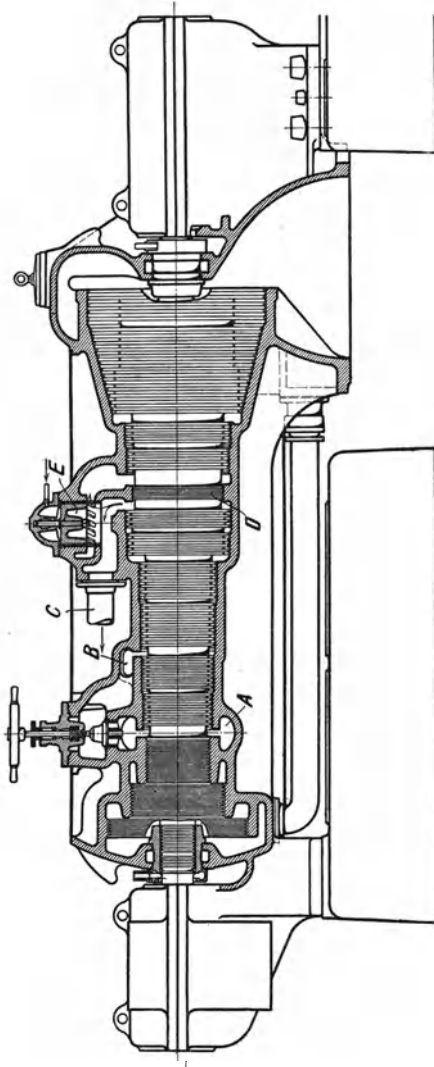


Fig. 26.

Entölung gerade bei den für die Heizedampfentnahme bedingten höheren Spannungen bei nicht zu fetthaltigem Öl, selbst bei höher überhitztem Dampf, in befriedigendem Maße. Entöler, deren Wirksamkeit bei Kondensationsbetrieb noch ungenügend ist, ergeben nach Versuchen des Bayrischen Revisions-Vereins bei Drucken über 2 Atm. abs. eine Entölung auf 10—15 g Öl in 1000 kg Dampf. Dieser Ölgehalt erlaubt noch einen einwandfreien Dauerbetrieb der Heizflächen. Zur unmittelbaren Berührung mit dem zu erwärmenden Stoffe, wie bei Dampfturbinen, ist der Dampf jedoch selbst nach der Entölung meist nicht geeignet. Des weiteren sind diese geringen Ölmengen auch nicht unbedenklich, wenn das Zwischendampfkondensat zur Kesselspeisung verwendet wird; das Niederschlagswasser wird vielmehr zweckmäßig vor Eintritt in die Kessel durch Zwischenschaltung von Koks- oder Holzwoollfiltern, sowie von Absetzbehältern tunlichst weiter von seinem Ölgehalt befreit.

Die Fig. 27 u. 28 bezw. 29, 30 u. 31 der Tafeln stellen je eine zeitgemäß ausgeführte Anlage mit Kolbenmaschinen und Dampfturbinen für Zwischendampfverwertung dar und sollen hauptsächlich die zweckmäßig zu wählende Gesamtanordnung veranschaulichen, die sich natürlich in jedem Einzelfall den örtlichen Verhältnissen anpassen muß.

Die Fig. 27 und 28 zeigen Grundriß und Aufriß einer von der Firma Gebrüder SULZER in einer Textilfabrik ausgeführten Dampf-anlage von 1000—1600 PS. Leistung. Die aus 9 Flammrohrkesseln von je 61 qm Kessel- und 50 qm Überhitzerheizfläche bestehende Dampferzeugungsanlage ist mit Rücksicht auf vorhandene Gebäude in zwei Gruppen zu beiden Seiten des Maschinenraumes angeordnet. Zur Zugerzeugung ist für jede Gruppe ein eigener Schornstein errichtet, dessen Saugwirkung von einem elektrisch angetriebenen Ventilator verstärkt wird. Die Abwärme der grösseren Kesselgruppe wird in einem Rauchgasvorwärmer von 384 qm Heizfläche zur Speisewassererwärmung ausgenützt, während die der anderen Gruppe in einem 300 qm grossen Überhitzer zur Trocknung und Überhitzung des entnommenen Zwischendampfes herangezogen wird.

Der Abdampf der im Kesselhaus angeordneten Speisepumpen erwärmt in einem Vorwärmer von 10 qm Heizfläche das kalte Speisewasser vor dessen Eintritt in den Economiser, um ein Anrosten des letzteren zu verhindern.

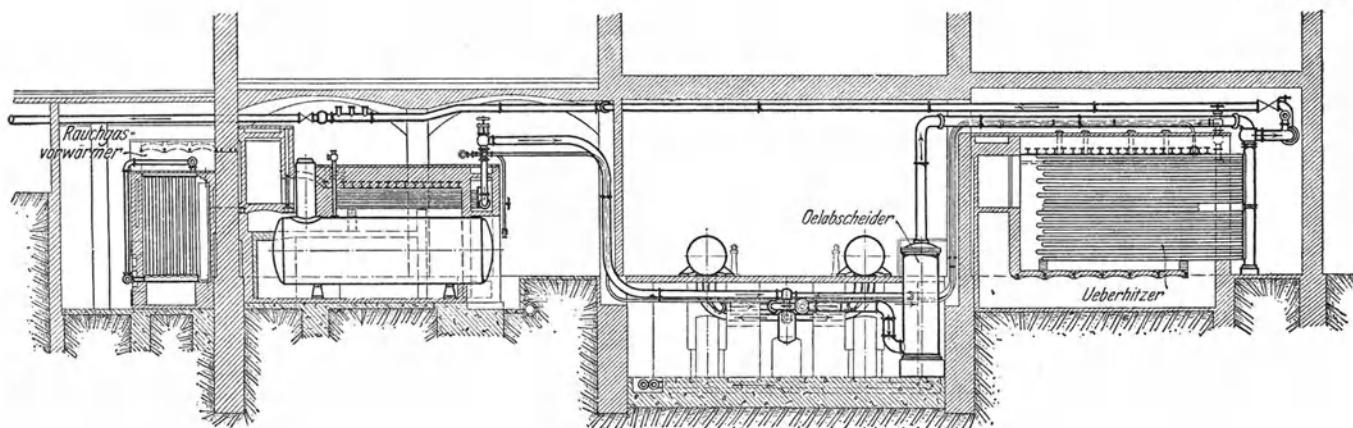
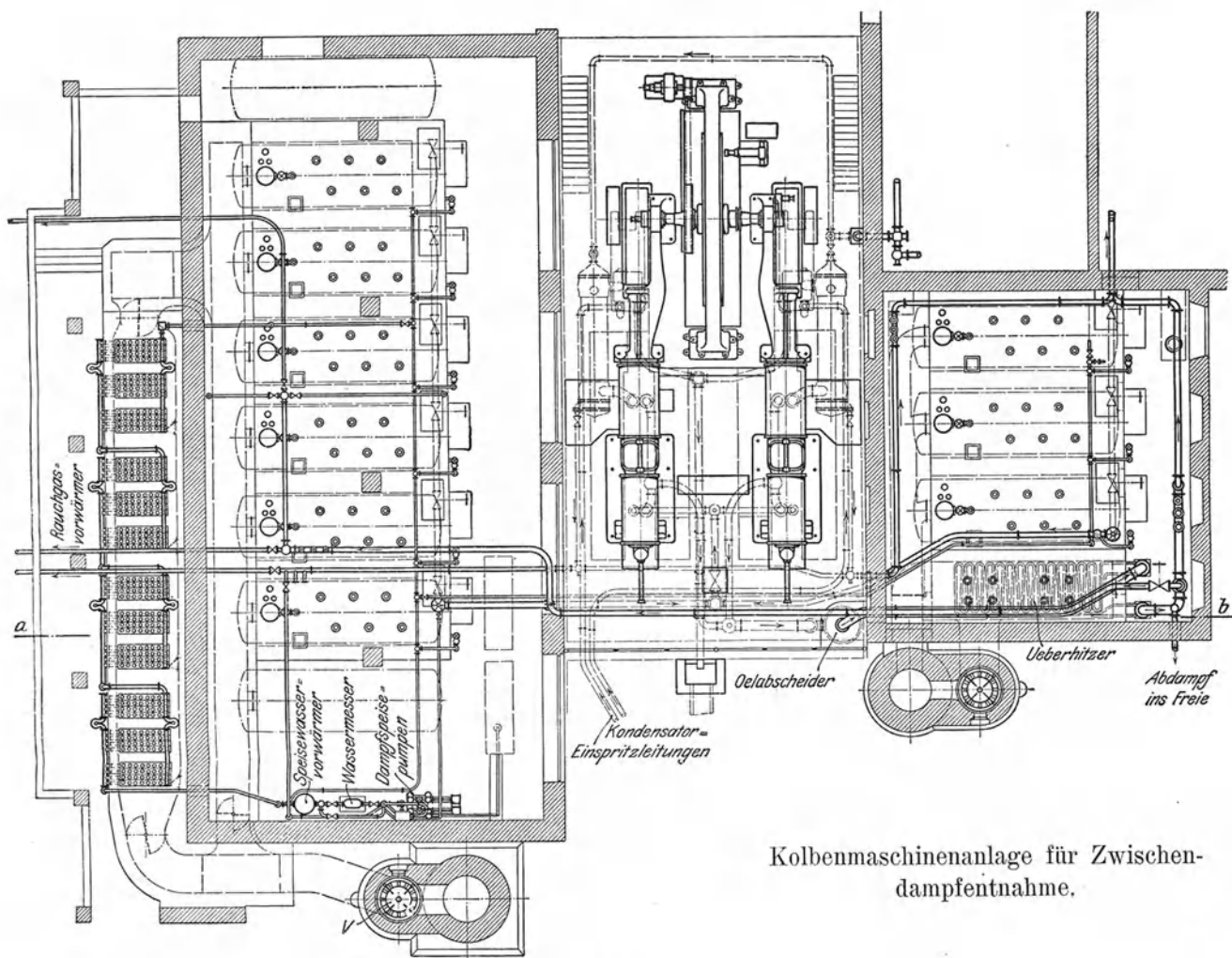


Fig. 27.



Kolbenmaschinenanlage für Zwischen-
dampfentnahme.

Fig. 28.

Zur Krafterzeugung und Heizedampfabgabe sind zwei auf gemeinsame Welle arbeitende Zwillingsverbundmaschinen aufgestellt; bei 1300 mm Hub und 107 minutlichen Umdrehungen besitzen die Hochdruckzylinder 480 mm, die Niederdruckzylinder 640 mm Durchmesser, das Zylinderverhältnis beträgt also 1 : 1,79.

Die von den Aufnehmern beider Maschinen abzweigenden Heizedampfleitungen, aus denen Dampf von etwa 1,5 Atm. entnommen wird, vereinigen sich innerhalb des Maschinenhauses, um nach Durchgang durch einen Entöler den Dampf zu dem erwähnten Überhitzer zu führen. Hinter dem Überhitzer wird der Heizedampf zu den teilweise weit entfernten Verbrauchsstellen für Heiz- und Kochzwecke geführt, wobei der Wärmeverlust in den Leitungen hauptsächlich durch Überhitzungswärme gedeckt und den Verbrauchsstellen selbst möglichst trockener Dampf zugeführt werden soll. Eine an der Austrittsstelle aus dem Überhitzer angeordnete selbsttätige Frischdampfzusatzvorrichtung erwies sich als unnötig, da der Zwischendampf stets zur Deckung des Wärmebedarfes ausreichte. Zur Vermeidung einer unzulässigen Drucksteigerung in der Entnahmeleitung ist hinter dem Überhitzer eine Abblasevorrichtung angeordnet. Bei Außerbetriebsetzung der Entnahmevorrichtung können die Verbrauchsstellen unmittelbar von den Kesseln aus durch die ersichtlichen Reserveleitungen versorgt werden. Der nicht entnommene Dampf wird nach Arbeitsleistung im Niederdruckzylinder in einem Vorwärmer zur Warmwasserbereitung herangezogen und gelangt schließlich zur Einspritzkondensation.

Die in dieser Anlage durchgeführten lehrreichen Dampfverbrauchsversuche sind auf Seite 89 u. f. besprochen.

Die Fig. 29—31 der Tafel zeigen eine von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft ausgeführte Anlage für Heizedampfantnahme zweier Drehstrom-Turbodynamos für 600 und 800 KW.-Leistung. Jedes Aggregat besitzt eine eigene, unmittelbar unter der Turbine angeordnete Oberflächenkondensation mit elektrisch angetriebener Naßluftpumpe. Die Kühlwasserversorgung erfolgt durch zwei entfernt liegende elektrisch angetriebene Pumpen; jede derselben reicht allein zur Förderung des gesamten Wasserbedarfes aus, wie auch zur Erhöhung der Sicherheit zwei vollständig getrennte Kühlwasserleitungen vorgesehen sind. Das erwärmte Kühlwasser fließt hier durch einen Kanal ab.

Vor jeder Turbine ist ein Wasserabscheider nebst Kondensatopf eingebaut. Hinter dem Abscheider ist ein Absperrventil angeordnet, so daß bei abgeschalteter Turbine das in der Leitung entstehende Kondensat sich im Wasserabscheider, dem tiefsten Punkt der Leitung, sammeln kann.

Die Frischdampfleitung schließt an das Hauptabsperrentil der Turbine an, welches mit einer Schnellschlußauslösung verbunden ist, die bei Überschreitung der normalen Tourenzahl um 10% den Dampfeintritt absperrt. Vom Hauptabsperrentil strömt der Dampf durch ein unter dem Riffelblechbelag angebrachtes Sieb unter dem Einfluß der Drosselregelung zu den Düsen.

Bei Betrieb ohne Heizdampfentnahme gelangt der Dampf der Anzapfstufe durch das voll geöffnete Überströmventil in den Niederdruckteil und Kondensator. Bei Betrieb mit Heizdampfentnahme regelt das Überströmventil die Dampfmenge der Anzapfstufe derart, daß der nicht zu Heizzwecken benötigte Dampf zum Niederdruckteil übertreten kann und dort weitere Arbeit verrichtet. Die Kondensation ist dauernd angeschlossen. Die Naßluftpumpe drückt das Gemisch aus Luft und Kondensat in den Entlüftungstopf, von dem die Luft in das Freie entweicht, während das völlig ölfreie Kondensat dem Kesselspeisewasserbassin zufließt.

Zwischen Turbine und Kondensator ist für zeitweiligen Auspuffbetrieb ein Vakuumschieber eingebaut, welcher vom Maschinenausflur bedienbar ist. Der Abdampf entweicht durch die an dem Vakuumschieber angeschlossene Auspuffleitung nach Eröffnung des selbsttätigen Auspuffventiles ins Freie; bei einer Störung der Kondensation wirkt das Auspuffventil gleichzeitig als Sicherheitsventil.

Oberhalb des Vakuumschiebers ist eine Wasserstopfbüchse in die Verbindungsleitung zwischen Turbine und Kondensator eingebaut, um freie Ausdehnung der Leitung zu ermöglichen.

Die Turbinen sind an eine gemeinsame Heizdampfleitung angeschlossen, die in einen Pufferkessel mündet. Dieser soll die Dampfstöße ausgleichen, welche durch schwankende Belastung der Turbinen oder durch unregelmäßige Heizdampfentnahme auftreten können.

Vor jeder Turbine befindet sich in der Heizdampfleitung ein Rückschlagventil, um das Übertreten des Heizdampfes aus der Leitung in eine abgestellte Turbine zu verhindern.

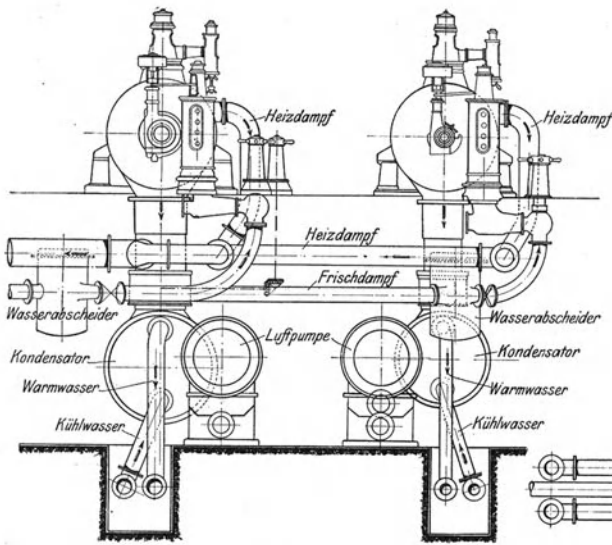


Fig. 30.

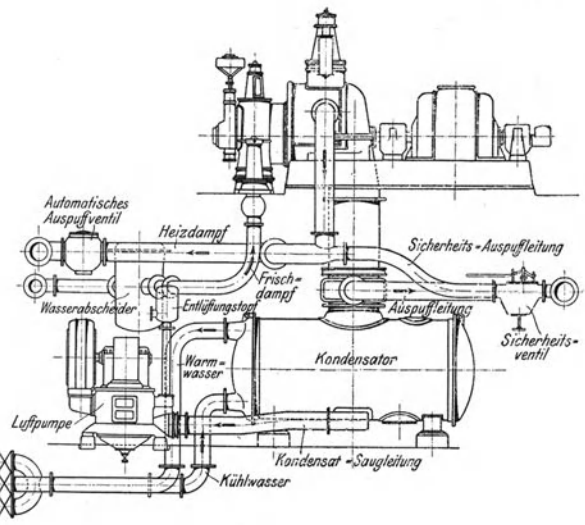


Fig. 31.

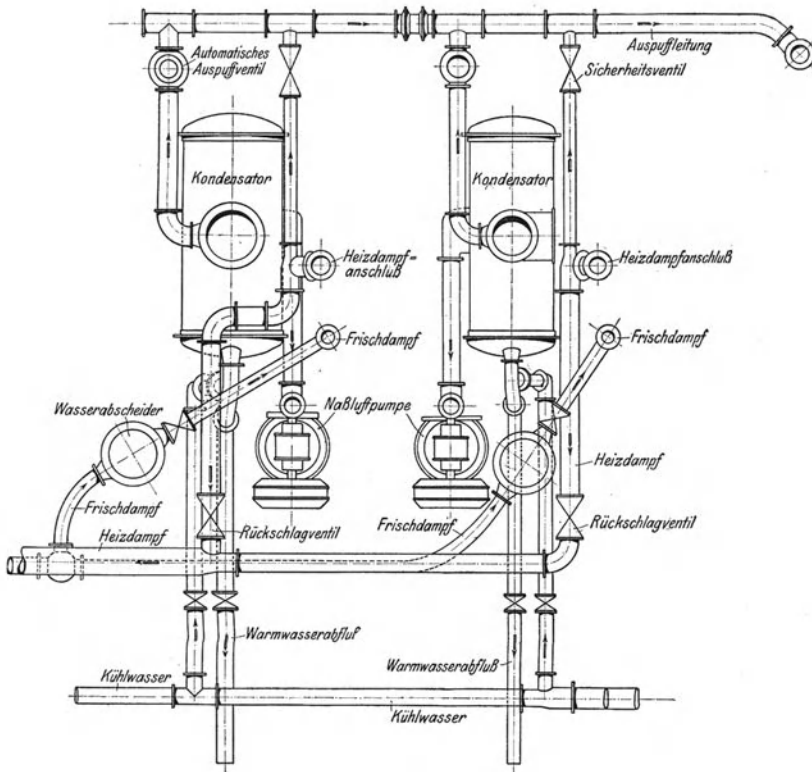


Fig. 29.

Dampfturbinenanlage für Heizdampfentnahme.

Ferner besitzt die Heizdampfleitung jeder Turbine ein Sicherheitsventil, welches dem hochgespannten Dampf, der bei geringer Belastung der Turbine zeitweise durch ein Reduzierventil der Heizdampfleitung zugesetzt wird, den Eintritt in die Turbine verwehrt.

Die Sicherheits-Auspuffleitung ist an die ins Freie mündende Hauptauspuffleitung angeschlossen.

Das von den Lagern abfließende Öl gelangt nach Abscheiden des Wassers in einen Sammler und nach Durchgang durch ein Sieb in einen tiefstehenden Ölkühler, von dem es wieder zu den Lagern gepumpt wird. Die Kühlluft wird für beide Turbinen getrennt von Ventilatoren, die zu beiden Seiten des Rotors aufgesetzt sind, durch je ein Filter gesaugt und in die Luftkanäle der Generatoren gedrückt. Die erwärmte Luft entweicht durch Kanäle ins Freie und kann im Winter zur Raumheizung herangezogen werden.

Im Anschlusse an die Betrachtung der heutigen Ausführungsformen der Zwischendampfverwertung sollen noch Bestrebungen kurz besprochen werden, die bis jetzt zu einer praktischen Bewährung noch nicht geführt haben, die aber immerhin als Erweiterungsmöglichkeit für das Anwendungsgebiet erwähnenswert erscheinen: die Bestrebungen, auch der Einzylinderkolbenmaschine einen Teil des Arbeitsdampfes bei höherem Druck zu entziehen. Dadurch würden auch Anlagen mit kleinerem Kraftbedarf, namentlich Locomobilbetrieben, die Vorteile der Zwischendampfverwertung zugänglich gemacht, des ferneren würde auch die Gleichstromdampfmaschine zur Heizdampfabgabe herangezogen werden können.

SONNLEITHNER schlägt vor, die früher besprochene Kuppelung einer Kondensationsmaschine und einer Gegendruckmaschine für Dampfabgabe in einem einzigen Zylinder zu vereinen. Der Heizdampf wird der einen mit der nötigen Gegenspannung arbeitenden Zylinderseite entnommen, während die andere Seite mit Kondensation betrieben wird, so daß also zwei einfach wirkende Maschinen in einem Zylinder arbeiten. Die Auslaßorgane müssen getrennt gesteuert und an getrennte Leitungen angeschlossen werden; die Regelung der Leistungsverteilung und des Gegendruckes erfolgt in bekannter Weise wie bei getrennten Maschinen.

Ein anderer, der Berliner A.-G. für Eisengießerei und Maschinenfabrikation geschützter Vorschlag geht dahin, in der normal mit Kondensation arbeitenden Maschine gegen Ende der Expansion durch einen gesteuerten Drehschieber einen Teil des

Arbeitsdampfes Gelegenheit zum Entweichen in die Heizleitung zu geben und den Rest nach Wiederabschluß des Schiebers im Kondensator niederzuschlagen.

Prof. STUMPF schlägt zur Dampfentnahme aus Gleichstromzylindern den Anschluß von Anzapfleitungen an der Stelle des gewünschten Druckes vor, deren Anschlußschlitze durch den Arbeitskolben freigegeben werden, und die nach Öffnung eines Rückschlagventils einen Teil des Arbeitsdampfes in die Heizleitungen entlassen.

Die beiden letzten Vorschläge haben den grundsätzlichen Nachteil, daß gleichbleibender Anzapfdruck nur bei konstanter Leistung, die also an der Anzapfstelle stets gleiche Expansionsendspannung ergibt, erreichbar ist, und daß bei einer Unterschreitung der dem Heizungsdruck entsprechenden Belastung eine Entnahme nicht möglich ist.

III. Die thermischen Eigenschaften des Wasserdampfes und des Arbeitsvorganges in der Dampfmaschine in ihrer Beziehung zur Zwischendampfentnahme.

Der Nutzen der Abdampf- und Zwischendampfverwertung wurde vorstehend dadurch begründet, daß der aus der Maschine entweichende Dampf mit einem verhältnismäßig großen Wärmeinhalt einer weiteren Verwendung zugeführt wird, so daß die Gesamtausnutzung des Brennstoffes eine Steigerung erfährt. Zur Veranschaulichung der geringen Wärmeausnutzung in der Maschine selbst dienen Wärmebilanzbilder, die nach dem Vorgange von SANKEY die Brennstoffwärme als Hauptstrom und die nutzbar umgesetzte Wärme bzw. die Einzelverluste als Abzweige dieses Stromes in ihrer Größenordnung darstellen. Die Fig. 32 entspricht der Bilanz einer Kondensationsdampfmaschine, die mit Frischdampf von 12 Atm. und 300° C. arbeitet. Die Betrachtung der unverhältnismäßig hohen Abwärmemengen legt die Frage nach dem Grunde der Notwendigkeit nahe, derartige Wärmemengen mit hoher Temperaturstufe in die Maschine hineinzuschicken, sie als Ballast und allen Verlustmöglichkeiten ausgesetzt durchzuschleppen, um sie dann unbenutzt und in ihrem Werte

vermindert wieder zu entfernen. Diese Notwendigkeit ist begründet in den Eigenschaften der Umwandlungsprozesse der Wärmeenergie in mechanische Energie. Es ist eine von CLAUDIUS abgeleitete Grund-erkenntnis der mechanischen Wärmelehre, daß man, um überhaupt Wärme in mechanische Arbeit verwandeln zu können, mit einem Überschuß an Wärme arbeiten muß. Es ist dies eine Parallel-erscheinung zur Umsetzung gewisser chemischen Energieen, bei der eines der Reagenzien ebenfalls im Überschuß zugesetzt werden muß, um eine Teilumsetzung zu ermöglichen. Bei der Wärmeumwandlung

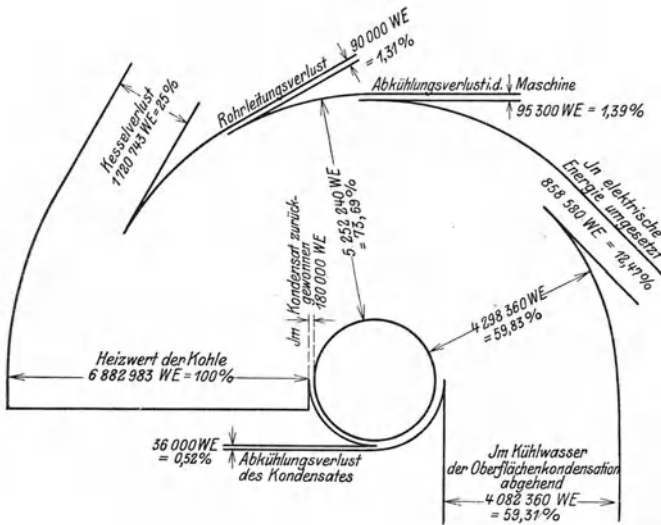


Fig. 32.

in Kraftmaschinen bezeichnet man das Verhältnis der in Arbeit verwandelten Wärme zur gesamten der Maschine zugeführten Wärme als thermischen Wirkungsgrad.

$$\frac{W_{ges} - W'}{W_{ges}} = \frac{W_i}{W_{ges}} = \eta_t.$$

Den nicht in Arbeit verwandelten und nicht nach außen verloren gegangenen Teil der Wärme, W' , dessen Größe von der Art des Arbeitsprozesses und des Wärmeträgers abhängig ist, kann man im weitesten Sinne als Abwärme bezeichnen. Bei den motorischen Prozessen werden als Wärmeträger Gase oder Dämpfe benützt. Die Abführung der nicht in Arbeit verwandelten Wärme geschieht be-

kanntlich, im Gegensatz zum theoretischen Idealprozeß, nicht durch Abkühlung, sondern durch Ausströmen des Wärmeträgers mit seinem Wärmeinhalt aus der Maschine.

Das Bestreben zur Hebung der Wirtschaftlichkeit der Wärmekraftmaschinen kann nun in zwei Richtungen gehen: erstens nach größtmöglicher Steigerung des nutzbar umgewandelten Teiles W_i der Wärme, und zweitens nach möglichst weitgehender anderweitiger Ausnutzung der nicht unwandelbaren Wärme W' . Rein wärme-mechanisch betrachtet, müßte bei vollständiger Ausnutzung dieser Abwärme die Krafterzeugung am wirtschaftlichsten sein, die den geringsten prozentuellen Abwärmeverlust, also den höchsten thermischen Wirkungsgrad besitzt. Es würde also, um diesem nahe-liegenden Gedankengang zu folgen, der Betrieb einer Sauggasanlage mit 25 % thermischem Wirkungsgrad oder eines Ölverbrennungs-motors mit 35 % Brennstoffausnutzung, bei der immerhin auch hier möglichen vollständigen Abwärmeausnutzung, nutzbringender sein als der Gegendruckbetrieb einer Dampfmaschine mit Abdampfverwertung, bei welchem die Wärmeausnutzung in der Maschine auf 4—6 % herabsinkt.

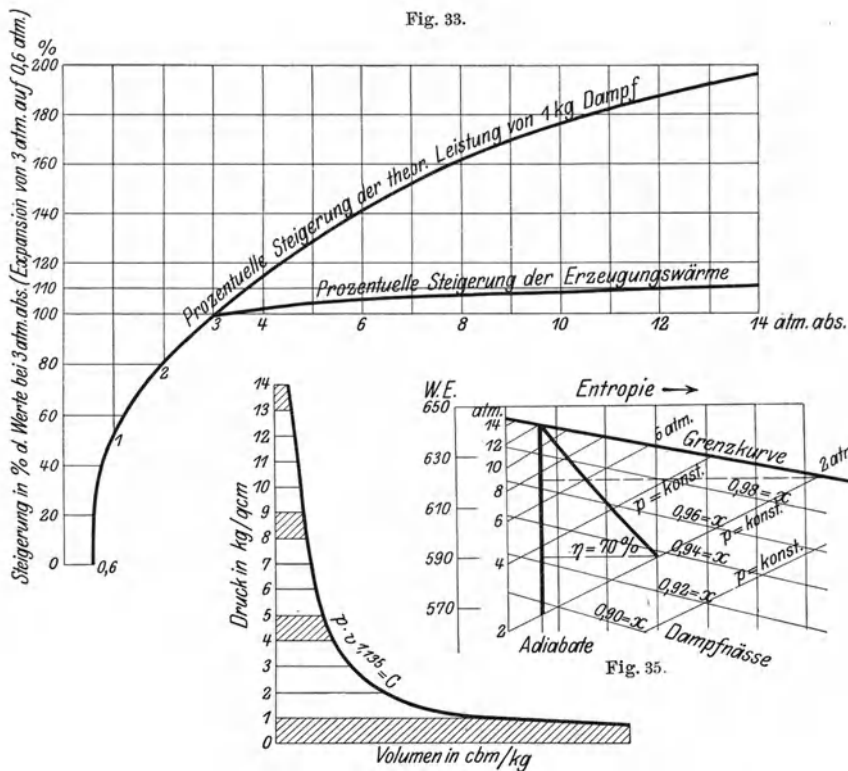
Dementsprechend wird bei der Projektierung von Kraftanlagen auch in der Praxis vielfach von dem Grundsatz ausgegangen, daß als zweckmäßigste Betriebskraft die Maschine mit den ortsniedrigsten spezifischen Kraftkosten, also hauptsächlich dem geringsten Brennstoffverbrauch entsprechend dem höchsten thermischen Wirkungsgrade, zu wählen ist. Ein derartiger für die meisten Fälle, in denen gleichzeitig ein größerer Wärmebedarf zu decken ist, unrichtiger Schluß ist darin begründet, daß bei der bisherigen Betrachtungsweise die für die Krafterzeugung aufzuwendende Wärme als Ausgangspunkt betrachtet wurde, die Abwärme dagegen als nicht zu umgehendes Übel, das man eben notgedrungen für den Wärmebedarf des Betriebes auszunützen bestrebt ist. Es ist vielmehr im Gegensatz zu der bezeichneten Anschauung diejenige Lösung für die Deckung des Kraft- und Wärmebedarfs als die wirtschaftlichste zu bezeichnen, welche die geringsten Gesamtkosten für Kraft und Wärme bedingt.

Man geht zur klaren Behandlung der Frage logischer umgekehrt vom Wärmebedarf des Betriebes aus. Für weitaus die meisten Fabrikationen mit erheblichem Wärmebedarf wird der Wärmeinhalt von Maschinenabgasen weder der Menge nach, noch den Eigen-

schaften des Wärmeträgers nach für die Heizzwecke geeignet sein. Gase, also auch Maschinenabgase, besitzen bekanntlich nur sehr geringes Wärmeübertragungsvermögen (im Gegensatz zu kondensierendem Wasserdampf), bedingen demnach sehr große Heizflächen für mittelbare Übertragung; zur unmittelbaren Berührung mit dem zu erwärmenden Produkt sind sie infolge der hohen Temperatur und ihrer chemischen Zusammensetzung meist nicht zulässig. Die Wärmemenge, die z. B. die bei Erzeugung einer Pferdekraftstunde im Dieselmotor entstehenden Abgase nutzbar zur Warmwasser- oder Heißluftbereitung abgeben können, beträgt etwa 900 WE., während bei Erzeugung der gleichen Leistung in einer Dampfmaschine mit erhöhtem Gegendruck bei Übertragung durch Heizflächen etwa 6000 WE., bei der hier oft möglichen unmittelbaren Berührung etwa 7000 WE. nutzbar zu machen sind. In den meisten Fabrikationen ist demnach für die Wärmeversorgung ein erheblicher Bedarf an niedrig gespannten Wasserdampf vorhanden; man hat zur Klärung der Wirtschaftlichkeit der Abdampfverwertung gegenüber getrenntem Kraft- und Heizbetrieb nun lediglich den Mehraufwand an Wärme zur Erhöhung der Spannung dieses ohnehin 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. Zu diesem Zweck ist in der Fig. 33 die Leistungssteigerung dargestellt, die theoretisch, d. h. bei adiabatischer Expansion von 1 kg gesättigten Dampf von verschiedenen Anfangsdrücken bis auf 3 Atmosphären absolut abgegeben wird. Die Leistungssteigerung ist dargestellt in Hundertteilen der Leistung, die 1 kg Dampf bei Expansion von 3 auf 0,6 Atmosphären abzugeben imstande ist.

Man erkennt aus der Kurve die auch für die späteren Betrachtungen wichtige Tatsache, daß durch Expansion zwischen höher liegenden Druckstufen nur Bruchteile des Arbeitswertes gleich ausgedehnter Druckstufen im niederen Druckgebiet erzielt werden können; mit steigender Höhe des Druckes nimmt der Arbeitswert gleicher Druckstufen ständig ab. Die innere Ursache liegt, wie aus dem in Fig. 34 gezeichneten Druck- und Volumendiagramm 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 begründet.

In gleichem Maßstabe ist das prozentuelle Anwachsen der dem Dampfe zuzuführenden Erzeugungswärme bei Drucksteigerung von 3 auf 14 Atm. dargestellt, wobei ebenfalls die Erzeugungswärme bei 3 Atm. = 100 gesetzt ist. Das auffallend geringe Anwachsen der Erzeugungswärme für die erhebliche Drucksteigerung findet seine



Erklärung in dem gegenseitigen Verhältnis der Wärmemengen, die für die einzelnen Vorgänge bei der Verdampfung aufzuwenden sind. Der Verdampfungsvorgang setzt sich aus drei Einzelvorgängen zusammen: das Erhitzen der Flüssigkeit auf Siedetemperatur (Flüssigkeitswärme), die Lockerung der Moleküle bis zur Veränderung des Aggregatzustandes (innere Verdampfungswärme), und schließlich die Arbeit zur Volumenänderung entgegen dem äußeren Druck (äußere

Verdampfungswärme). Die Flüssigkeitswärme nimmt nun mit der Drucksteigerung zu, die Verdampfungswärme dagegen ab, und diesen beiden entgegengesetzten Erscheinungen verdankt man die wertvolle geringe Gesamtzunahme der Erzeugungswärme. Es ist, wie aus der Figur ersichtlich, z. B. mit einem Wärmemehraufwand von 10% eine Arbeitsmehrleistung von 90% zu gewinnen.

Diese Erscheinung steht bei oberflächlicher Betrachtung im Widerspruch mit dem Grundprinzip der Gleichwertigkeit von Wärme und Arbeit. Die Frage löst sich bei näherer Betrachtung des Arbeitsvorganges bei der Expansion in der Dampfmaschine, am besten, wie alle späteren Rechnungen, mit Hilfe des bekannten MOLLIERschen Wärmeentropiediagramms.¹⁾ Die ideale Expansion in der verlustlosen Dampfmaschine, die allen Vergleichsprozessen zugrunde gelegt wird, ist die Expansion ohne Wärmeaustausch mit den Wandungen, die adiabatische, ausgedrückt für Sattedampf durch die Annäherungsgleichung $p \cdot v^{1,135} = c$, für Heißdampf $p \cdot v^{1,3} = c$.

In Fig. 35 ist ein Teil des Wärmeentropiediagrammes mit Grenzkurve zwischen Sattedampf- und Überhitzungsgebiet, ferner den Kurven konstanten Druckes und gleicher Dampfnässe herausgegriffen.

Die Adiabate, die Kurve konstanter Entropie, wird durch eine vertikale Gerade dargestellt, die Expansionskurve bei Expansion zwischen 12 und 2 Atm. wird also durch das entsprechende Stück dieser Geraden zwischen den Kurven konstanten Druckes für 12 und 2 Atm. abgebildet. Ginge die Expansion entsprechend dem Verlauf der Erzeugungswärme, also gemäß dem Gesetz der Grenzkurve $\left(p \cdot v^{\frac{16}{15}} = c \right)$ vor sich, so würde nur der Unterschied der Erzeugungswärmen zwischen den zwei Drucken in Arbeit verwandelt. Es ist indes ersichtlich, daß bei adiabatischer Expansion der Dampf nicht trocken gesättigt bleibt, sondern ins Gebiet größerer Feuchtigkeit gelangt, daß also ein Teil seiner Verdampfungswärme zur Arbeitsleistung entzogen und ein entsprechender Teil des Dampfes niedergeschlagen wird. Die oben nicht erklärliche Arbeit wird also auf Kosten der Güte des Dampfzustandes geleistet, d. h. bei Sattedampf wird der Dampf nasser, bei Heißdampf verliert er an Überhitzung und gelangt allenfalls in das Gebiet feuchten Dampfes.

¹⁾ MOLLIER, Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, J. Springer, Berlin.

Der Abdampf der Maschine ist also seinem Wärmeinhalte nach gegenüber dem der Maschine zugeführten Dampfe nicht nur um die Differenz der Erzeugungswärmen geringwertiger, sondern bei Naßdampf auch um die niedergeschlagene Menge verringert. Abdampf und gedrosselter Frischdampf sind daher nicht gleichwertig; dieser Umstand ist bei der Bewertung von Abdampfmengen zu berücksichtigen. Aus der Fig. 35 ist ersichtlich, daß die Dampfqualität bei adiabatischer Expansion sich verhältnismäßig schnell verschlechtert. In wirklich ausgeführten Maschinen erfolgt indes die Expansion nicht adiabatisch, sondern es findet ein lebhafter Wärmeaustausch des Arbeitsdampfes mit Wandungen und Heizmantel statt. Die Expansion erfolgt etwa nach der eingezeichneten Kurve, die unter Entropiezuwachs zwischen Adiabate und Grenzkurve verläuft. Die Umsetzung des Wärmegefälles ist geringer als bei adiabatischer Expansion, der Dampf, dem weniger Wärme entzogen wird, bleibt naturgemäß entsprechend trockener bzw. höher überhitzt.

Das Verhältnis der theoretisch ausnützbaren Wärmemenge bei vollständiger adiabatischer Expansion, d. h. Expansion bis auf den Gegenstand (Diagramm mit Spitze in der Fig. 4) nennt man den „indizierten Wirkungsgrad η_i “. Der Wert $(1 - \eta_i)$ bezeichnet die Verluste durch den Steuerungsvorgang (Drosselung und Undichtheiten), durch Abkühlung und durch unvollkommene Expansion der ausgeführten gegenüber der idealen Maschine. Wie aus der Fig. 35 ersichtlich, läßt sich der Arbeitswert von 1 kg Dampf in der idealen Maschine zwischen 2 Druckstufen unmittelbar dem MOLLERSchen Diagramm als Stück der senkrechten Adiabate entnehmen.

Bei den späteren Vergleichsberechnungen wird nach dem Vorgange von HELLMANN dieser „indizierte Wirkungsgrad“ nicht verwendet. Es wird vielmehr die ausgeführte Maschine mit der idealen Maschine verglichen, die mit dem gleichen Expansionsenddruck, also mit gleichem Verlust durch unvollständige Expansion, arbeitet; das Verhältnis der Arbeitswerte wird kurz als „Gütegrad η_g “ bezeichnet; $(1 - \eta_g)$ enthält alle oben genannten Verluste, mit Ausnahme des Verlustes durch unvollständige Expansion. Das Verhältnis $\frac{\eta_g}{\eta_i}$ ist der „theoretische Wirkungsgrad“ des Arbeitsprozesses.

Der bisher besprochene „thermische Wirkungsgrad“ $\eta_t = 1 - \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$ bezeichnet im Gegensatz hierzu das Verhältnis der in Arbeit umgesetzten Wärme zur gesamten zugeführten Wärme. Wird als „zugeführte Wärme“ der Brennstoffheizwert eingesetzt, so erhält man den thermischen Gesamtwirkungsgrad von Kessel-, Leitungs- und Maschinenanlage; wird dagegen

die Erzeugungswärme λ des verbrauchten Dampfes D als zugeführte Wärme eingesetzt, so erhält man den „thermischen Wirkungsgrad“ der Maschine allein; das Wärmeäquivalent der Pferdekraftstunde ist 632 WE., also wird $\eta_t = \frac{632}{\lambda \cdot D}$.

In dem Umstande, daß der Arbeitswert der höheren Druckstufen ungemein billig zu erstellen ist, wenn die Erzeugungswärme für die unteren Druckstufen ohnehin aufgebracht werden muß, liegt der Grund für die Wirtschaftlichkeit der Abdampfverwertung.

Nur die geringe Steigerung der Erzeugungswärme sowie die bei höheren Gegendrücken unbeträchtliche Verschlechterung des Dampfzustandes in der Maschine ist der erzielten Arbeitsleistung als Wärmearbeit gegenüberzustellen; abgesehen von der nach außen durch Leitung und Strahlung sowie durch Undichtheiten abgegebenen Wärme wird die gesamte in der Maschine verbrauchte Dampfwärme in Arbeit umgesetzt, die sonstige Verlustwärme der Maschine, die im Abdampf enthalten ist, wird anderweitig wieder nutzbar gemacht. Die Gegendruckmaschine arbeitet demnach mit einem thermischen Gütegrad, der, auf Dampfwärme bezogen, wenig unter 100% liegt; in der Tat ergeben Versuche an Gegendruckmaschinen Dampfverbrauchszahlen von wenig mehr als 1 kg Dampf (theoretisch bei 100% 632 WE.), wenn der Abdampf als vollwertig in Abzug gebracht wird. Auf Brennstoffwärme bezogen entspricht dies einem thermischen Gütegrad von etwa 75%. Bei der normal arbeitenden Maschine muß im Gegensatz hierzu auch die gesamte im Abdampf enthaltene Wärme der Arbeitsleistung in Anrechnung gebracht werden, so daß von dem größeren in Rechnung zu stellenden Wärmearbeit bei mittleren Leistungen nur etwa 12—16% in indizierte Arbeit verwandelt werden.

Die Brennstoffkosten der Krafteinheit stellen sich bei der Abdampfmaschine bei vollwertiger Einschätzung und ständiger Verwendung des Abdampfes, gegenüber anderen Kraftmaschinen (gleichen Wärmepreis vorausgesetzt) im Verhältnis der thermischen Wirkungsgrade billiger. Gegendruckbetrieb mit etwa $\eta_t = 95\%$ liefert die Krafteinheit 6—8 mal billiger als die Kondensationsmaschine, etwa 3—4 mal billiger als die Sauggasmaschine, falls der gleiche Wärmepreis (Kosten von 100000 WE. Heizwert) für die verheizte und die vergaste Kohle angenommen wird, und

neunmal billiger als der Dieselmotor, dessen Brennstoff einen etwa dreimal höheren Wärmepreis wie Steinkohle besitzt.

Bei der Zwischendampfmaschine, bei der nur ein Teil des Arbeitsdampfes mit erhöhtem thermischen Wirkungsgrade arbeitet, während der nicht entnommene Dampf mit normaler geringer Ausnutzung in Arbeit umgesetzt wird, ist die gesamte thermische Ausnutzung sowohl von der Größe der Entnahme abhängig, als auch von der Verteilung des verfügbaren Wärmegefälles auf Hoch- und Niederdruckteil, also bei gleichem Anfangs- und Kondensatordruck von der Höhe der Entnahmespannung. Bezeichnet z die von 1 kg Gesamtdampf entnommene Menge, D_z den Dampfverbrauch pro PSi. und Stunde, i_a die Erzeugungswärme des Frischdampfes, i_r den Wärmeinhalt des Receiverdampfes und η_k den Kessel- und Leitungswirkungsgrad, so ist der thermische Wirkungsgrad der Zwischendampfmaschine

$$\eta_{tz} = \frac{632}{\frac{D_z}{\eta_k} \cdot (i_a - z \cdot i_r)}.$$

Selbstredend kann auch bei der Zwischendampfmaschine die Abdampfwärme der Niederdruckstufe noch nutzbar gemacht werden (z. B. durch Einschalten eines Wasser- oder Lufterwärmers zwischen Niederdruckteil und Kondensator), so daß dann bei völliger Abwärmeverwertung der Krafterzeugung nur die in der Maschine entstehenden Wärmeverluste, sowie die Verschlechterung des Heizdampfes gegenüber gedrosseltem Frischdampf als Wärmearaufwand anzurechnen sind, und ein nahezu ebenso hoher gesamter thermischer Wirkungsgrad wie bei der Gegendruckmaschine erzielt wird.

Um auch für die Zwischendampfmaschine ohne weitere Abwärmeverwertung die reinen Kraftkosten im Verhältnis zu anderen Wärmekraftmaschinen aus den thermischen Gütegraden zu bestimmen, ist die Kenntnis des Gesamtdampfverbrauches bei der jeweiligen Entnahme und der Verteilung des Wärmegefälles erforderlich, ferner auch des Wärmeinhaltes des Aufnahmedampfes. Die Gesetze für den Dampfverbrauch werden in den nächsten Abschnitten behandelt.

Der Wärmeinhalt des Aufnehmerdampfes ist von Bedeutung für die Bewertung des entzogenen Heizdampfes gegenüber einer zu ersetzenden Frischdampfmenge; die Wertigkeit des aus dem Hochdruckteile abströmenden Dampfes ist nicht nur beim wirtschaftlichen Vergleich der Zwischendampf- und Frischdampfheizung in Rechnung

zu setzen, sondern ihre Kenntnis ist auch unerlässlich zur Beurteilung des Arbeitswertes, den der Aufnehmerdampf im Niederdruckteil noch abzugeben imstande ist.

Der Feuchtigkeitsgehalt oder die Überhitzung des Aufnehmerdampfes läßt sich für die Maschine mit vollkommener Expansion (Dampfturbine und Kolbenmaschine mit Spitzendiagramm) aus der MOLLIERschen Wärme-Entropietafel mittels der in engen Grenzen bekannten „indizierten Gütegrade“ η_i ermitteln, wie dies in der Fig. 35 veranschaulicht ist. Bei adiabatischer Expansion von 12 Atm. auf den Enddruck 2 Atm. beträgt z. B. der Dampfgehalt 0,895, bei nur 70% Ausnutzung ($\eta_i = 0,70$) ist die Feuchtigkeit geringer, entsprechend einem Dampfgehalt von 0,938.

Der Wärmehalt i_r des Aufnehmerdampfes bei vollständiger Expansion beträgt demnach: $i_r = i_a - (i_a - i_e) \cdot \eta_i$, und die nutzbar abzugebende Verdampfungswärme W_r , von der die Flüssigkeitswärme q_r abzuziehen ist, verhält sich zu der des Frischdampfes W_f :

$$\frac{W_r}{W_f} = 1 - \frac{(i_a - i_e) \cdot \eta_i}{i_a - q_r}.$$

Die Wertigkeitsziffern $\frac{W_r}{W_f}$ des Entnahmedampfes aus dem Hochdruckteil einer Dampfturbine¹⁾ ($\eta_i = 0,55$) und aus dem Aufnehmer einer Kolbendampfmaschine ($\eta_i = 0,75$) mit Spitzendiagramm sind in der Zahlentafel 1 für $i_a = 730$ WE. (12 Atm. und 300°) für verschiedene praktisch auftretende Entnahmedrucke zusammengestellt.

Die Dampfturbine liefert also bei gleichem Entnahmedruck besseren Zwischendampf als die Kolbenmaschine. In Wirklichkeit wird der errechnete Dampfzustand bei Dampfturbinen noch erheblich verbessert, weil ein Teil der in $(1 - \eta_i)$ enthaltenen Arbeitsverluste (Schaufelreibung usw.) sich in Wärme zurückverwandelt und als Dampfwärme erscheint; auch bei Kolbenmaschinen zeigt sich gegenüber dem theoretischen Wert eine etwas geringere Feuchtigkeit bzw. höhere Überhitzung infolge des Nachverdampfens und der Drosselwirkung bei der Ausströmung des Dampfes aus dem Hochdruckzylinder.

¹⁾ Die für die Turbine gültigen Zahlen sind aus JOSSE, Neuere Kraftanlagen 1911, S. 43 entnommen.

Zahlentafel 1.

Wertigkeit des Entnahmedampfes gegenüber gedrosseltem Frischdampf für Heizzwecke.

Entnahmedruck Atm. abs.	Wärmegefälle $i_a - i_e$ WE./kg	Flüssigkeits- wärme des Ent- nahmedampfes q_r WE./kg	Wertigkeitsziffer $W_r : W_f$	
			Turbine	Kolben- maschine
6,0	39,5	159,8	0,962	0,948
5,0	48,8	152,6	0,955	0,939
4,0	59,6	144,2	0,944	0,926
3,0	72,6	133,9	0,933	0,909
2,0	90,0	120,4	0,919	0,880
1,0	117,5	99,6	0,897	0,860
0,5	143,0	81,2	0,879	0,836

Für die zum Vergleich mit der wirklichen Maschine mit unvollständiger Expansion herangezogene Idealmaschine, die mit dem gleichen Expansionsenddruck (nach Fig. 4) zwischen den gleichen Druckstufen arbeitet, kann der Dampfzustand ebenfalls an Hand des MOLLIERschen Diagrammes bestimmt und daraus der Zustand bei der ausgeführten Maschine mittels des indizierten Wirkungsgrades annähernd berechnet werden. (Fig. 36.) Im Wärmediagramm ist die Abbildung der adiabatischen Expansionslinie die Strecke $AB = i_1 - i_2$, die der Ausströmlinie das Stück BC der Kurve gleichbleibenden Volumens; $AD = i_1 - i_3$ ist das theoretische Wärmegefälle, $AE = (i_1 - i_3) \cdot \eta_i$ ist das wirklich ausgenützte Gefälle, Punkt F auf Kurve $p_r = \text{const.}$ gibt den Dampfzustand. (Statt der graphischen Ermittlung kann auch die Beziehung $x_2 \cdot v_2 = x_1 \cdot v_1$ [$v = \text{Volumen}$, $x = \text{Dampfgehalt}$ bzw. Überhitzungsgrad] zur Bestimmung des Dampfzustandes dienen.)

Der Spannungsabfall am Ende der Expansion (unvollst. Exp.), der bei Kolbenmaschinen im Falle großer Entnahme und Leistung, also großer Füllungen, stets auftritt, hat theoretisch, abgesehen von den Verlusten durch unvollständige Expansion, eine beträchtliche Verschlechterung des Aufnehmerdampfes zur Folge; dies bedeutet einen weiteren thermischen Vorteil der Dampfturbine, bei der sich auch bei hoher Dampfentnahme durch richtige

Düsenbemessung und Füllungsregelung unvollständige Expansion vermeiden läßt.

Die schnelle Verschlechterung des Dampfzustandes im Aufnehmer mit anwachsender Füllung des Hochdruckzylinders ist für die verlustlose Maschine aus der Spalte 11 der Zahlentafel 3, S. 78 ersichtlich, in der bei 2,0 Atm. Aufnehmerdruck und 45% Füllung der Dampfgehalt sich zu 0,55 ergibt, gegenüber 0,67

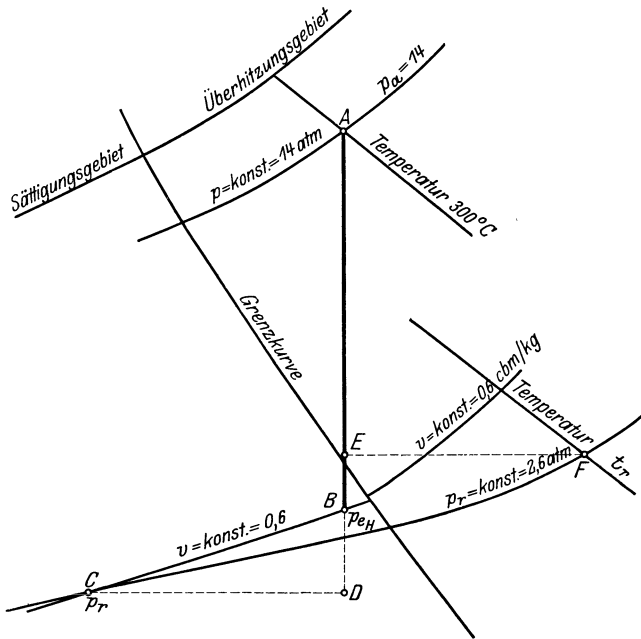


Fig. 36. Bestimmung des Dampfzustandes im Aufnehmer.

bei 33% Füllung. Zahlentafel 2, in der ein weiteres Beispiel der verlustlosen Maschine behandelt ist, zeigt, daß die Verschlechterung bei höherem Aufnehmerdruck, also mit der Größe des Spannungsabfalles abnimmt.

Bei der ausgeführten Maschine tritt eine Dampfverschlechterung durch Spannungsabfall zwar ebenfalls auf, aber nicht in dem Maße, wie die Berechnung mittels des indizierten Gütegrades nach Fig. 36 ergibt; abgesehen von der auch hier auftretenden trocknenden Drosselwirkung und Nachverdampfung beim

Ausströmen liegt der Grund für diese Erscheinung darin, daß die zurzeit noch gebräuchliche, und daher auch vom Verfasser verwandte Vergleichsgrundlage für den Arbeitsprozeß der verlustlosen und der ausgeführten Maschine für die Ausströmperiode keine einwandfreie ist. Für die verlustlose Maschine denkt man sich die Drucksenkung am Ende des Hubes durch Abkühlung bei gleichbleibendem Volumen erzeugt, während bei der ausgeführten Maschine der Druckabfall durch Ausströmen des Dampfes, also bei Vergrößerung des spezifischen Volumens, vor sich geht, welche der Dampfverschlechterung, entgegenarbeitet. Werte für den wirklichen Zustand des Dampfes im Aufnehmer und Grundlagen für die Bewertung des Zwischendampfes werden auf S. 107 besprochen.

IV. Der Dampfverbrauch der idealen, verlustfreien Dampfmaschine mit Zwischendampfentnahme.

Gesetzmäßigkeiten für die Abhängigkeit des Dampfverbrauchs der vollkommenen Maschine von Größe der Entnahme, des Aufnehmerdruckes und der Belastung.

Die Kenntnis der Veränderungen des Dampfverbrauches der Zwischendampfmaschine für die Leistungseinheit gegenüber dem Dampfverbrauch der normal betriebenen Maschine, die sich bei verschiedener Menge des entnommenen Dampfes, bei verschiedenen Druckgefällen und Belastungen einstellen, bildet, ähnlich wie auf Seite 4 für die Gegendruckmaschine gezeigt wurde, die Grundlage für alle Wirtschaftlichkeitsberechnungen.

Über diese Gesetzmäßigkeiten stehen dem projektierenden Ingenieur zur Zeit wenig allgemein verwertbare Angaben zur Verfügung, zumal Erfahrungszahlen, soweit sie von ausführenden Firmen gesammelt wurden, der Allgemeinheit fast unzugänglich sind; die spärlichen Veröffentlichungen über Versuchszahlen besitzen ebenfalls größtenteils nur beschränkten Vergleichswert, die errechneten Werte sind zum Teil auf unzulässigen Annahmen aufgebaut.

Im nachstehenden werden, um allgemeinere Grundlagen für die Vorausbestimmung des Dampfverbrauches bei Zwischendampfentnahme zu gewinnen, zunächst die einschlägigen Gesetzmäßigkeiten

für die vollkommene Maschine untersucht, d. h. für die ideale Dampfmaschine ohne schädlichen Raum und ohne Wärmeverluste nach außen, also mit adiabatischer, aber unvollkommener Expansion. Die Wärmeumsetzung in der vollkommenen Maschine wird dann unter Beziehung bekannter Gütegrade verglichen mit dem Vorgange bei der wirklich ausgeführten Maschine; als Vergleichsprozesse werden jeweils Diagramme mit gleichen Expansionsenddruck, also gleichem Verlust durch unvollkommene Expansion gegenübergestellt. Im nächsten Abschnitt wird dann ein einfacher Weg zur Vorausberechnung des Dampfverbrauches bei der ausgeführten Maschine auf Grund der Betrachtungen für die vollkommene Maschine angegeben, sowie versuchsmäßig gewonnene Gesetzmäßigkeiten besprochen.

Soll einer Verbundmaschine bei Abgabe einer bestimmten Leistung eine bestimmte Dampfmenge von vorgeschriebenem Druck entzogen werden, so muß der Dampfverbrauch d. h. die dem Hochdruckteil für 1 PS. Gesamtleistung zuzuführende Dampfmenge anwachsen, und zwar steigt derselbe naturgemäß im Verhältnis der erforderlichen Mehrfüllung für die Mehrleistung im Hochdruckzylinder, der ja für den Ausfall an Niederdruckleistung aufkommen muß. Der Dampfverbrauch der Maschine ist also wesentlich von der Leistungsverteilung auf Hoch- und Niederdruckzylinder abhängig. Die Grenzfälle, zwischen denen sich der Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine bewegt, sind daher der Dampfverbrauch der Gegendruckmaschine,¹⁾ bei welcher der Hochdruckzylinder die gesamte Leistung abgibt, und der Dampfverbrauch der normalen Maschine ohne Entnahme. Letzterer ist bei höher eingestelltem Aufnehmerdruck etwas größer als der einer reinen Kondensationsmaschine, die ja gewöhnlich für gleiche Leistungsverteilung konstruiert wird. Die Gesetzmäßigkeit der Leistungsverteilung, die von den oben besprochenen Regelorganen selbsttätig besorgt wird, soll zunächst erörtert werden.

Die mit einer bestimmten Entnahmemenge ausfallende Niederdruckarbeit muß durch Mehrzuführung einer größeren als der dem Niederdruckzylinder entzogenen Dampfmenge im Hochdruckteil ausgeglichen werden, und zwar wird der Mehrbedarf durch zwei Ur-

¹⁾ Abgesehen von dem geringen Dampfverbrauch des Niederdruckzylinders, der sog. Nullfüllung, die zur Verhütung des Trockenlaufens zugelassen werden muß.

sachen begründet. Zunächst ist, wie aus Fig. 34 ersichtlich, der theoretische Arbeitswert von 1 kg Dampf zumeist geringer bei dem verfügbaren oberen Druckgefälle, und zwar verringert sich der relative Arbeitswert schnell mit wachsendem Aufnehmerdruck. Ferner steht der Arbeitswert von 1 kg Dampf in den beiden Zylindern im direkten Verhältnis der Hubvolumina, ist also bei einem Zylinderverhältnis 1:2 nur halb so groß im Hochdruckzylinder als im Niederdruckteil. (Das für den Hochdruckzylinder ungünstige Verhältnis der Arbeitswerte wird bei ausgeführten Maschinen durch den höheren Gütegrad im Hochdruckteil etwas ausgeglichen, namentlich bei großen Füllungen und hohem Aufnehmerdruck.) Dieses Verhältnis der Arbeitswerte ist ausschlaggebend für die Leistungsverteilung und dadurch für den spezifischen Dampfverbrauch der Maschine. Wird z. B. dem Aufnehmer einer Maschine, die einem Stundenwert von 1000 kg entsprechende Dampfmenge entnommen, so muß im ersten Moment der Hochdruckzylinder für den ganzen Ausfall aufkommen. Dazu braucht er aber mehr als 1000 kg/Stunde und es wird ein Überschuß, d. h. eine Drucksteigerung im Aufnehmer entstehen, die eine Mehrleistung des Niederdruckteiles, also ein Ansteigen der Gesamtleistung zur Folge hat. Der Geschwindigkeitsregler verkleinert nun wieder die Füllung des Hochdruckzylinders bis zu einer den Beharrungszustand entsprechenden Leistung. Die Niederdruckleistung wird dann also nicht um den 1000 kg entsprechenden vollen Arbeitswert verkleinert und die Hochdruckleistung ebensoviel vergrößert, sondern die Einstellung erfolgt derart, daß die erforderliche Mehrzufuhr im Hochdruckteil die Minderzufuhr im Niederdruckzylinder zur Entnahmemenge ergänzt. Diese Entnahmemenge verteilt sich also auf beide Zylinder, z. B. bei 1000 kg Entnahme 700 kg Mehrzufuhr im Hochdruck- und 300 kg Minderzufuhr im Niederdruckteil.

Je größer das Druck- oder besser Wärmegefälle im Hochdruckteil ist, desto kleiner ist die erforderliche Mehrfüllung im Verhältnis zur Dampfentnahme, und ein desto geringerer Bruchteil der Gesamtdampfmenge muß im Niederdruckteil weiter arbeiten, d. h. ein um so größerer Teil der Gesamtleistung kann mit hohem thermischen Gütegrad erzeugt werden. Im gleichen Sinne wirkt auch, abgesehen von später zu besprechenden Vorteilen ein großes Zylinderverhältnis günstig (1 : 2,2 bis 1 : 1,5).

Die allgemeine Gesetzmäßigkeit für diese Leistungsverteilung bei verschiedener Entnahme, d. h. der unmittelbare Zusammenhang zwischen der prozentuellen, auf den Dampfverbrauch der normalen Maschine bezogenen Entnahme und der Steigerung des Dampfverbrauches der normalen Maschine soll zunächst entwickelt werden.

Es bezeichnet:

Z_H = Mehrfüllung im Hochdruckteil, d. h. Mehrdampfzufuhr gegenüber 1 kg Dampfverbrauch der normalen Maschine bei gleicher Gesamtleistung.

Z^1) = Entnahme in kg für je 1 kg Dampfverbrauch der norm. Maschine.

$Z \cdot 100$ = Entnahme in $\%$ des Dampfverbrauches der normalen Maschine.

$\frac{Z}{1 + Z_H} \cdot 100$ = Entnahme in $\%$ des Dampfverbrauches der Zwischendampfmaschine.

L_H = Idealleistung von 1 kg Dampf im Hochdruckteil (Anfangsdruck p_a , Gegendruck p_r , Expansionsdruck p_{eH}).

L_N = Idealleistung von 1 kg Dampf im Niederdruckteil (Anfangsdruck p_r , Gegendruck p_c , Expansionsdruck p_{eN}).

v = Hubvolumen im Hochdruckteil für 1 kg Dampf.

V = Hubvolumen im Niederdruckteil für 1 kg Dampf.

Z_N = Minderfüllung oder Minderzufuhr im Niederdruckteil gegenüber 1 kg Dampf der normalen Maschine.

Unter Verwendung vorstehender Bezeichnungen, sowie aus der Betrachtung, daß einerseits die Minderzufuhr im Niederdruckzylinder vermehrt um die Mehrzufuhr zum Hochdruckteil die Entnahmemenge ergibt, und daß andererseits die Minderleistung im Niederdruckteil gleich der Mehrleistung im Hochdruckteil sein muß, ergibt sich unmittelbar die gesuchte Beziehung.

¹⁾ Ist z. B. für $Z = 1$ kg (Entnahme = 100% des Dampfverbrauches der normalen Maschine) $Z_H = 0,6$ kg, dann ist der gesteigerte Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine 160% der normalen Maschine. Die Entnahme in Hundertteilen des Dampfverbrauches der Zwischendampfmaschine

ist $\frac{100}{160} \cdot 100 = 62,2\%$.

$$\text{I. } Z = Z_H \left(1 + \frac{L_H \cdot v}{L_N \cdot \bar{V}} \right)^1$$

Diese Beziehung, nach Z_H aufgelöst, ergibt die Steigerung des Dampfverbrauches in Abhängigkeit von der Entnahme, beide Größen bezogen auf den Dampfverbrauch der Maschine ohne Entnahme.

Die in der Gleichung auftretenden idealen Arbeitswerte bei adiabatischer Expansion L_H und L_N sind abhängig von den Grenzzuständen, zwischen denen der Arbeitsvorgang stattfindet, also von Anfangsdruck und Temperatur des Frischdampfes, vom Aufnehmer- und Kondensatorzustand, sowie von den Expansionsenddrücken. Findet im Hoch- und im Niederdruckteil vollständige Expansion bis auf den Aufnehmer- bzw. Kondensatordruck statt, so können die Werte L_H und L_N ohne weiteres der MOLLIERschen Tafel als Strecken entnommen werden ($L_H = 427 [i_a - i_r]$; $L_N = 427 [i_r - i_c]$). Im Fall der vollkommenen Expansion wird also für bestimmten Aufnehmerdruck die Beziehung zwischen Entnahme und Dampfverbrauchssteigerung der verlustlosen Maschine linear verlaufen, die Neigung der Geraden, d. h. die Schnelligkeit der Dampfverbrauchssteigerung mit der Entnahme, wird vom Verhältnis der Wärmegefälle, also wesentlich von der Höhe des Aufnahmepdruckes und bei der Kolbenmaschine auch noch vom Zylinderverhältnis bestimmt.

Bei der Kolbenmaschine, die vorzugsweise mit unvollkommener Expansion arbeitet, besitzt die abgeleitete Beziehung in vorstehender Form nur Anwendungsmöglichkeit für den Fall, daß im Hoch- und Niederdruckzylinder Diagramme mit Spitze auftreten (Fall der größten Dampfentnahme bei kleinster Leistung ohne Schleifenbildung). Die allgemeiner brauchbare Gesetzmäßigkeit wird weiter unten entwickelt.

Für Dampfturbinen hingegen, bei denen sich durch richtige Düsenkonstruktion und sorgfältige, dem Dampfbedarf angepaßte Regelung unvollkommene sowie Unterexpansion (Spaltexpansion) vermeiden läßt, gilt die Beziehung

$$\text{Ia. } Z = Z_H \left(1 + \frac{L_H}{L_N} \right)$$

allgemein, (Der Quotient $\frac{v}{\bar{V}}$ hat hier keine Bedeutung).

¹⁾ $\left(Z_H + Z_N = Z; Z_N = Z_H \frac{L_H}{L_N} \cdot \frac{v}{\bar{V}} \right)$.

In der Fig. 37 ist die lineare Abhängigkeit der Dampfverbrauchssteigerung von der Größe der Entnahme bei der vollkommenen Turbine dargestellt und zwar für verschiedene Anfangs- und Aufnehmerdrücke (12 und 14 Atm. abs. bei 300° C. bzw. 2, 3 und 4 Atm. abs.). Die Fig. 37 zeigt einerseits die schädliche Wirkung des erhöhten Aufnehmerdruckes bei gleicher prozentueller Dampfentnahme durch die verschiedene Höhenlage der Strahlen für verschiedenen Aufnehmerdruck bei gleicher Anfangsspannung. Gleichzeitig ist der für die Dampfturbine kennzeichnende geringe Ein-

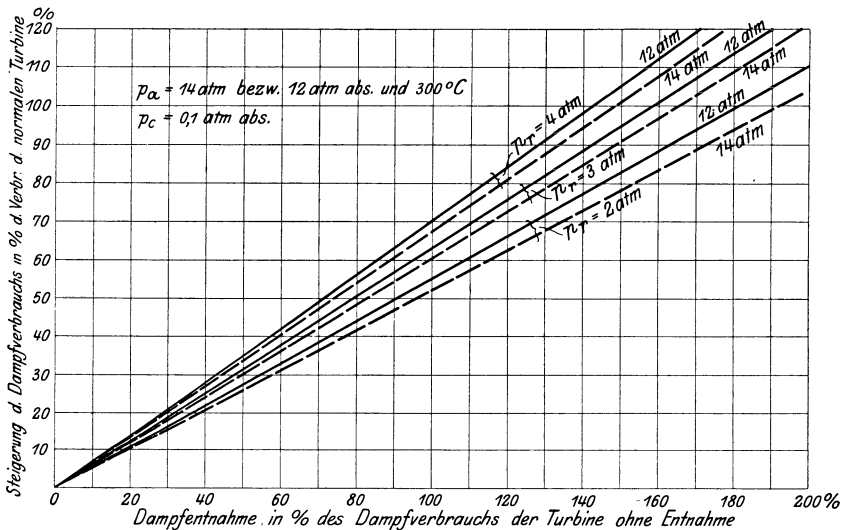


Fig. 37. Abhängigkeit des Dampfverbrauches der verlustlosen Dampfturbine von Entnahmemenge, Anzapfdruck und Anfangsspannung.

fluß der Frischdampfspannung auf den prozentuellen Mehrdampfverbrauch (bezogen auf den jeweiligen Dampfverbrauch der normalen Turbine bei gleichem Anfangsdruck) ersichtlich, der auf Seite 86 begründet wird. Die Erhöhung des Anzapfdruckes um 1 Atm. hat mehr als doppelt soviel Mehrverbrauch zur Folge als die Verminderung der Anfangsspannung (bei gleicher Dampftemperatur) um 2 Atm. Wird der entnommene Dampf als Heizdampf vollwertig in Anrechnung gesetzt (was, wie später erörtert wird, bei Dampfturbinen fast immer möglich ist), so berechnet sich die Dampfersparnis durch Zwischendampfentnahme gegenüber getrenntem Betrieb aus der Gleichung:

56 Der Dampfverbrauch der idealen, verlustfreien Dampfmaschine usw.

$$\text{II. } E = \frac{(1 + Z) - (1 + Z_H)}{1 + Z} \cdot 100 = \frac{Z - Z_H}{1 + Z} \cdot 100\%.$$

Die Wärmersparnis gegenüber Frischdampfheizung vom Wärmehalt i_a beträgt, wenn i_r der Wärmehalt des Aufnehmerdampfes ist

$$\text{III. } W = \frac{Z \cdot i_a - Z_H \cdot i_r}{(1 + Z) i_a} \cdot 100 = \frac{Z - Z_H \cdot \frac{i_r}{i_a}}{1 + Z} \cdot 100.$$

Ist indes der Heizdampf dem Erischdampf nicht gleichwertig, sondern nur im Verhältnis des Wärmehaltes in Anrechnung zu bringen, so ist eine größere Aufnehmerdampfmenge zum Ersatz der gedrosselten Frischdampfmenge notwendig und die Dampfersparnis berechnet sich nach der Gleichung:

$$\text{IIa. } E_{red} = \frac{Z \cdot \frac{i_r}{i_a} - Z_H}{1 + Z \cdot \frac{i_r}{i_a}} \cdot 100\%.$$

Beispiel: $p_a = 14$ Atm. u. 300° , $i_a = 728$ WE.
 $p_r = 3$ Atm. $\eta_H = 0,80$, $i_r = 665$ WE.
 $Z = 0,60$, $Z_H = 0,48$
 $E = 7,5\%$, $E_{red} = 4,5\%$
 $W = 6,9\%$.

Die nach II. berechnete Dampfersparnis der vollkommenen Maschine ist in den Fig. 38 u. 39 eingezeichnet. Es zeigt sich die auch bei der ausgeführten Maschine in erhöhtem Maße auftretende Erscheinung, daß die Ersparnisse durch Zwischendampfverwertung mit fallendem Aufnehmerdruck ebenso wie mit steigender Entnahme anwachsen. Die größte Ersparnis wird bei kleinstmöglichem Aufnehmerdruck und größtmöglicher Entnahme erzielt. (Theoretisch größte Ersparnis bei Gegendruckbetrieb:

$$\text{für } Z = 1 + Z_H \text{ wird } E = \frac{1}{1 + Z} \cdot 100\%.$$

Die Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfenahme ist so lange vorhanden, als $Z_H < Z$ ist. Für $Z_H = Z$ wird die Ersparnis gleich Null und für $Z_H > Z$ ist die Entnahme verlustbringend.

Wird die bekannte oder berechnete prozentuelle Dampfverbrauchssteigerung Z_H der ausgeführten Maschine im gleichen Maß-

stab wie die prozentuelle Entnahme Z graphisch aufgetragen (Z_H Ordinate, Z Abszisse) so läßt die Lage der entstehenden Kurve sofort die Wirtschaftlichkeit erkennen; ein unter 45° durch den Nullpunkt gelegter Strahl begrenzt das Gebiet wirtschaftlicher

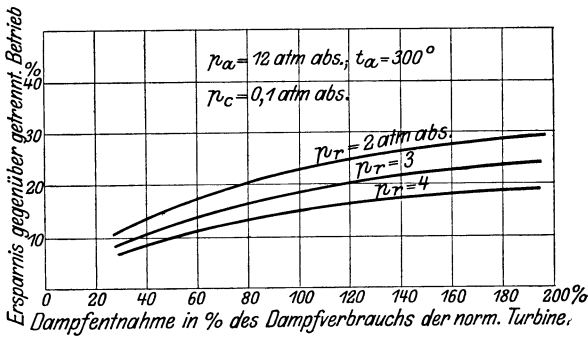


Fig. 38.

Dampfentnahme. Wird der Zwischendampf nur seiner Wertigkeit entsprechend gerechnet, so tritt gemäß der Gl. II a $Z \cdot \frac{i_r}{i_a}$ an Stelle von Z . Die Gleichungen II, II a und III sowie die abgeleiteten Beziehungen haben auch für Kolbenmaschinen Geltung.

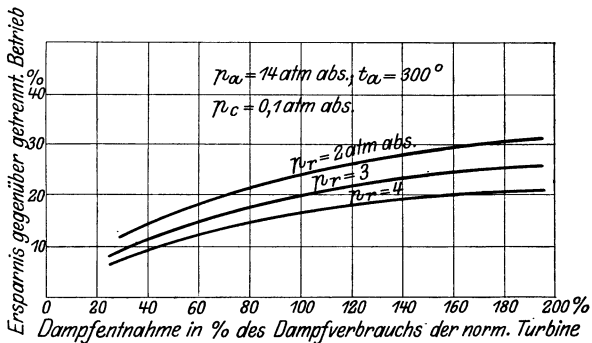


Fig. 39.

Bei der verlustlosen Dampfturbine ist, wie aus Gl. I hervorgeht, ein Einfluß der Belastung nicht vorhanden; bei der ausgeführten Maschine hingegen fällt der Gütegrad der Wärmeausnützung wesentlich mit der Unterschreitung der normalen Be-

lastung, wodurch der Charakter der abgeleiteten Kurven entsprechend verändert wird. (Siehe Seite 84.)

Bei der verlustlosen Kolbenmaschine mit unvollkommener Expansion hingegen beeinflusst die Belastung bei gleicher Entnahme ebenso wie die Größe der Entnahme bei gegebener Leistung den Füllungsgrad und damit den Expansionsenddruck p_{eH} und p_{eN} in beiden Zylindern. Die in Gl. I enthaltenen Größen L_H und L_N sind aber (wegen des damit verbundenen Verlustes durch unvollständige Expansion) außer vom Wärmegefälle wesentlich vom Expansionsenddruck abhängig und müßten bei gegebener Leistung und verschiedener Entnahme zunächst als Funktionen dieses Enddruckes eingeführt werden.

Ist $L_H = f(p_{eH})$ und $L_N = f(p_{eN})$,
so wird Gl. I:

$$\text{I a. } Z = Z_H \left(1 + \frac{v}{V} \cdot \frac{f(p_{eH})}{f(p_{eN})} \right).$$

Für eine bestimmte Gesamtleistung (entsprechend einem mittleren auf den Niederdruckzylinder bezogenen Druck p_m) beider Zylinder und eine bestimmte Entnahme ergibt sich für sonst gleiche Verhältnisse ein eindeutig bestimmtes Verhältnis der mittleren Drucke in beiden Zylindern.¹⁾

Bedeutet p_H den mittleren Druck im Hochdruckzylinder in kg/qcm, p_N den mittleren Druck im Niederdruckzylinder, so muß zur Erzielung einer Gesamtleistung, die dem mittleren Druck p_m entspricht, die Beziehung erfüllt sein

$$p_N = p_m - p_H \cdot \frac{v}{V}.$$

Der mittlere Druck p_H und p_N sind nun, ebenso wie L_H und L_N , wesentlich vom Expansionsenddruck abhängig. Durch Einsetzen der entsprechenden Gesetzmäßigkeiten, die aus der Zustandsgleichung des Wasserdampfes, ferner aus den Arbeitsgleichungen der adiabatischen Expansion und der Drucksenkung bei konstantem Volumen abgeleitet werden können, kann die gesuchte Abhängigkeit

¹⁾ Die Leistung in Psi. einer Maschine mit wirksamer Kolbenfläche F , Hub H , Umdrehungszahl n , und mittlerem Diagrammdruck p_m ergibt sich bekanntlich aus der Gleichung

$$Ni = \frac{F \cdot H \cdot n}{30 \cdot 75} \cdot p_m = C \cdot p_m.$$

des Dampfverbrauches bei gleicher Leistung ($p_m = \text{konst.}$) von der Größe der Entnahme und des Aufnehmerdruckes, sowie bei gleichbleibender Entnahme ($Z = \text{konst.}$) von der Belastung rein rechnerisch gefunden werden.

Da indes diese rein rechnerische Entwicklung nicht einfach ist, wird nachstehend gezeigt, wie die Bestimmung dieser Gesetzmäßigkeit, ebenso wie die Bestimmung des Dampfverbrauchs einer beliebigen Maschine mit Zwischendampfentnahme, in einfacher Weise nur mit Benützung des Mollierschen Wärme-Entropiediagrammes erfolgen kann, wobei die erwähnten und ebenfalls mit Hilfe des genannten Diagrammes ermittelten Gesetzmäßigkeiten für den Zusammenhang zwischen mittlerem Diagrammdruck p_m einerseits, und Anfangsdruck p_a , Aufnehmerdruck p_r , Kondensatordruck p_c und Füllungsverhältnis bzw. Expansionsenddruck p_e andererseits als Hilfskurven¹⁾ verwendet werden.

Diese Gesetzmäßigkeiten seien zunächst besprochen, sie sind in gleicher Weise für die Berechnung des Dampfverbrauches der Maschine ohne Zwischendampfentnahme verwertbar.

Allgemein verwertbare Hilfskurven zur Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der verlustlosen Maschine mit unvollkommener Expansion.

Die Kenntnis des allgemeinen Zusammenhanges zwischen dem mittleren Diagrammdruck p_m und dem verfügbaren theoretischen Wärmegefälle bei verschiedenen Füllungs- und Druckverhältnissen erübrigt das sonst zur Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches übliche und notwendige Aufzeichnen und Planimetrieren von Indikator diagrammen.²⁾

Um nicht die zur Ermittlung dieses Zusammenhanges notwendige Rechenarbeit für jeden Einzelfall durchführen zu müssen, werden nachstehend zunächst eine Reihe von Hilfskurven aus dem

¹⁾ Dr. DEINLEIN hat in der Zeitschr. des Bayer. Revisionsvereins 1911, S. 55 ebenfalls auf die Bedeutung derartiger Gesetzmäßigkeiten für die Dampfverbrauchsberechnung ohne Aufzeichnen von Diagrammen hingewiesen, dieselben wurden dort nicht weiter entwickelt. Vergl. Verfasser: Zeitschr. des Bayer. Rev.-Ver. 1912, Nr. 6.

²⁾ S. auch SCHÜLE, Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1566.

MOLLIERSchen Wärmeentropiediagramm entwickelt, welche den gesuchten gesetzmäßigen Zusammenhang darstellen; die Anwendung derselben gestattet in einfachster Weise Dampfverbrauchs- und Leistungsbestimmung einer Maschine für beliebige Druck- und Füllungsverhältnisse, und ermöglicht, nicht nur die Verhältnisse bei der normalen Maschine schnell zu bestimmen, sondern auch die der Zwischendampfmaschine einwandfrei zu verfolgen.

Bevor die Anwendung der Kurven gezeigt wird, sei kurz deren Entwicklung besprochen.

a) Zusammenhang zwischen mittlerem Diagrammdruck und Expansionsenddruck (Füllung).

Unter Verwendung der in der Fig. 40 eingeschriebenen, sowie der früher angegebenen Bezeichnungen ergibt sich der Arbeitswert

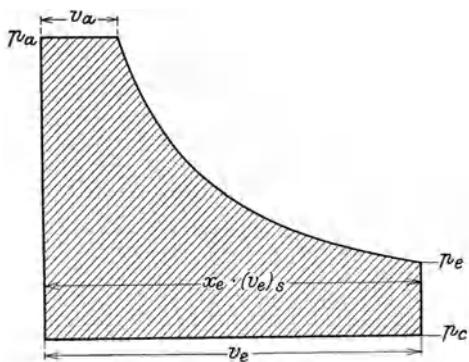


Fig. 40.

des Wärmegefälles, der durch adiabatische Expansion vom Zustand p_a Atm. auf p_e Atm. erzielt wird, zu

$$L_0 = 427 (i_a - i_e) \quad (1)$$

in mkg, wobei die Wärmeeinheiten $i_a - i_e$ unmittelbar dem Wärmeentropiediagramm als Stück der Senkrechten zwischen p_a und p_e entnommen

werden können. Gleichzeitig ist in der Tafel der Dampfgehalt x_e , oder wenn der Punkt noch im Überhitzungsgebiet liegt, die Temperatur des Dampfes ersichtlich. Bezeichnet $(v_e)_s$ das Volumen des gesättigten Dampfes beim Druck p_e , so berechnet sich für den Fall feuchten Dampfes am Ende der Expansion der Arbeitswert des Rechteckes unter dem Druck p_e , der noch zu L_0 zu addieren ist, zu

$$L_u = 10000 \cdot (p_e - p_r) \cdot x \cdot (v_e)_s \quad (2)$$

und der gesamte Arbeitswert in mkg

$$L = 427 (i_a - i_e) + 10000 \cdot (p_e - p_r) \cdot (v_e)_s. \quad (3)$$

Der mittlere Druck (die mittlere Diagrammhöhe) ergibt sich durch Division mit dem Endvolumen $v_e = x \cdot (v_e)_s$ zu

$$p_m = \frac{L}{v_e}. \quad (4)$$

Für den Fall überhitzten Dampfes am Ende der Expansion wird das der Dampf Temperatur entsprechende (v_e) entweder aus einer Volumentemperaturtafel¹⁾ entnommen oder mittels der Zustandsgleichung²⁾ berechnet und in Gleichung (2) eingesetzt.

Die Gleichungen (3) und (4) behalten auch ihre Gültigkeit für den Fall der Expansion unter den Gegendruck (Schleifenbildung); da dann $p_r > p_e$ wird, und das Rechteck $(p_r - p_e) \cdot v_e$ (Arbeitsaufwand) von selbst in Abzug gebracht wird (s. Fig. 41).

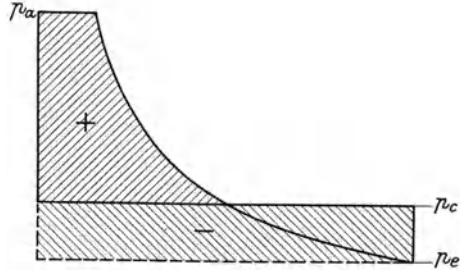


Fig. 41.

Nach diesen Gleichungen wurden die in den Fig. 42, 43 u. 44 dargestellten Gesetzmäßigkeiten mittels der MOLLIER-Tafel ausgewertet. Dieselben stellen die Veränderung der theoretischen Leistung für die Anfangszustände 14 Atm. abs., 12 Atm. und 10 Atm. bei 300° C. Temperatur für das gesamte Gebiet praktisch auftretender Füllungen $\frac{v_a}{v_e}$ bzw. Enddrücke p_e , sowie für verschiedene Aufnehmerdrücke dar.

In der Fig. 45 sind die mittleren Diagrammdrucke p_m für den Anfangszustand 14 Atm. und 300° C. in Abhängigkeit vom Expansionsenddruck p_e (0,1 – 5,0 Atm.) dargestellt; die als Grenzkurve bezeichnete Linie ergibt den Verlauf der mittleren Drucke bei vollständiger Expansion auf den Gegendruck mit dem Ansteigen des Expansionsenddrucks, also der Füllung $\frac{v_a}{v_e}$. Unterhalb dieser Grenzkurve liegt das Gebiet der Schleifenbildung im Dia-

¹⁾ SCHÜLE a. a. O. Tafel 11.

²⁾ $v - 0,001 = \frac{47 \cdot T}{10000 \cdot p} - 0,075 \left(\frac{273}{T} \right)^{\frac{10}{3}}$.

gramm, oberhalb derselben das Gebiet der unvollständigen Expansion. In die Figur sind Kurven konstanten Gegendrucks p_c bzw. Aufnehmerdrucks p_r eingezeichnet (für 4, 3, 2, 1 und 0,1 Atm.), die natürlich die Grenzkurve bei $p_e = p_c$ schneiden und für je 1 Atm. Gegendruckdifferenz äquidistant verlaufen. Der senkrechte Abstand AB bzw. $A'B'$ eines Kurvenpunktes von der Grenzkurve ergibt

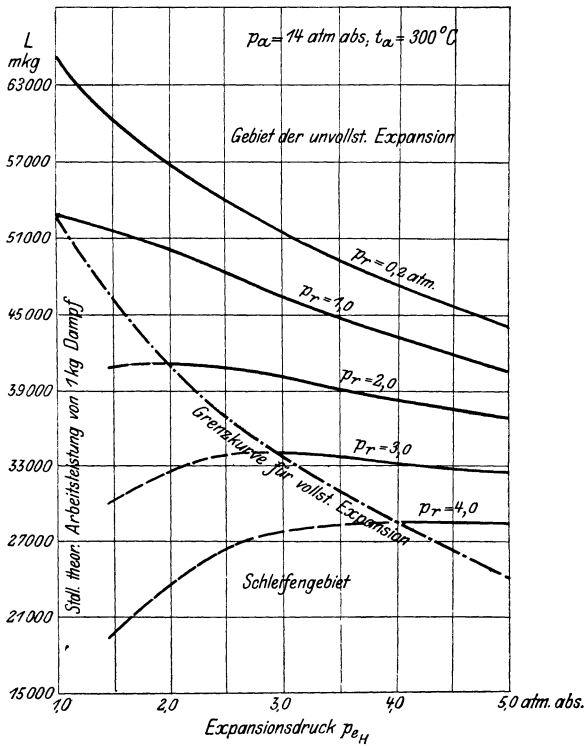


Fig. 42.

den Zuwachs bzw. den Verlust an mittlerem Druck durch unvollständige Expansion über den Gegendruck oder durch Schleifenbildung.

Die Figur gestattet ein sicheres Interpolieren für jeden beliebigen Expansionsenddruck und Gegendruck und ermöglicht für den zugrunde gelegten Anfangszustand des Dampfes ohne Diagramm-

konstruktion die Leistungsberechnung¹⁾ für die normal betriebene Gegendruck-, Auspuff- und Kondensationsdampfmaschine.

Die Fig. 46 und 47 enthalten die entsprechenden Gesetzmäßigkeiten für 300° C. Dampftemperatur und 12 bzw. 10 Atm. abs.

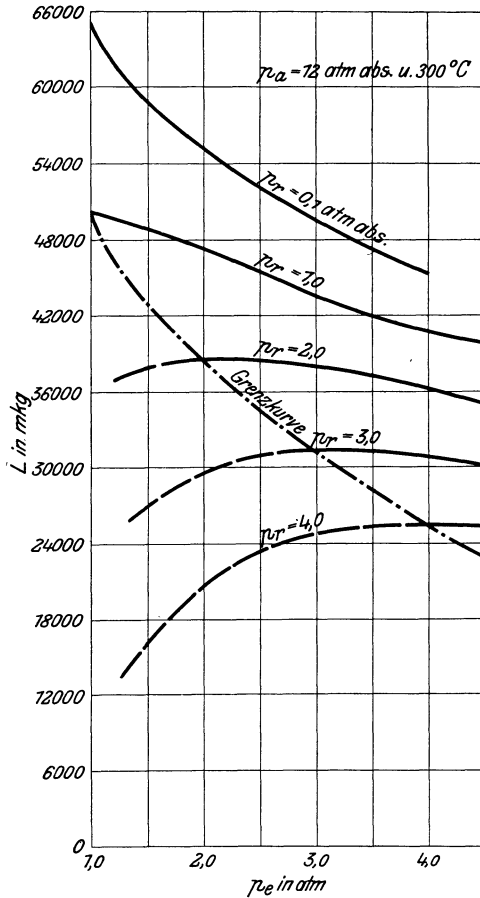


Fig. 43.

Anfangsdruck. (Durch Auftragen von Schnittkurven für gleiches p_e kann auch die Abhängigkeit der Leistung vom Anfangsdruck

$$^1) \text{ Leistung in Psi} = p_m \cdot \frac{\text{sekundl. Hubvolumen}}{75} = \frac{p_m \cdot F \cdot H \cdot n}{30 \cdot 75}$$

64 Der Dampfverbrauch der idealen, verlustfreien Dampfmaschine usw.

dargestellt und dadurch das gesamte Gebiet für beliebigen Anfangsdruck zwischen 10 und 14 Atm. beherrscht werden.)

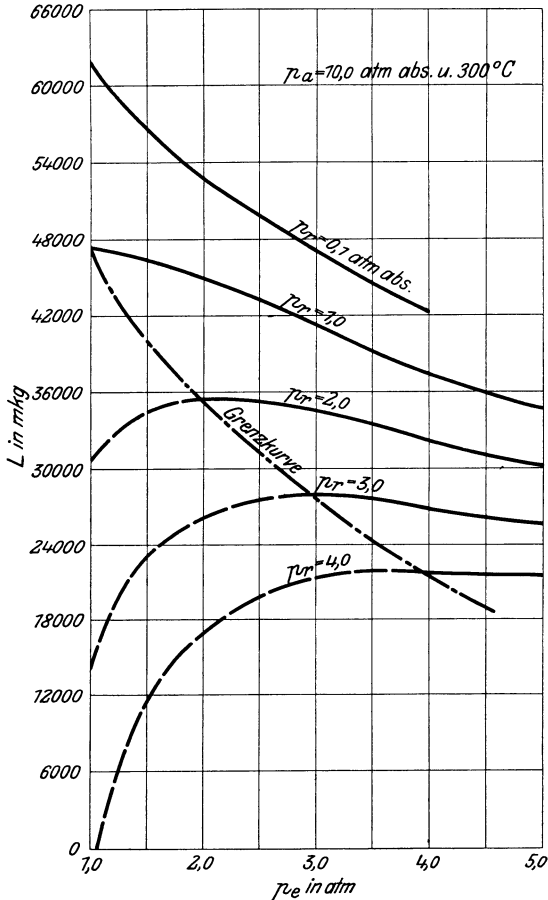


Fig. 44.

b) Zusammenhang zwischen Expansionsenddruck p_e und theoretischer Füllung $\frac{v_a}{v_e}$.

Der Zusammenhang zwischen dem Expansionsdruck p_e und der theoretischen Füllung $\frac{v_a}{v_e}$ wird durch die Fig. 48 und 49 für die genannten Anfangsbedingungen gegeben; Fig. 48 ergibt das An-

steigen von p_e mit der Füllung bei konstantem Anfangsdruck, Fig. 49 das Anwachsen von p_e bei gleichen Füllungen mit dem Anfangsdruck. Durch sinngemäße Vereinigung der Fig. 45—49 kann p_m auch unmittelbar in Abhängigkeit von der theoretischen Füllung dargestellt werden. Da indes in unseren späteren Berechnungen Vergleichsprozesse der wirklichen und der idealen Maschine stets auf gleichen Expansionsenddruck bezogen werden, so wurde die besprochene getrennte Darstellung gewählt.

Die bisher entwickelten Kurven werden zur Berechnung des Dampfverbrauches und der Leistung der normalen Maschine, sowie des Hochdruckteiles der Zwischendampfmaschine verwendet.

Zur Berechnung der Verhältnisse im Niederdruckteil der letzteren dienen die entsprechenden Fig. 50—54, die für gesättigten Dampf und für die Anfangsdrucke 4, 3, 2 und 1 Atm. abs. entwickelt

Reutlinger, Zwischendampf.

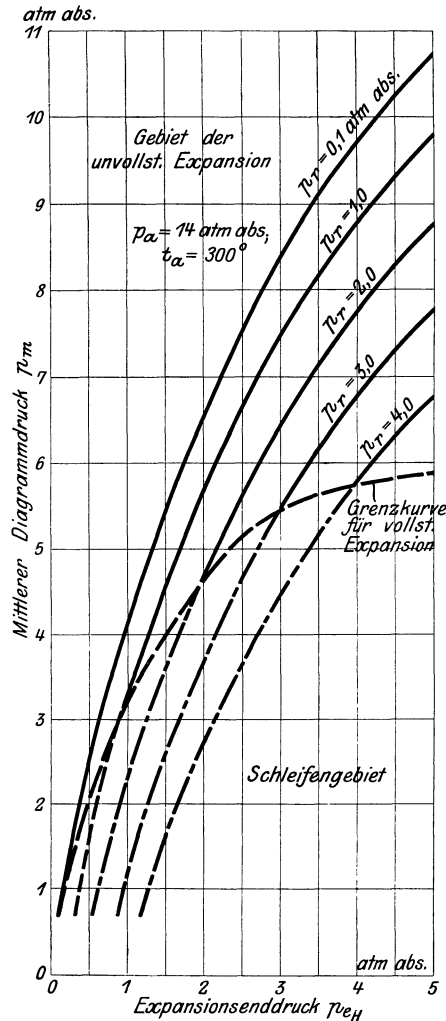


Fig. 45.

für die Anfangsdrucke 4, 3, 2 und 1 Atm. abs. entwickelt

wurden und ferner für 0,2 Atm. Kondensatordruck (Kolbenmaschine)¹⁾ daraus leicht für 0,1 Atm. Kondensatordruck (Turbine) bestimmbar.

Die aus den Fig. 51 und 52 ersichtlichen Werte von p_m können für die Niederdruckstufen bei derartigen Berechnungen mit genügender Genauigkeit verwendet werden, auch wenn der Dampf im Aufnehmer nicht trocken gesättigt ist. Beträgt bei Naßdampf

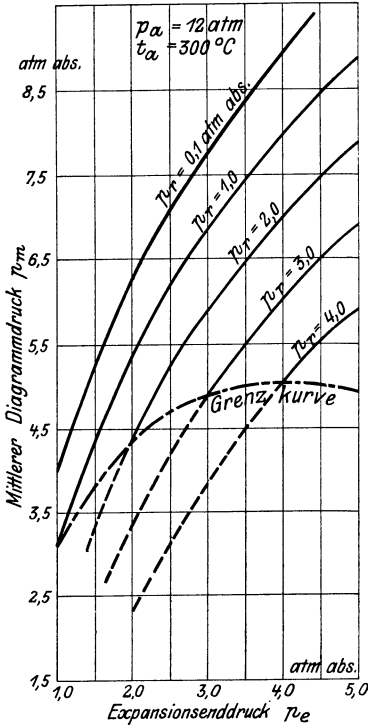


Fig. 46.

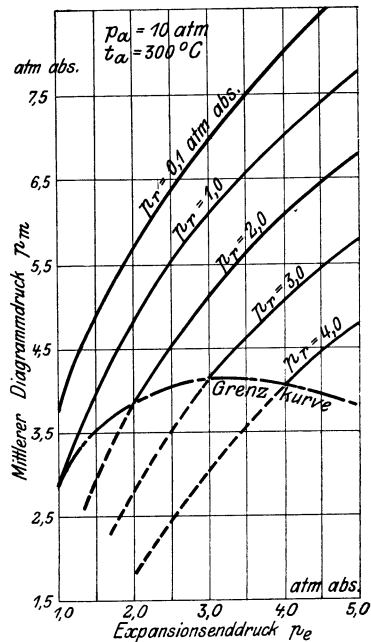


Fig. 47.

der Dampfgehalt x , so ist mit höchstens 1% Fehler p_m (naß) = $x \cdot p_{ms}$; ist noch Überhitzung vorhanden und bezeichnet $x = \frac{V_{ü}}{V_s} > 1$ das Verhältnis der spezifischen Dampfvolumina bei Sattdampf und Heißdampf, so kann die gleiche Beziehung $p_{mü} = x \cdot p_{ms}$ mit einem

¹⁾ In sämtlichen Beispielen für die Kolbenmaschine wurde mit Rücksicht auf die mit dem Abdampf des Niederdruckzylinders übliche Warmwasserbereitung mit schlechtem Vakuum ($p_c = 0,2$ Atm.) gerechnet.

Höchstfehler von 2% benützt werden. Die Bestimmung des Dampfzustandes im Aufnehmer wird für die vollkommene Maschine auf Seite 49, für die ausgeführte Maschine auf Seite 108 besprochen.

c) Zusammenhang zwischen theoretischer Arbeitsleistung L von 1 kg Dampf und dem Expansionsdruck p_e bzw. der Füllung $\frac{v_a}{v_e}$.

In den Fig. 42, 43, 44, 50 u. 51 sind die zur Berechnung des Dampfverbrauches der idealen Maschine und damit der Gütegrade

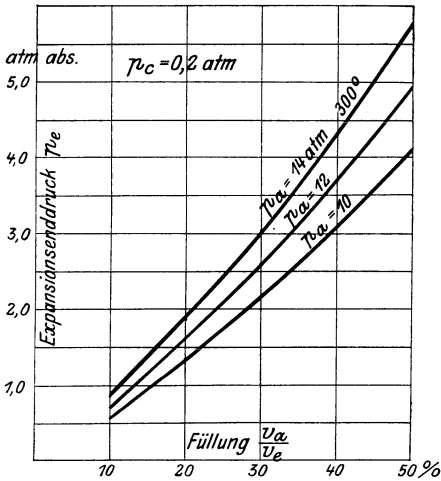


Fig. 48.

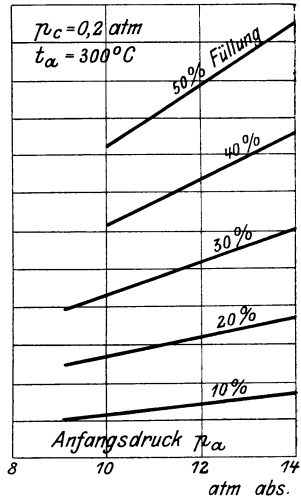


Fig. 49.

η_g ausgeführter Maschinen notwendigen Idealeistungen L in mkg von 1 kg Dampf für die verschiedenen Wärmegefälle und Expansionsgrade aufgenommen; in den Fig. 42—44 trennt entsprechend wie in den Fig. 45—47 die Grenzkurve das Gebiet der vollkommenen Expansion vom Schleifengebiet bzw. dem Gebiete der unvollkommenen Expansion.

Mit diesen Werten L ergibt sich für ein beliebiges Diagramm (p_a, p_e, p_c bzw. p_r) die Leistung von 1 kg Dampf in Psi zu $Ni_o = \frac{L}{270000}$ und der Dampfverbrauch der idealen Maschine für 1 Psi zu $Di_o = \frac{270000}{L}$ kg.

Ist D_i der durch Versuch bestimmte Dampfverbrauch der ausgeführten Maschine (bei gleichem p_e) bzw. N_i die Leistung von 1 kg Dampf, so ergibt sich der Gütegrad

$$\eta_g = \frac{D_{i0}}{D_i} = \frac{N_i}{N_{i0}}$$

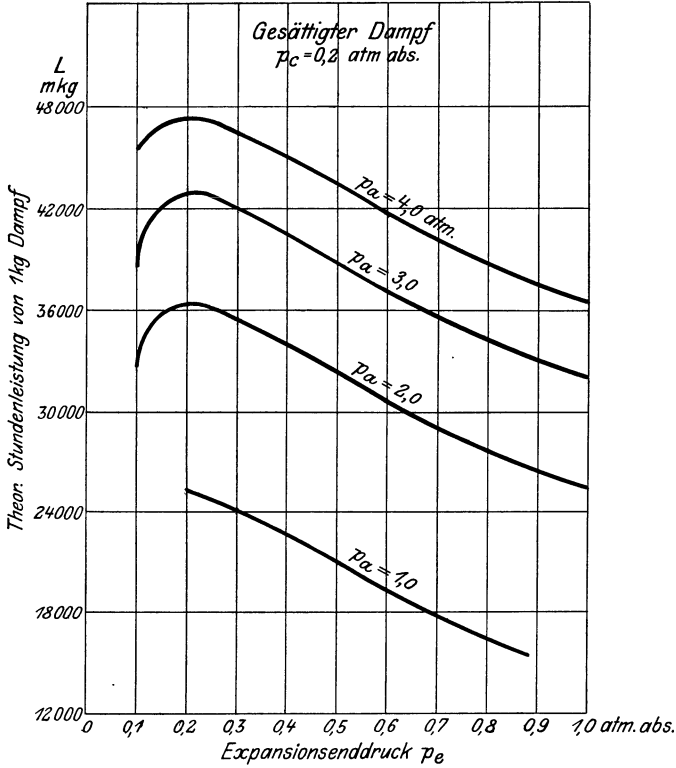


Fig. 50.

Auch der auf Dampfwärme bezogene thermische Wirkungsgrad η_t der ausgeführten Maschine bei Dampf von der Erzeugungswärme λ läßt sich schnell an der Hand der Kurven bestimmen:

$$\eta_t = \frac{L}{427 \cdot \lambda}$$

Da in den späteren Darstellungen stets auf den Dampfverbrauch der normalen Maschine bei gleicher Leistung und gleichem

Druckgefälle Bezug genommen wird, so sei noch kurz gezeigt, wie für eine gegebene Leistung, also bei bekannten Abmessungen der Maschine für bestimmten mittleren Diagrammdruck p_m an Hand

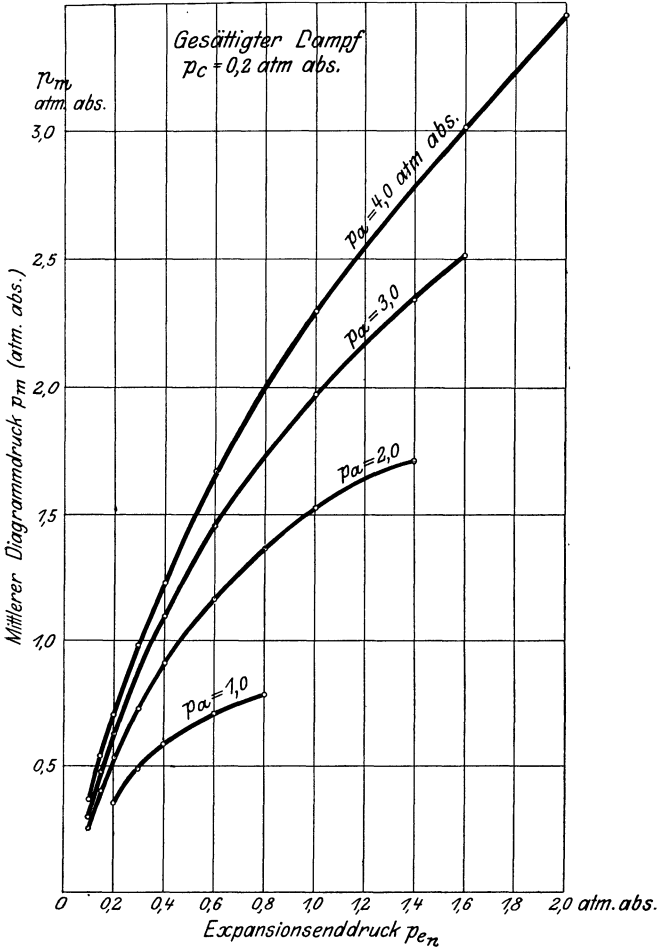


Fig. 51.

der Kurven der Dampfverbrauch der vollkommenen bzw. der ausgeführten Maschine in einfachster Weise bedingt werden kann. —

Anfangszustand (z. B. 14 Atm. und 300°) sowie Kondensator-
druck (z. B. 0,2) sind gegeben. Aus Fig. 45 wird für das ge-

70 Der Dampfverbrauch der idealen, verlustfreien Dampfmaschine usw.

wählte p_m der Enddruck p_e an Hand der entsprechenden Kurve abgelesen. Aus Fig. 42 ergibt sich für das gefundene p_e der gesuchte Wert L und damit der Dampfverbrauch der vollkommenen Maschine zu $Di_o = \frac{270000}{L}$. Der Dampfverbrauch der ausgeführten Maschine

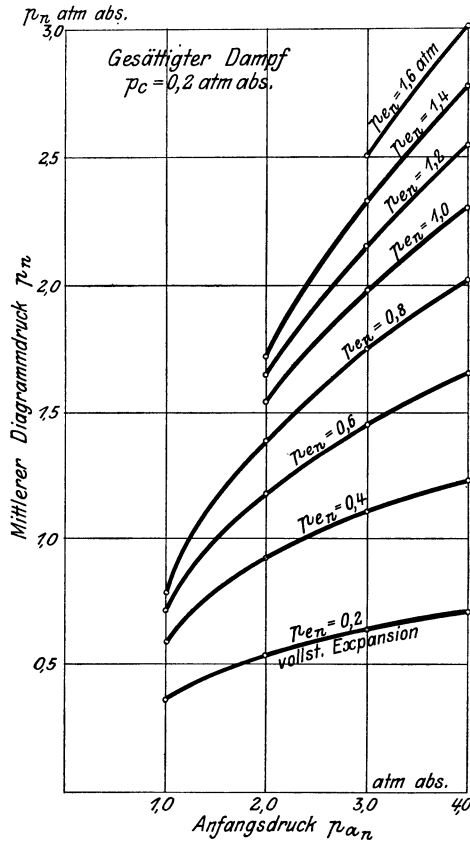


Fig. 52.

bestimmt sich unter Wahl eines nach Erfahrungswerten festzusetzenden Gütegrades η_g

$$\text{zu } D_i = \frac{Di_o}{\eta_g} \text{ kg / Psi / st.}$$

Die richtige Wahl des Gütegrades, der ja alle der Maschine nach Steuerung und Bauart eigentümlichen Verluste durch schäd-

lichen Raum, Drosselung, Wärmeaustausch des Dampfes mit Wandungen und schädlichen Flächen sowie durch Undichtheiten in sich schließt, ist selbstredend wesentlich; der auf gleichen Expansionsenddruck bezogene Gütegrad steigt mit der Belastung der Maschine, da bei größeren Füllungen sowohl die höhere mittlere Wandungstemperatur den Wärmeaustausch vermindert, als auch die sonstigen Verluste bei größerer Dampfzufuhr prozentuell geringer werden. Diese Beziehungen sowie die zahlenmäßige Bemessung der Gütegrade werden im nächsten Abschnitt behandelt.

Der Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine mit unvollkommener Expansion in Abhängigkeit von der Zwischendampfentnahme.

An Hand des Wärme-Entropiediagrammes sowie der im vorigen

Abschnitt entwickelten Hilfskurven ist es nun möglich, die Änderungen des Dampfverbrauches der verlustlosen Zwischendampfmaschine zu verfolgen und zwar allgemein, d. h. abgesehen von der Wahl des Zylinderverhältnisses unabhängig von den Abmessungen der Maschine. Die Entwicklungen dienen weniger zur Vorausbestimmung der entsprechenden Verhältnisse bei der ausgeführten Maschine, die etwas einfacher erfolgen kann (nächster Abschnitt) als,

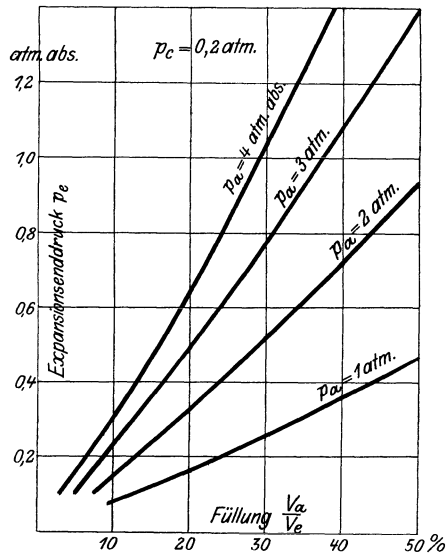


Fig. 53.

abgesehen von der theoretischen Bewertung der durch Zwischendampfentnahme erzielbaren Ersparnisse, zur Festlegung einer eindeutig bestimmten Vergleichsgrundlage für die Bewertung ausgeführter Zwischendampfmaschinen, d. h. zur Berechnung des Gütegrades. Der Dampfverbrauch, also auch der Gütegrad der

Bezeichnung:	$\varphi_{norm.} = 0,254$ $p_m = 4,455 \text{ atm.}$ $D_{norm.} = 4,23 \text{ kg/Psi/st.}$			$\varphi_{norm.} = 0,230$ $p_m = 4,0 \text{ atm.}$ $D_{norm.} = 4,12 \text{ kg/Psi/st.}$					
11. Dampfgehalt des Dampfes im Aufnehmer (Mollier-Tafel) $x = \dots$	1,10	1,03	0,996	0,736	0,71	1,102	0,985	0,905	0,737
12. Wirkl. Volumen von 1 kg Aufnahmedampf $(v_a') s = x \cdot (v_a) s$ (10. 11). cbm	0,680	0,635	0,612	0,454	0,437	0,680	0,607	0,557	0,454
13. Entnahme \mathcal{E} für 1 kg Gesamtdampf $\frac{(v_a') s - v_a' (12-9)}{12}$	0,234	0,335	0,376	0,709	0,830	0,404	0,573	0,689	0,847
14. Theor. Leistung von 1 kg Dampf im Hochdruckteil L_H (Fig. 42). mkg	33 690	33 660	33 600	32 850	32 100	33 900	33 900	33 600	33 000
15. Theor. Niederdruckleistung L_N (Fig. 50) mkg	31 650	33 600	34 200	41 400	43 050	35 700	38 400	41 100	42 000
16. $x \cdot L_N^2$ (wirkl. Leistung) (11. 15) . . . mkg	34 800	34 600	34 100	34 800	30 600	39 500	37 900	37 100	30 900
17. Im Niederdruckteil arbeitende Dampfmenge $(1 - \mathcal{E}) (13)$ kg	0,766	0,665	0,624	0,291	0,170	0,596	0,247	0,311	0,153
18. $x \cdot L_N \cdot (1 - Z)$ (16. 17) mkg	26 630	23 200	21 300	10 130	5 200	23 600	16 200	11 520	4 730
19. Gesamtleistung von 1 kg Dampf $L_H + x \cdot L_N \cdot (1 - Z)$ mkg	60 320	56 860	54 900	42 980	37 300	57 500	50 100	45 120	37 730
20. Dampfverbrauch pro 1 Psi/st. $\left(\frac{270000}{19}\right) \cdot \text{kg}$	4,47	4,75	4,92	6,28	7,23	4,99	5,38	5,98	7,16
21. Dampfverbrauch in Proz. des normalen Dampfverbrauches %	105,5	112,0	116,0	148,3	170,8	114,0	130,5	145,0	173,5
22. Entnahme in Proz. des normalen Dampfverbrauches %	24,7	37,7	43,7	105,0	141,8	48,7	75,0	100,0	147,0
23. Ersparnis gegenüber getrenntem Betrieb %	15,4	18,6	18,65	27,6	29,4	23,3	26,6	27,5	29,7

1) Im Schleifengebiet. — 2) Für Überhitzung Annäherungswert mit 2 % Höchstfehler.

normalen Maschine läßt sich ja, wie leicht erklärlich, nicht als Bewertungsgrundlage für die Zwischendampfmaschine anwenden.

In der Zahlentafel 2 und der Fig. 55 wird als Beispiel der rechnerischen Bestimmung der Veränderung des Dampfverbrauches gegenüber der normalen Maschine die Steigerung des Dampfverbrauches bei gleichbleibender Leistung und wachsender Entnahme berechnet für einen Anfangsdampfzustand von 14 Atm. und 300° C., einen Aufnehmerdruck von 2 Atm., einen Kondensatordruck von 0,2 Atm. und ein Zylinderverhältnis 1:2. Die gewählte Leistung

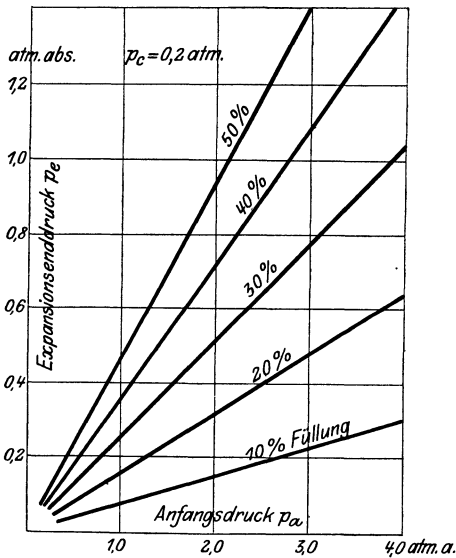


Fig. 54.

liegt etwas über der Normalleistung der Maschine ohne Entnahme. Die Füllungen im Hoch- und Niederdruckteil, die entsprechenden Leistungen, die Menge des entnommenen Dampfes, sowie die theoretischen Ersparnisse gegenüber getrenntem Betrieb werden ohne Diagrammkonstruktion rein rechnerisch abgeleitet und gleichzeitig die gesuchte Gesetzmäßigkeit graphisch festgelegt.

Genau in gleicher Weise läßt sich der Einfluß des Aufnehmerdrucks und der Belastung für jedes beliebige Wärmegefälle und Zylinderverhältnis für die verlustlose Maschine bestimmen.

Gang der Entwicklung: Die Füllung im Hochdruckzylinder

$$\varphi = \frac{v_a}{v_e} \tag{Ia}$$

wird gewählt; die Fig. 48 liefert den zugehörigen Expansionsenddruck p_{eH} , und Fig. 45 für das so bestimmte p_{eH} den mittleren

Diagrammdruck p_H des Hochdruckteiles bei der gewählten Füllung. Für die gleichfalls festgelegte Gesamtleistung bezw. den auf den Niederdruckzylinder bezogenen mittleren Gesamtdruck p_m ergibt sich unter Berücksichtigung des Zylinderverhältnisses 1:2 der zu p_H gehörige Niederdruckwert

$$p_N = p_m - \frac{1}{2} \cdot p_H. \quad (\text{II})$$

Die Fig. 51 ergibt den entsprechenden Expansionsenddruck p_{eN} und damit folgt aus Fig. 53 der Füllungsgrad im Niederdruckzylinder

$$\psi = \frac{v_a'}{V_E}. \quad (\text{III})$$

Nimmt man an, daß in dem Hochdruckzylinder bei der gewählten Füllung 1 kg Dampf von dem aus der Dampftabelle für 14 Atm. und 300° C. zu bestimmenden Volumen v_a eintritt, so arbeitet von diesem Kilogramm Dampf im Niederdruckteil nur das Anfangsvolumen (Ib) $v_a' = V_E \cdot \psi$ weiter. $V_E = 2 \cdot v_e$ ergibt sich aus (Ia) zu $V_E = \frac{2 \cdot v_a}{\varphi}$ und daraus

$$v_a' = \frac{2 \cdot \psi}{\varphi} \cdot v_a \quad (\text{IV})$$

(wirkliches Anfangsvolumen im Niederdruckzylinder). Bestimmt man nun noch das dem Dampfzustand bei Eintritt in den Niederdruckzylinder entsprechende Volumen von 1 kg Dampf $(v_a')_s$, so ergibt die Differenz der Volumina $(v_a')_s$ und v_a' die Größe der Entnahme. Das wirkliche Volumen von 1 kg Dampf ergibt sich aus dem spezifischen Volumen des gesättigten Dampfes v_{a_s} und der nach der MOLLIER-Tafel zu bestimmenden Dampffuchtigkeit x_r ¹⁾ zu $(v_a')_s = x_r \cdot v_{a_s}$, die Entnahme in Prozenten des Dampfverbrauches der Zwischendampfmaschine zu

$$\zeta = \frac{(v_a')_s - v_a'}{(v_a')_s} \cdot 100\%$$

bezw. zu

$$Z' = \frac{(v_a')_s - v_a'}{(v_a')_s} \text{ in Kilogramm.}$$

¹⁾ x_e bestimmt sich an Hand der Fig. 35, $x_r = \frac{x \cdot v_{e(s)}}{v_{r(s)}}$, wobei $v_{e(s)}$ und $v_{r(s)}$ die Volumina des gesättigten Dampfes bei den entsprechenden Drucken sind.

Damit ist die Leistungsverteilung für die zugehörige Entnahmemenge eindeutig bestimmt. Zur Berechnung des Dampfverbrauches, sowie der Ersparnis durch Zwischendampfentnahme gegenüber getrenntem Betriebe entnimmt man aus den Fig. 42 und 50 die dem festgelegten Wärmegefälle im Hoch- und Niederdruckteile entsprechenden theoretischen Arbeitswerte L_H und $x \cdot L_N$ für je 1 kg Dampf und erhält als Gesamtleistung von 1 kg dem Hochdruckzylinder zugeführten Dampf, von dem $(1 - z)$ kg im Niederdruckzylinder weiterarbeiten:

$$L_{ges} = L_H + x \cdot (1 - z) \cdot L_N \text{ m/kg,}$$

woraus unmittelbar der theoretische Dampfverbrauch für 1 Psi Gesamtleistung zu

$$Dz = \frac{270000}{L_{ges}} \text{ kg/Psi/st}$$

folgt. Bezeichnet D_n den Dampfverbrauch der Maschine ohne Entnahme, so ergibt sich die Entnahmemenge in Hundertteilen des normalen Dampfverbrauches zu

$$\frac{z \cdot D_z}{D_n} \cdot 100 = \zeta' \text{ ‰}$$

und die Steigerung des Dampfverbrauches zu

$$\frac{D_z - D_n}{D_n} \cdot 100 = \xi \text{ ‰.}$$

Die Ersparnis in Prozenten gegenüber getrenntem Betrieb ergibt sich folglich zu

$$\varepsilon = \frac{\xi - \zeta'}{100 + \xi} \cdot 100 \text{ ‰.}$$

Aus der Kurve, welche die Steigerung des Dampfverbrauches in Abhängigkeit von der Entnahmemenge, beides in Hundertteilen des normalen Dampfverbrauches, darstellt, kann demnach unmittelbar für jeden beliebigen Punkt gemäß der letztangeführten Beziehung die Ersparnis abgelesen werden; auch für die ausgeführte Maschine wird daher auf S. 83 u. f. die gleiche Darstellung gewählt.

Die Fig. 55 stellt die aus der Zahlentafel 2 sich ergebende Gesetzmäßigkeit dar. Der Dampfverbrauch in kg/Psi/st, ebenso wie die prozentuelle Steigerung gegenüber der normalen Maschine sind, in Abhängigkeit von der Entnahme (in Prozent des Gesamtdampf-

verbrauches [Kurven *A*] und in Prozent des Verbrauches der normalen Maschine [Kurven *B*]) dargestellt.

Die Steigerung des Dampfverbrauches mit anwachsender Entnahme verläuft nicht mehr, wie bei der verlustlosen Turbine, linear, sondern die Verluste durch unvollständige Expansion, die bei steigender Entnahme im Hochdruckteil wachsen und im Niederdruckteil abnehmen, bedingen bei kleinen Entnahmemengen einen parabelförmigen Verlauf der Kurve; bei größerer Entnahme wächst die Steigerung linear, doch geht die Gerade nicht durch den Nullpunkt. Wenn die Steigerung in Abhängigkeit von der auf den

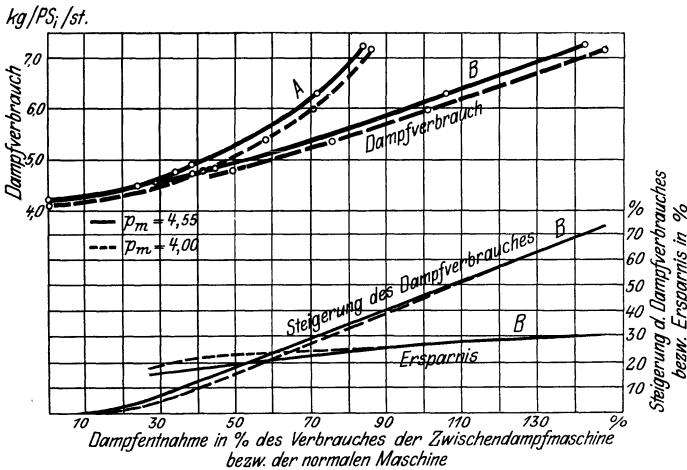


Fig. 55. Dampfverbrauch der verlustlosen Kolbenmaschine in Abhängigkeit von der Entnahmemenge.

Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine bezogenen Entnahme dargestellt wird, ergeben sich stärker nach oben aufgebogene Kurven:

$$\zeta' = \frac{Z_H}{1 + Z_H} \cdot \left(1 + \frac{L_H \cdot v}{L_N \cdot V} \right).$$

Die Rechnung wurde für zwei verschiedene Leistungen durchgeführt, um auch den Einfluß der Belastung zu zeigen; die mittleren Drücke wurden ziemlich groß gewählt, um ein möglichst großes Entnahmegebiet zu beherrschen (0—80% Entnahme auf Gesamtdampfverbrauch bezogen bzw. 140% auf den Dampfverbrauch der normalen Maschine bezogen und 27—45% Füllung im Hochdruckzylinder). Der Einfluß der Belastungssteigerung, der im spezifischen

Zahlentafel 3. Abhängigkeit des Dampfverbrauches, der Leistungsverteilung und der Dampfspannisse bei der verlustlosen Kolbendampfmaschine von der Höhe der Entnahme.
 $p_a = 14$ atm., 300°C .; $v_a = 0,1849$ cbm/kg; $p_r = 2,0$ atm.; $p_c = 0,2$ atm.; v : $V = 1 : 2$.

Bezeichnung:	$\varphi_{norm.} = 0,285$	$p_m = 4,842$ atm.	$D_{norm.} = 4,35$ kg/Psi/st.		
1. Hochdruckfüllung $\varphi = \frac{v_a}{v_{eH}}$	0,33	0,35	0,37	0,39	0,40
2. Enddruck p_{eH} (Fig. 48) atm.	3,37	3,60	3,90	4,10	4,25
3. Mittlerer Druck p_H (Fig. 45) atm.	6,99	7,29	7,65	7,89	8,04
4. Endvolumen im Hochdruckteil $v_{eH} = \frac{v_a}{\varphi}$ cbm	0,5600	0,5283	0,4997	0,4741	0,4620
5. Mittlerer Druck im Niederdruckteil $p_N = p_m - \frac{v}{V} \cdot p_H$ (2) atm.	1,35	1,19	1,02	0,90	0,82
6. Enddruck p_{eN} (Fig. 51) atm.	0,78	0,63	0,48	0,40	0,35
7. Niederdruckfüllung $\psi = \frac{v_a}{V_E}$ (Fig. 53)	0,435	0,36	0,285	0,25	0,15
8. Endvolumen im Niederdruckteil $V_E = \frac{V}{\psi} \cdot v_{eH}$ (4) cbm	1,1200	1,0566	0,9994	0,9482	0,9240
9. Anfangsvolumen im Niederdruckteil $v_{a'} = V_E \cdot \psi$ (7.8) cbm	0,487	0,381	0,285	0,228	0,1386
10. Volumen von 1 kg Satttdampf beim Druck $p_r = (v_a)s$ cbm	0,9006	0,9006	0,9006	0,9006	0,9000
11. Dampfgehalt des Dampfes im Aufnehmer (MOLLER-Tafel) $x =$	0,67	0,65	0,61	0,61	0,60
					0,55

Bezeichnung:	$\varphi_{norm.} = 0,285$						
	$p_m = 4,842 \text{ atm.}$ $D_{norm.} = 4,35 \text{ kg/Psi/st.}$						
12. Wirkliches Volumen von 1 kg Aufnahmedampf $(v_a') s = x \cdot (v_a) s$ (10. 11)	0,6025	0,5860	0,5490	0,5490	0,5490	0,5400	0,4960
13. Entnahme s für 1 kg Gesamtdampf $\frac{v_a' s - v_a' (12 - 9)}{(v_a') s}$	0,192	0,358	0,477	0,585	0,74	0,753	0,753
14. Theor. Leistung von 1 kg Dampf im Hochdruckteil L_H (Fig: 42)	39 600	38 700	38 400	37 800	37 800	37 800	36 600
15. Theor. Niederdruckleistung L_N (Fig: 50)	27 960	30 300	32 100	33 450	33 900	33 900	36 540
16. $x \cdot L_N^1$ (wirl. Leistung) (11. 15)	18 700	19 695	19 900	20 400	20 400	20 340	20 130
17. Im Niederdruck arbeitende Dampfmenge $(1 - s)$ (13) kg	0,808	0,642	0,523	0,415	0,260	0,260	0,217
18. $x \cdot L_N \cdot (1 - Z)$ (16. 17)	18 700	12 650	10 250	8 480	5 300	4 370	4 370
19. Gesamtleistung von 1 kg Dampf $L_H + x \cdot L_N(1 - Z)$ mkg	58 300	51 350	48 700	46 300	43 100	40 900	40 900
20. Dampfverbrauch pro 1 Psi _{st.} $\left(\frac{270000}{19}\right)$	4,97	5,25	5,54	5,82	6,26	6,60	6,60
21. Dampfverbrauch in Proz. des normalen Dampfverbrauches	115,0	120,5	127,5	133,9	144,0	151,5	151,5
22. Entnahme in Proz. des normalen Dampfverbrauches %	22,2	43,3	60,7	78,2	106,6	118,5	118,5
23. Ersparnis gegenüber getrenntem Betrieb	5,9	15,9	20,65	24,8	30,2	30,7	30,7

1) Für Überhitzung Annäherungswert mit 2% Höchstfehler.

Dampfverbrauch zu erkennen ist, ist ohne Belang auf die prozentuelle Dampfverbrauchssteigerung, die in den Grenzen 30—140^o/_o bei Entnahme von 7^o/_o bis auf 70^o/_o anwächst, entsprechend Ersparnisbeträgen von 18—30^o/_o.

In der Zahlentafel 3 ist noch ein Beispiel für gleichen Anfangsdruck aber geringeren Aufnehmerdruck durchgerechnet, welches die günstigere Wirkung des niederen Aufnehmerdrucks auf die Ersparnis zeigt, wenn der Zwischendampf vollwertig gerechnet wird, gleichzeitig aber auch die ungünstigere Wirkung auf die Güte des Aufnehmerdampfes (Spalte 11).

Werden in gleicher Weise noch weitere Kurven für verschiedene mittlere Drucke und Druckgefälle dargestellt, so kann der Einfluß der Belastung und des Aufnehmerdrucks in Abhängigkeit von der Entnahme für die verlustlose Maschine durch Schnittkurven graphisch veranschaulicht werden.

Es wurde indes für die verlustlose Maschine hiervon abgesehen, da sich der Charakter der Kurven für jedes Zylinderverhältnis ändert und überdies die Darstellung an Hand der gegebenen Entwicklung leicht möglich ist. Für die ausgeführte Maschine werden im nächsten Abschnitte Erfahrungswerte über den Einfluß des Aufnehmerdrucks angeführt. Über den Einfluß des Belastungsgrades liegen wenig Werte vor, auf Grund der Fig. 55, sowie des Umstandes, daß bei den großen Füllungen, wie sie bei Entnahme im Hochdruckzylinder auftreten, der Gütegrad der Kolbenmaschine sich nur sehr wenig ändert, kann jedoch der Schluß gezogen werden, daß bei Kolbenmaschinen der Belastungsgrad auf die prozentuelle Dampfverbrauchssteigerung nur von sehr geringem Einfluß ist. Die diesbezüglichen Verhältnisse bei Dampfturbinen sind auf Seite 83 behandelt.

Im übrigen können die entwickelten Gesetzmäßigkeiten für die „verlustlose“ Zwischendampfmaschine, deren Niederdruckteil nach früherem ungünstiger arbeitet als die „unvollkommene“ Maschine in erster Linie, außer zur Ableitung der richtigen Gesetzmäßigkeiten für die ausgeführte Maschine, als eindeutig bestimmte Vergleichsgrundlage für die Bewertung ausgeführter Zwischendampfmaschinen gleicher Leistung und gleicher Entnahme dienen, für welche der „Gütegrad“ der normalen Kondensationsmaschine naturgemäß keinen Vergleichswert besitzt.

V. Dampfverbrauch und Dampfersparnis bei der ausgeführten Zwischendampfmaschine.

1. Die Anzapfturbine.

Für die verlustlose Dampfturbine ergab sich nach Seite 55 ein lineares Anwachsen der Dampfverbrauchssteigerung mit der auf den Dampfverbrauch der normalen Maschine bezogenen prozentuellen Entnahme, also auch mit der absoluten Größe der Dampfentnahme in Kilogramm. Die Schnelligkeit der Steigerung des Dampfverbrauches, die bei der verlustlosen Maschine lediglich von der Verteilung des Wärmegefälles auf Hoch- und Niederdruckteil, also namentlich der Höhe des Anzapfdruckes, abhängt, wird bei der ausgeführten Turbine auch von der Güte der Wärmeausnützung vor und nach der Anzapfstelle wesentlich beeinflusst; die Steigerung in Abhängigkeit von der Entnahmemenge erfolgt nach der Gesetzmäßigkeit

$$Z = Z_H \left(1 + \frac{L_H \cdot \eta_H}{L_N \cdot \eta_N} \right).$$

Der Charakter dieser Gesetzmäßigkeit, d. h. die Abweichung von der geradlinigen Steigerung des Dampfverbrauches mit der Entnahme, ist durch das jeweilige Verhältnis $\frac{\eta_H}{\eta_N}$ der Gütegrade im Hoch- und Niederdruckteil bedingt. Dieses Verhältnis hängt im wesentlichen nur von der Art der Regulierung (Düsen- und Drosselregelung) und vom Belastungsgrad der Turbine ab; für Volland- und Düsenregelung im Hochdruckteil ist $\frac{\eta_H}{\eta_N} = \frac{1}{1,1}$ bis $\frac{1}{1,2}$ und nahezu gleichbleibend über das mittlere Gebiet der möglichen Dampfentnahme, während sich bei kleineren Belastungen größere, mit der Entnahmemenge veränderliche Werte für $\frac{\eta_H}{\eta_N}$ ergeben, die also ein steileres Ansteigen der Kurven, d. h. eine geringere Wirtschaftlichkeit der Entnahme bei kleiner Belastung bedingen. Bei Drosselregelung am Hochdruckteil ist der Dampfverbrauch der normalen Turbine bei Halblast etwa 10—15% höher als bei Düsenregelung. Nach Josse¹⁾ ergibt bei Zwischendampfentnahme Drosselregelung am Hoch-

¹⁾ A. a. O., Seite 48.

und Niederdruckventil ungünstigere Verhältnisse als getrennter Heiz- und Kraftbetrieb, da die Turbinenquerschnitte für Vollast und große Entnahme bemessen werden, so daß bei kleiner Entnahme starkes Herabdrosseln des Frischdampfes bedingt wird. (Der Arbeitsverlust durch Drosselung entsteht bekanntlich dadurch, daß durch die Drosselung ohne Arbeitsabgabe ein Entropiezuwachs bedingt wird, dessen Arbeitswert durch die qualitative Dampfverbesserung nur zum Teil ersetzt wird.) Die Fig. 56 stellt den Gesamtdampfverbrauch, sowie die Entnahmemengen und Ersparnisse in Kilogramm

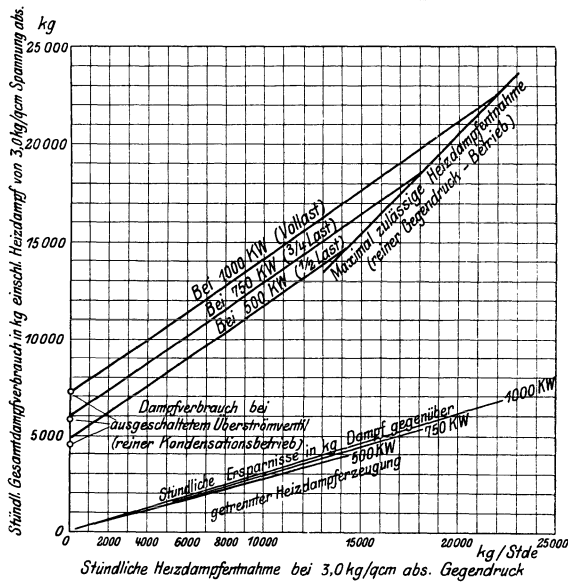


Fig. 56. Dampfverbrauch einer A. E. G.-Anzapfturbine.

dar, die sich bei einer Anzapfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft bei Vollast, $\frac{3}{4}$ und $\frac{1}{2}$ Last ergeben.

Die Figur dient hauptsächlich zur Veranschaulichung des großen Entnahmegebietes, das die Anzapfturbine zwischen Kondensations- und Gegendruckbetrieb besitzt. Da der Gütegrad der Turbine im Hochdruckteil etwa $\frac{1}{3}$ kleiner ist als der der Kolbenmaschine, wächst der spezifische Dampfverbrauch bei Gegendruckbetrieb des Hochdruckteiles, wenn also der gesamte Dampf mit Ausnahme der Verluste durch die Stopfbüchsen des Niederdruckteils zur Heizung entzogen wird, schneller als bei der Kolbenmaschine. Bei

letzterer können maximal etwa 150 % des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschine entzogen werden, bei der Turbine, wie aus der Fig. 56 ersichtlich, bis zu 300 %¹⁾

Zur Beurteilung der prozentuellen Zunahme des Dampfverbrauches bei verschiedenen Belastungen, Entnahmemengen und Aufnehmerdrücken, und der zugehörigen Ersparnisse gegenüber getrennter Heizdampferzeugung, sind Erfahrungs- und Versuchswerte der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in der Zahlentafel 4 und den Fig. 57 u. 58 aufgenommen. Die Zahlen, die wie alle früheren

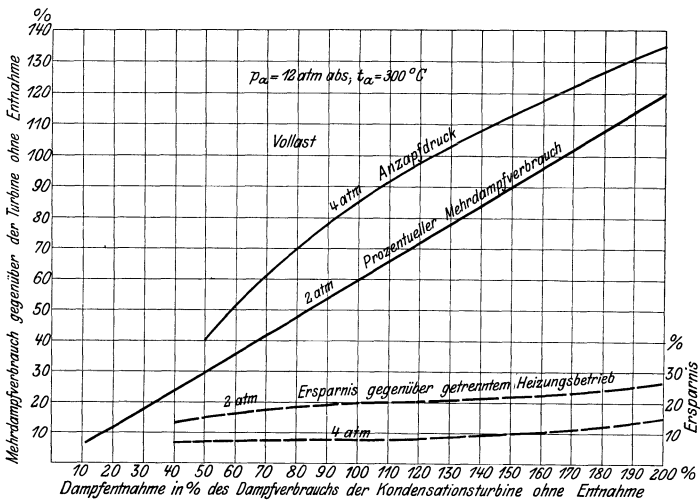


Fig. 57. Versuche an A. E. G.-Turbinen; Dampfverbrauch und Ersparnis bei Vollast.

Entwicklungen, nur prozentuelle Beziehungen enthalten, also ziemlich unabhängig von der absoluten Größe und dem Gütegrad der Vergleichskondensationsmaschine sind, haben Geltung für Maschinen mit etwa 400—2400 KW. Normalleistung, entsprechend Gesamtdampfverbräuchen der Kondensationsturbine von 3000—13000 kg/st. bei 12 Atm. und 300° Frischdampfzustand. Die Zahlentafel enthält für Vollast Werte bei

50 %	Entnahme entspr.	1500—	6500 kg/st.	Anzapfdampf
100 "	"	"	3000—13000	"
200 "	"	"	6000—26000	"

¹⁾ Vergl. Seite 133.

welche praktisch auftretende Einnahmemengen darstellen, während bei Halblast bei 2 Atm. Anzapfdruck etwa 200%, bei 4 Atm. etwa

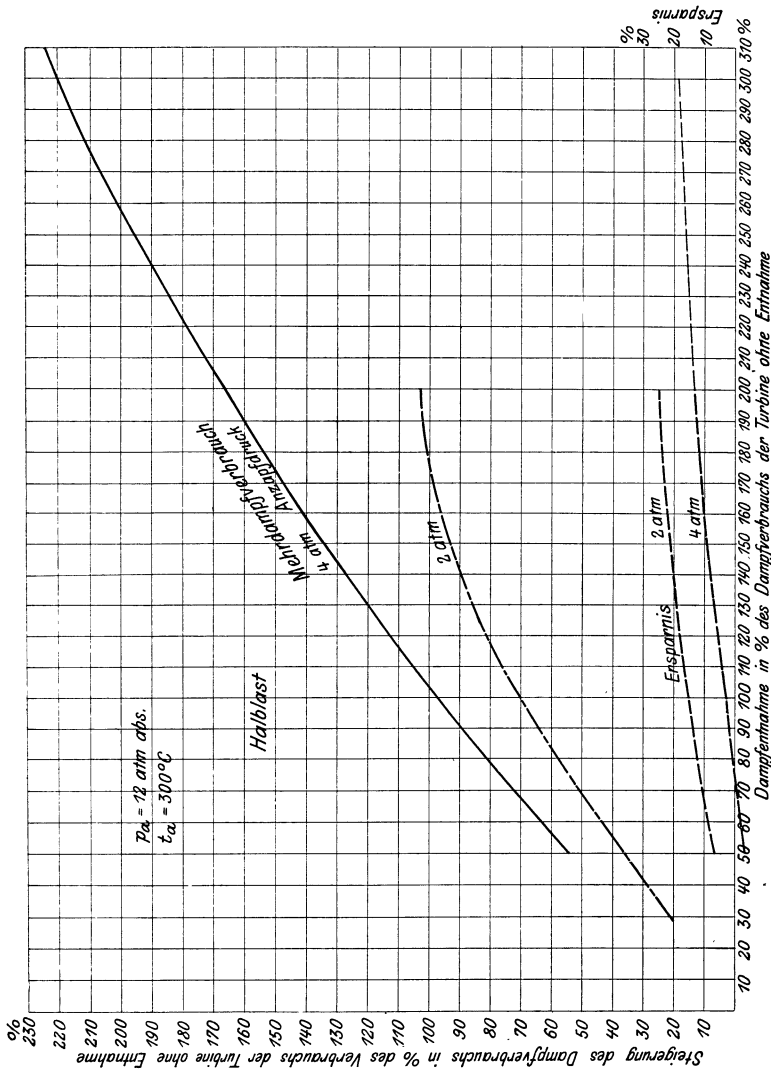


Fig. 58. Versuche an A. E. G.-Turbinen; Dampfverbrauch und Ersparnisse bei Halblast.

300% des Dampfverbrauches der normalen Maschine die obere Entnahmegrenze bilden. (Die Zahlen beziehen sich auf die von der

Dynamo abgegebene Kilowattleistung, können jedoch für Wirtschaftlichkeitsberechnungen ohne erheblichen Fehler auch für die Nutzleistung in Pferdestärken verwertet werden.)

Zahrentafel 4.

Entnahme	Dampfverbrauchssteigerung			
	in Proz. des Dampfverbrauches der Kondensationsturbine			
	Vollast		Halblast	
	Anzapfdruck Atm. abs.		Anzapfdruck Atm. abs.	
	2,0	4,0	2,0	4,0
%	%	%	%	%
50	30	40	40	55
100	60	85	70	95
200	120	155	125	160
300	—	—	—	225

Bei Vollast ergibt sich für 2 Atm. eine geradlinige Steigerung (also konstantes $\frac{\eta_H}{\eta_N}$), für 4 Atm. eine bis etwa 100% Entnahme stark gekrümmte Kurve, die bei größeren Entnahmen langsamer ansteigt. Die zugehörigen Ersparnislinien lassen den schädlichen Einfluß der erhöhten Entnahmespannung, sowie den günstigen Einfluß der größeren Entnahme auf die Höhe der Ersparnisse erkennen (Ersparnis bei größter Entnahme 27% bei 2 Atm. und 16% bei 4 Atm.). Bei 4 Atm. wird bei 20% Entnahme nur mehr ungefähr 5% Ersparnis erreicht, die Kurve liegt bereits sehr nahe an der Grenze für die Wirtschaftlichkeit (Strahl durch den Nullpunkt unter 45° vergl. S. 57). Die Dampfverbrauchssteigerung erfolgt bei der Turbine mit der Größe der Entnahme wesentlich schneller als bei der Kolbenmaschine (vergl. S. 82), wie es aus dem Verhältnis der Gütegrade des Hochdruckteiles erklärlich ist.

Die Kurven für halbe Last ergeben beide größere Abweichungen von den theoretischen Geraden und schnelleres Ansteigen mit der Entnahme, die Ersparnisse bei gleicher prozentueller, also absolut etwa halber Entnahme wie bei Vollast sind naturgemäß geringer und fallen schnell mit abnehmender Entnahme. Bei 2 Atm. und halber Last wird die Dampfentnahme aus der Turbine etwa bei Unterschreitung von 25% Entnahme, bei 4 Atm. etwa unter 75%

Entnahme unwirtschaftlich. Bei kleiner Entnahme, kleiner Belastung und hohem Heizungsdruck ist daher meist getrennte Arbeitsweise vorzuziehen; die unteren wirtschaftlichen Entnahmegrenzen gehen schnell mit wachsendem Anzapfdruck in die Höhe.

Die angeführten Vergleichszahlen beziehen sich auf die gleiche prozentuelle Entnahme; die Absolutmengen des entzogenen Dampfes hängen natürlich von dem spezifischen Dampfverbrauch der Kondensationsmaschine und der Belastung in PS. bzw. KW. ab. Da der spezifische Dampfverbrauch bei Halblast etwa 10—15% größer ist als bei Vollast, so entsprechen 200% Entnahme bei Halblast etwa 107% (nicht 100%) Entnahme bei Normallast, wodurch sich die Verhältnisse bei gleicher absoluter Entnahme etwas zugunsten der kleineren Belastungen verschieben, der Unterschied in den Ersparnissen also etwas kleiner wird.

Der Verlauf der dargestellten Gesetzmäßigkeiten ist für die verschiedenen Turbinensysteme gemäß der kennzeichnenden relativen Größenordnung der Gütegrade etwas verschieden. Für Wirtschaftlichkeitsberechnungen, die im nächsten Abschnitt behandelt werden, können die angeführten Zahlen mit genügender Genauigkeit verwendet werden.

Wie bei der verlustlosen Turbine ergibt sich, gegenüber der schädlichen Wirkung gesteigerten Anzapfdruckes, durch verschiedene Höhe der Anfangsspannung des Frischdampfes nur eine sehr geringe Veränderung des prozentuellen Mehrdampfverbrauches bzw. der erzielbaren Dampfersparnisse.

Dies hat seinen Grund hauptsächlich in der Güte des entnommenen Dampfes bzw. in den Niederdruckteil gelangenden Dampfes, der bei Expansion von gleicher Dampftemperatur aus um ein geringeres Druckgefälle entsprechend höher überhitzt bleibt.

Auf die in den Fig. 57 u. 58 enthaltenen Mehrdampfverbrauchszahlen und Ersparnisziffern ist z. B. die Erhöhung des Anfangsdruckes von 12 Atm. auf 14 Atm., sowie seine Verminderung von 12 Atm. auf 10 Atm. bis zu 50% Entnahme der jeweiligen Dampfmenge der Kondensationsmaschine ohne merklichen Einfluß. Zwischen 100% und 200% Entnahme verläuft für 14 Atm. Anfangsdruck bei Vollast und Halblast die Mehrverbrauchskurve für 2 Atm. Anzapfdruck um 2,5 Einheiten tiefer, bei 4 Atm. Anzapfdruck und Normallast um etwa 6 Einheiten und bei Halblast um etwa 4 Einheiten tiefer als die entsprechende Kurve für 12 Atm.

Bei 10 Atm. Anfangsdruck ist die Erhöhung des Mehrverbrauchs (ebenfalls in absoluten Prozentzahlen) für 2 Atm. bei Voll- und Halblast, sowie bei 4 Atm. und Vollast ebenso groß, wie die für 14 Atm. angeführte Verminderung, bei Halblast und 4 Atm. Anzapfdruck beträgt sie etwa 8 Prozenteinheiten.

Es sei an dieser Stelle nochmal betont, daß alle in den Zahlentafeln und Kurven angegebenen Dampfersparniszahlen nur mit der Beschränkung Geltung besitzen, daß der entnommene Maschinendampf dem zu ersetzenden Frischdampf für Heizung gleichwertig gerechnet wird, und daß für eine genauere Berechnung die reduzierte Ersparnis gemäß den Ausführungen auf Seite 56 einzusetzen ist.

Die rechnerische Vorausbestimmung des Dampfverbrauches bei beliebiger Entnahme kann, wie erwähnt, an Hand der Gleichung

$$Z = Z_H \left(1 + \frac{L_H \cdot \eta_H}{L_N \cdot \eta_N} \right)$$

durchgeführt werden; Zahlenwerte für die Gütegrade zeitgemäßer Turbinenausführungen finden sich in STODOLA, „Die Dampfturbine“, für verschiedene Größen und Belastungsgrade. Der Dampfverbrauch des Niederdruckteiles wird bei gleichbleibender Kühlwassermenge und zunehmender Entnahme infolge der Erhöhung der Luftleere günstiger als bei der normalen Maschine.¹⁾

2. Die Kolbendampfmaschine.

a) Versuchs- und Erfahrungswerte.

Bei der Kolbendampfmaschine ist nach früherem die prozentuelle Steigerung des Dampfverbrauches mit der Menge des entzogenen Dampfes weitaus weniger vom Belastungsgrad abhängig, wie bei der Turbine; dagegen ist außer der Verteilung des verfügbaren Druckgefälles auf Hoch- und Niederdruckzylinder, also dem

¹⁾ In neuester Zeit greift der Dampfturbinenbau für sehr grosse Leistungen zwecks Herabminderung des Dampfverbrauches zum Zusammenbau von 2 Hochdruckteilen und einen Niederdruckteil in einem Gehäuse, die eine Vereinigung einer Gegendruckturbine mit einer normalen Turbine darstellen. Wie auf S. 8 für die Kolbenmaschine besprochen, wird die Belastung des Gegendruckteiles dem Abdampfbedarf entsprechend geregelt; der Fortfall der Drosselverluste des Niederdruckteiles macht sich im Gesamtdampfverbrauch günstig bemerkbar.

Anfangs- und Aufnehmerzustand, wesentlich das Zylinderverhältnis von maßgebender Bedeutung für die Schnelligkeit der Dampfverbrauchssteigerung, so daß im gleichen Umfange allgemein verwertbare Kurven, wie bei der Turbine, nicht angegeben werden können.

Sämtliche dem Verfasser bekannt gewordene vergleichende Versuche an Zwischendampfmaschinen, bei denen die Menge des entzogenen Dampfes bestimmt wurde,¹⁾ sind, mit Ausnahme einiger unten zu besprechenden Versuchsreihen, in der Zahlentafel 5 zusammengestellt. In den vorderen Spalten der Tafel sind Leistungen, Zylinderverhältnis, Druck- bzw. Wärmegefälle und Füllungen angegeben, die letzten 3 Spalten enthalten die Größe der Entnahme, die Steigerung des Dampfverbrauches gegenüber der unter gleichen Bedingungen arbeitenden Maschine ohne Entnahme, sowie die Dampfersparnisse bei vollwertig gerechnetem Zwischendampf. Sämtliche praktisch auftretenden Zylinderverhältnisse (1 : 1,8—1 : 3,0) und Anfangsdrucke (9—14 Atm. abs.) sind für Entnahmespannungen von 1,8—3,0 Atm. und für Dampfentnahmen von 12—77 % des Verbrauchs der Zwischendampfmaschine entsprechend 14—125 % der normalen Maschine in Einzelwerten vertreten. Wenn sich dieselben auch nicht zu Kurven zusammenfassen lassen, so geben sie doch vor allem ein Bild über die Größenordnung der erreichbaren Ersparnisse, die sich von denen der verlustlosen Maschine nicht wesentlich unterscheiden, und bei größter Entnahme etwa 30 % erreichen; einzelne Werte lassen ferner Rückschlüsse auf den Einfluß der einzelnen Faktoren zu, z. B. zeigen Versuch 5 und 6 den günstigen Einfluß des größeren Zylinderverhältnisses, 6 und 7 den geringen Einfluß des 3 Atm. höheren Anfangsdruckes, 7 a, b, c und 8 a—c den Einfluß der Dampfentnahme. Die Versuche 3 und 3 a an einer offenbar zunächst nicht für Zwischendampfentnahme gebauten Maschine zeigen den Nachteil des kleinen Zylinderverhältnisses bei hohem Aufnehmerdruck in den besonders niedrigen Ersparnisziffern; bei 2,8 Atm. Receiverdruck und 14 % Entnahme tritt gegenüber getrenntem Betrieb bereits ein Verlust auf.

Die Versuche 8 a—c gehören zu einer von HOTTINGER²⁾ veröffentlichten Versuchsreihe an einer Sulzermaschine; die Fig. 59

¹⁾ Dies in in der Praxis wegen des meist gleichzeitig vorhandenen Frischdampfzusatzes leider sehr selten möglich.

²⁾ Zeitschrift des Vereins d. Ing. 1912. Durch die entgegenkommende Überlassung der Arbeit durch die Firma SULZER vor der Veröffentlichung war Verfasser in stand gesetzt, die wertvollen Ergebnisse noch zu berücksichtigen.

Zahlentafel 5.
Vergleichende Versuche über den Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen mit und ohne Zwischendampfentnahme.

Nr.	Durchgeführt von	Maschinenleistung Psi	Zylinderverhältnis	Anfangs-		Atm. abs. druck	Atm. abs. temperat. ° C.	Atm. abs. druck	Vakuum im Nieder-		Wirkliche Füllung		Dampfver- brauch der Maschine		Dampfentnahme in Proz d. Dampf verbrauchs der Maschine		Steigerung d. Dampf- verbrauches in Proz	Ksparsnis bei voll- Zwischendampf
				druck	abs.				im Hoch- druckzyl.	im Nieder- druckzyl.	ohne Ent- nahme	mit Ent- nahme	kg/bs/st.	kg/bs/st.	ohne Ent- nahme	mit Ent- nahme		
1 ¹⁾	Bayer. Rev.-Verein	264	1 : 2,1	12,7	247	2,9	0,72	35	36	6,80	7,48	17,5	19,2	10,0	7,7			
2 ¹⁾	"	465	1 : 2,75	12,7	268	1,8	0,90	24	31	4,89 ²⁾	5,25	25,0	26,7	7,4	15,2			
3 ¹⁾	"	675	1 : 3,0	12,3	257	2,8	0,90	26	21,5	4,76	5,50	11,8	13,6	15,5	1,7			
3a) ¹⁾	"	695	1 : 3,0	12,5	273	2,35	0,89	24,5	25,5	4,76	5,24	12,7	14,0	10,0	3,5			
4 ³⁾	"	269	1 : 2,27	10,9	248	1,9	0,79	25	34	6,47 ⁴⁾	6,76	26,7	27,9	4,5	18,3			
5 ⁶⁾	Professor Josse	167	1 : 1,75	12,0	270	2,45	0,90	—	—	5,60	8,60	64,1	98,0	53,6	27,2			
6 ⁶⁾	Els. Rev.-Verein	450	1 : 2,2	12,0	260	2,30	0,80	27,5	4,0	5,00 ⁷⁾	7,50	67,0	100,1	50,0	24,9			
7a) ⁸⁾	SULZER	318	1 : 2,1	8,82	206	2,30	0,90	—	—	6,66 ⁹⁾	10,15	64,7	98,8	52,0	23,3			
7b) ⁸⁾	"	314,5	1 : 2,1	8,97	207	2,11	0,89	—	—	6,66	8,81	47,4	62,3	32,4	19,9			
7c) ⁸⁾	"	317	1 : 2,1	8,0	206	2,10	0,90	—	—	6,66	9,06	51,0	69,0	36,1	19,5			
8a) ⁸⁾	"	713	1 : 1,79	13,05	282	3,00	0,85	23,0	26,8	5,44	6,27	24,7	28,4	15,3	10,2			
8b) ⁸⁾	"	597,5	1 : 1,79	13,40	276	3,00	0,91	23,3	1,4	5,44	8,78	77,2	125,0	61,3	28,3			
8c) ⁸⁾	"	601	1 : 1,79	13,50	268	2,00	0,89	16,8	5,4	5,17	7,82	75,5	114,5	51,4	29,4			
9 ⁶⁾	Boswig	441	1 : 2,16	11,6	260	1,82	0,93	27	5,3	5,00 ⁷⁾	7,94	75,5	120,0	58,9	27,7			

¹⁾ Zeitschr. des Bayer. Revisions-Vereins 1909, S. 232. — ²⁾ Ausschl. Leitungsverlust. — ³⁾ Zeitschr. des Bayer. Revisions-Vereins 1907, Nr. 17 und 18. — ⁴⁾ Überhitzung beim Versuch ohne Entnahme 23^o geringer. — ⁵⁾ Josse, Neuere Kraftanlagen 1911, S. 51. — ⁶⁾ Bericht von der Firma A. BOSWIG, Tegel überlassen. — ⁷⁾ Angenommener Wert. — ⁸⁾ Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1912. — ⁹⁾ Etwas schlechteres Vakuum als beim Vergleichsversuch.

stellt die dem Bericht im Original entnommenen Kurven des Dampfverbrauches in kg/Psi/st in Abhängigkeit von der auf den Gesamtdampfverbrauch bezogenen Dampfantnahme dar; die (durch die weiteren Versuchspunkte) für 3,0, 2,5 und 2,0 Atm. abs. Aufnehmerdruck gelegt sind. Die unteren Kurven stellen den nach Abzug der entnommenen Dampfmenge verbleibenden „reinen“ Dampfverbrauch der Maschine dar. Die Kurven, die bis etwa 80% Entnahme Bedeutung besitzen, zeigen, daß der restliche Dampfverbrauch von 5 bis auf etwa 2 kg/Psi/st reduziert wird.

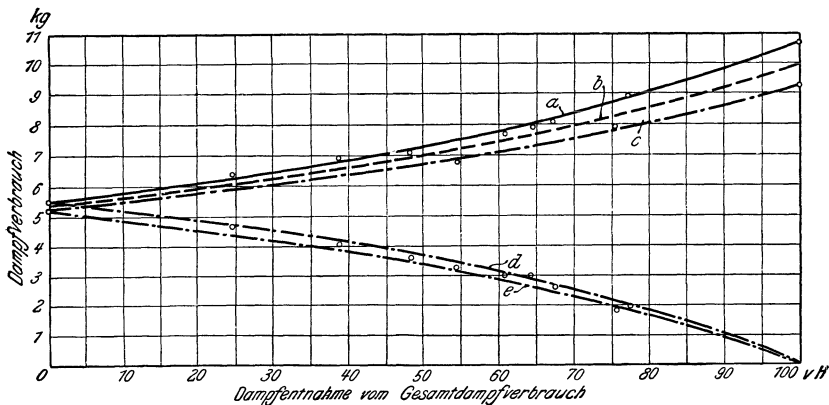


Fig. 59. Versuche an einer Sulzermaschine.

Dampfverbrauch für 1 Psi/st. bei 13 atm. abs. Anfangsdruck und 275° C.;
 Füllungen im Hochdr.-Zyl. 15 bis 40 v. H. Zyl.-Verhältnis 1:1,79.

a = 3,0 atm. Aufnehmerdruck;	d = 2,0 atm. Aufnehmerdruck	} Zwischendampfmenge abgezogen.
b = 2,5 " " "	e = 3,0 " " "	
c = 2,0 " " "		

Die Kurven geben indes kein reines Bild über den Einfluß von Entnahme und Aufnehmerdruck, da in denselben der auf die absoluten Dampfverbrauchszahlen erhebliche Einfluß des Belastungsgrades, der bei den einzelnen Versuchen beträchtlich abweicht, mit zum Ausdruck kommt. Verfasser hat daher aus der Fig. 59 noch die bisher verwendete prozentuelle Darstellung, bei der dieser Einfluß abgeschwächt erscheint, abgeleitet.

Die Steigerung des Dampfverbrauches und die entsprechenden Ersparnisse sind in den Fig. 60 u. 61 abhängig von der Entnahme, auf normalen und Zwischendampfmaschinenverbrauch bezogen, dargestellt und beziehen sich auf 12 Atm. und 275° Frischdampfzustand bei

normalem Vakuum und ein Zylinderverhältnis 1 : 1,79. Die auf den Gesamtdampfverbrauch bezogenen Steigerungslinien für gleichen Aufnehmerdruck ergeben die auch bei der verlustlosen Maschine abgeleitete allgemeine Parabel, während die Darstellung in Ab-

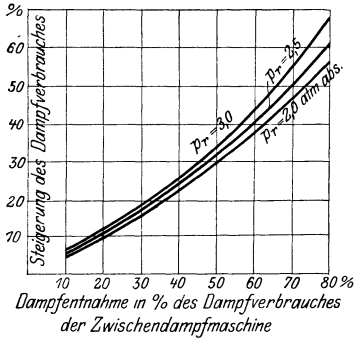


Fig. 60. Versuche an einer Sulzermaschine.

hängigkeit von der auf die normale Maschine bezogenen Entnahme überraschender Weise genau auf den Nullpunkt laufende geradlinige Strahlen ergibt.¹⁾ Da sich dieser geradlinige Verlauf auch bei den nächstbesprochenen Versuchsreihen (bis auf den Schnitt im Nullpunkt) genau bestätigt zeigt, kann derselbe wohl bis auf weiteres für normale Kolbenmaschinen verallgemeinert werden,

so daß eine versuchsmäßige oder rechnerische Bestimmung des Dampfverbrauches bei zwei verschiedenen Entnahmen

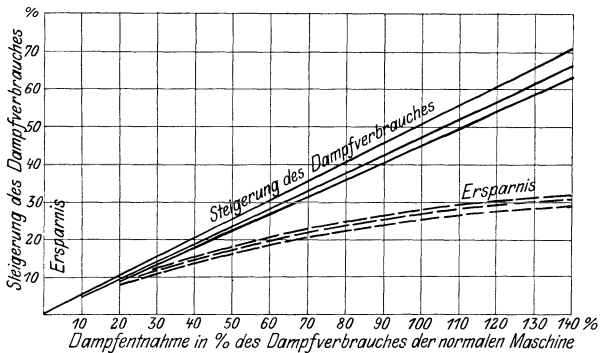


Fig. 61. Versuche an einer Sulzermaschine.

einen sehr sicheren Schluß auf das Verhalten bei veränderter Entnahme zuläßt. Die Gesetzmäßigkeit des Einflusses von

¹⁾ Die Veränderungen des Faktors $\frac{Z_H}{1+Z_H}$ und des Verhältnisses der Arbeitswerte $L_H : L_N$, bzw. der Gütegrade $\eta_H : \eta_N$ scheinen sich demnach genau gegenseitig aufzuheben. Vergl. S. 53 und 87.

Aufnehmerdruck und Entnahmegröße auf die Steigerung des Dampfverbrauches und die Ersparnisse, wie sie in Zahlentafel 5, in Einzelwerten zum Ausdruck kommt, zeigt sich bestätigt. Wachsender Aufnehmerdruck steigert den Dampfverbrauch bei gleicher Entnahme, aber gegenüber der Turbine wesentlich langsamer. Die Zunahme der Steigerung mit der Größe der Entnahme erfolgt ebenfalls langsamer als bei der

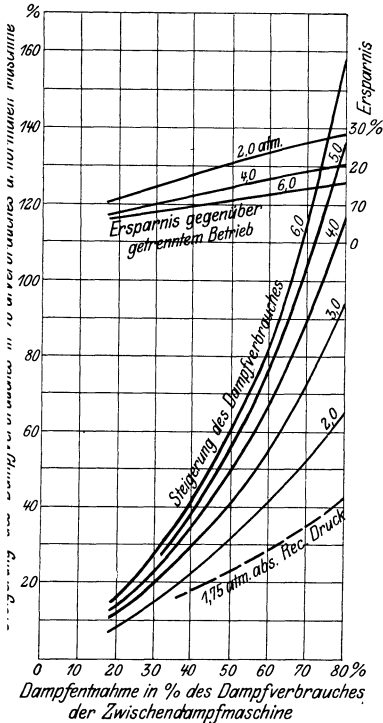


Fig. 62. Dampfverbrauch und Ersparnis bei Kolbendampfmaschinen; 12,5 atm. abs. Anfangsdruck, 300° C.; Zyl.-Verhältnis 1:2,2.

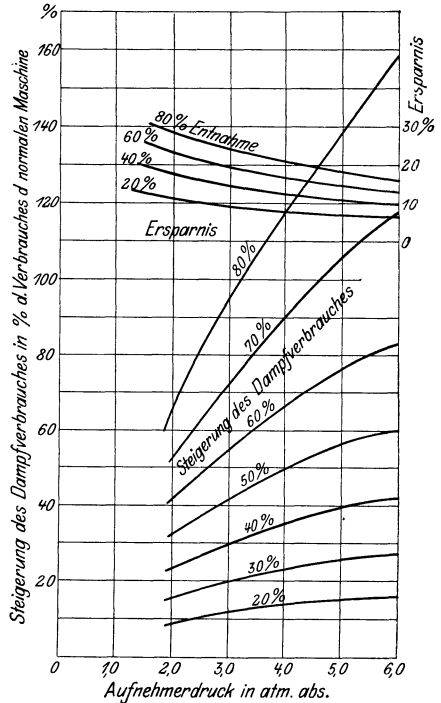


Fig. 63.

Turbine, bei der Höchstentnahme von 125% der normalen Dampfmenge beträgt z. B. der Dampfverbrauch bei 2 Atm. 156% des normalen Verbrauches gegenüber 175% bei gleichem Druck und gleicher Entnahme bei Turbinenvollast und 184% bei Turbinenhalblast.

Die Dampfersparnisse, die bei 20% Entnahme noch etwa 8% betragen, steigen mit wachsender Entnahme bis auf etwa 30% bei

Höchstentnahme zuerst schneller, dann langsamer an; die richtig bemessene Kolbenmaschine mit Dampfentnahme zeigt sich bei 2—3 Atm. Entnahmedruck noch bis ins Gebiet der kleinsten Entnahme wirtschaftlich; die prozentuelle Verminderung der Ersparniszahlen, die bei der untersuchten Maschine durch Erhöhung des Aufnehmerdruckes von 2 auf 3 Atm. abs. eintritt, beträgt bei der kleinsten Entnahme etwa 15% und vermindert sich bis zur Höchstentnahme auf etwa 10%.

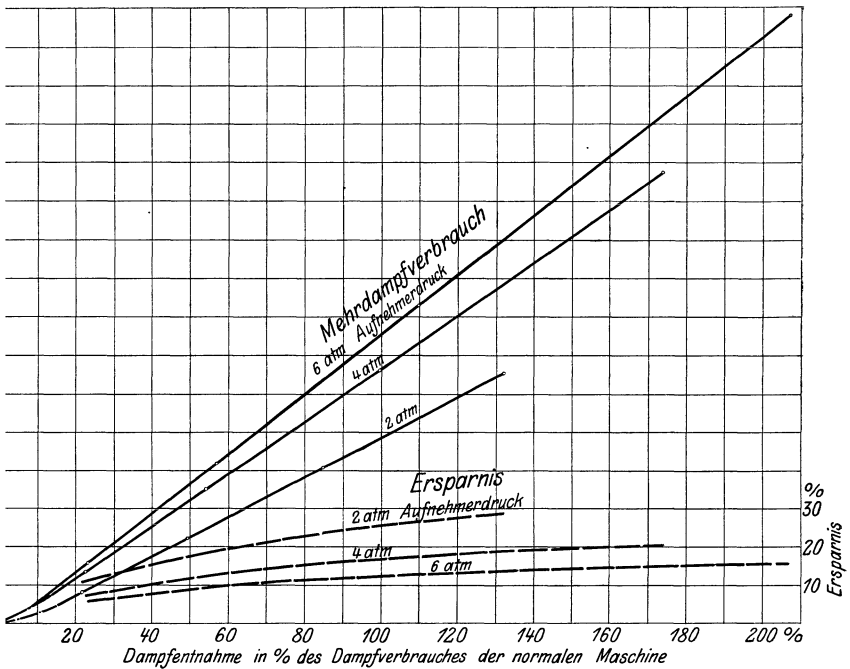


Fig. 64.

In den Zahlentafeln 6 und 7 und den daraus abgeleiteten Fig. 62 und 63 sind Versuchs- und Erfahrungswerte über den Dampfverbrauch von Zwischendampfmaschinen mit 1 : 2,2 Zylinderverhältnis für Frischdampf von 12,5 Atm. abs. und 300° C. aufgenommen.¹⁾ Die Werte erstrecken sich über das Gebiet von 2—6 Atm. Auf-

¹⁾ Die Werte der Zahlentafel 6 wurden in dankenswerter Weise von der Firma A. BORSIG in Tegel überlassen.

nehmerdruck und ermöglichen eine klare Beurteilung des qualitativen und quantitativen Einflusses der Höhe der Entnahme und des Aufnehmerdrucks. Wird als Vergleichsgrundlage für die Entnahmemenge der Dampfverbrauch der normalen Maschine gewählt, so zeigt sich wieder ein von etwa 15⁰/₀ Entnahme ab gradliniger Verlauf der Verbrauchssteigerung (Fig. 64). Die Fig. 62, die in Abhängigkeit vom Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine dargestellt ist, zeigt vor allem das starke Ansteigen des Dampfverbrauchs bei größeren Entnahmen (bei 80⁰/₀ Entnahme und 6 Atm. beträgt der Dampfverbrauch das 2¹/₂fache des normalen) und zeigt ferner, daß die Erhöhung der Aufnehmerspannung um gleiche Beträge im niederen Druckgebiet schädlicher ist, als bei höheren Drucken; das Ansteigen der Ersparnisse mit der Größe der Entnahme und mit dem Abnehmen des Aufnehmerdrucks (Höchstbeträge 15, 20 und 28⁰/₀ bei 6, 4 und 2 Atm.) ist sowohl aus der Fig. 62 als besonders aus deren Schnittkurven in Fig. 63 ersichtlich, welche die Dampfverbrauchssteigerung und die Ersparnisse in Kurven gleicher Entnahme in Abhängigkeit vom Aufnehmerdruck zeigt. Bei kleiner Entnahme ergibt sich ein verhältnismäßig schwacher Einfluß der Erhöhung des Aufnehmerdruckes, der jedoch mit der Höhe der Entnahme sehr schnell wächst. Die Gesetzmäßigkeit für die Abnahme der Ersparnisse mit sinkender Entnahme und steigendem Aufnehmerdruck ist hier deutlich veranschaulicht.

Zahrentafel 6.

Dampfverbrauch in kg/Psi/st einer Tandemmaschine bei Frischdampf von 12,5 Atm. abs. und 300⁰ C. und Zwischendampfentnahme; Dampfverbrauch ohne Entnahme = 4,6 kg/Psi/st. Zylinderverhältnis 1 : 2,2.

Aufnehmer- druck Atm. abs.	Entnahme in Prozenten des Gesamtdampfverbrauches der Zwischendampfmaschine			
	20 ⁰ / ₀ kg	40 ⁰ / ₀ kg	60 ⁰ / ₀ kg	80 ⁰ / ₀ kg
2,0	5,00	5,65	6,50	7,60
4,0	5,22	6,21	7,65	10,00
6,0	5,33	6,52	8,42	11,90

In die Fig. 62 ist ferner noch eine den Werten der Zahrentafel 8 (von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg überlassen)

entsprechende Kurve für 1,75 Atm. Aufnehmerdruck und die gleichen Anfangsbedingungen (12,5 Atm., 300° C.) eingezeichnet, die der Höhenlage und dem Charakter nach sich gut einfügt, aber infolge eines abweichenden Zylinderverhältnisses etwas andere Neigung zeigt.

Zahlfafel 7.

Steigerung des Dampfverbrauches in Prozenten des Dampfverbrauches der normalen Maschine; Ersparnis.

ξ = Steigerung des Dampfverbrauches in v. H. des Verbrauches der normalen Maschine.

ζ = Entnahme in v. H. des Verbrauches der normalen Maschine.

ϵ = Ersparnis gegenüber getrenntem Betrieb (Zwischendampf vollwertig gerechnet).

$$\epsilon = \frac{\zeta - \xi}{100 + \zeta} \cdot 100 \text{ } \%$$

Aufnehmerdruck Atm. abs.	Entnahme in Prozenten des Gesamtdampfverbrauches											
	20 %			40 %			60 %			80 %		
	ξ %	ζ %	ϵ %	ξ %	ζ %	ϵ %	ξ %	ζ %	ϵ %	ξ %	ζ %	ϵ %
2,0	8,2	21,6	11,0	22,9	49,2	17,6	41,3	84,8	23,5	65,2	132,1	28,8
4,0	13,5	22,7	7,5	35,0	54,0	12,35	66,2	99,7	16,8	117,5	174,0	20,6
6,0	15,9	23,2	5,9	41,8	56,8	9,6	83,0	109,8	12,8	158,8	207,1	15,75

Zahlfafel 8.

Dampfverbrauche und Ersparnis bei Zwischendampfentnahme aus einer Tandemmaschine bei 420 Psi (Höchstleistung), 12,5 Atm. abs. und 300° C. Anfangszustand und 1,75 Atm. abs. Aufnehmerdruck. (Zylinderverhältnis nicht bekannt.)

Entnahme			Dampfverbrauch		Ersparnis
in Kilo- gramm	in Prozenten des Gesamtdampf- verbrauches	in Prozenten des Verbrauches der norm. Maschine	in Kilo- gramm	Steigerung in Prozent	an Dampf in Prozent
—	—	—	5,25	—	—
1000	39,9	45,2	6,20	18,1	18,6
2000	68,0	90,5	7,00	33,4	29,9
3000	89,3	136,0	8,00	52,4	35,4

Die in der Zahlentafel 5 enthaltenen Versuchswerte fügen sich fast ausnahmslos, soweit die Anfangsbedingungen nicht zu sehr abweichen, mit sehr geringer Streuung in die Kurvennetze der Fig. 60 bis 64 ein. Auch die weiter unten rechnerisch abgeleiteten Werte ergeben übereinstimmende Zahlen, so daß die Anwendung der dargestellten Gesetzmäßigkeiten zur Ersteinschätzung von Dampfverbrauchszahlen zu Wirtschaftlichkeitsberechnungen für die zugrunde gelegten Bedingungen (Frischdampf von 12—13 Atm. abs. und 300° C; Zylinderverhältnis 1:1,8—1:2,2) unbedenklich erscheint.

In der Zahlentafel 9 sind die Ergebnisse der von EBERLE an der Versuchsmaschine des Bayerischen Revisionsvereins erstmals systematisch durchgeführten Versuche über den Einfluß der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch aufgenommen,¹⁾ die hier in gleicher Weise, wie die in den Zahlentafeln 5 und 7 enthaltenen Versuche weiter bearbeitet wurden.

Die Versuchsmaschine, eine Verbundmaschine mit nebeneinanderliegenden Zylindern und einem Zylinderverhältnis von 1:2,9, war nicht für Zwischendampfentnahme gebaut, und mußte, abgesehen von dem ungünstigen Zylinderverhältnis auch wegen des großen nicht isolierten Aufnehmers, in dem der Niederdruckdampf starke Wärmeverluste erlitt, stärkere Dampfverbrauchssteigerungen durch die Entnahme ergeben, als richtig konstruierte Zwischendampfmaschinen. Die in der drittletzten Spalte der Zahlentafel aufgenommenen Steigerungszahlen, die ziemlich starke Streuungen ergeben, lassen immerhin den bereits mehrfach besprochenen Einfluß von Aufnehmerdruck und Entnahmegröße deutlich erkennen. Für Sattdampf liegen die Mehrverbrauchszahlen erheblich über den Ziffern, die mit überhitztem Dampf unter gleichen Verhältnissen gewonnen wurden. Die Gesetzmäßigkeiten für Heißdampf stimmen, abgesehen von der erwähnten Streuung, trotz des größeren Zylinderverhältnisses ziemlich mit den in der Fig. 62 (Zyl.-Verh. 1:2,2) enthaltenen Kurven überein, so daß die letztgenannte Figur für Wirtschaftlichkeitsberechnungen reichliche, also sichere Werte ergibt.

In die vorletzte Spalte sind die auf den Gesamtdampfverbrauch bei getrenntem Betrieb bezogenen Dampfersparnisse aufgenommen, die bei Höchstentnahme 23—27% betragen, demnach etwas unter den normal erreichbaren Ersparnissen bleiben. Die letzte Spalte enthält

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Jng. 1907, S. 2005 u. f.

Vereins. Zylinderverhältnis 1 : 2,9.

Versuchsnummer	Frischdampfdruck p_a		Dampf-temperatur t_a	Aufnehmerdruck p_r	Temperatur im Aufnehmer t_r		Druck im Kondensator p_c		Leistung der Maschine		Wirkliche Füllung im		Dampfverbrauch der Maschine		Entnahme des Dampfverbrauches		Dampfersparnis	Wärmesparnis für die Krietz-erzeugung allein
	Atm. abs.	o C.			o C.	Atm. abs.	Psi.	Hochdruckzyl.	Niederdruckzyl.	ohne mit	der Zwischen-dampfmaschine	der norm. Maschine	o/o	o/o	o/o	o/o		
1	(2)	10,1	Sattdampf	2,08	—	—	0,09	47,1	17,5	12,6	6,16	8,47	43,8	60,2	37,5	14,2	20,0	
2	(4)	10,1	"	2,11	—	—	0,09	47,6	25,2	4,2	6,16	10,52	71,6	127,2	70,6	24,9	51,0	
3	(3)	10,1	"	2,54	—	—	0,10	46,0	19,2	11,0	6,16	8,58	50,1	69,9	39,3	18,0	28,0	
4	(5)	10,1	"	2,49	—	—	0,10	46,7	27,0	3,8	6,16	10,63	72,7	125,5	72,5	23,5	47,5	
5	(7)	12,1	"	2,55	—	—	0,11	66,7	22,6	14,2	6,29	8,11	45,8	59,2	29,0	18,95	27,0	
6	(9)	12,1	"	2,55	—	—	0,09	67,1	32,8	4,1	6,29	10,68	77,7	132,0	69,9	26,8	56,0	
7	(8)	12,1	"	3,59	—	—	0,11	63,3	28,6	8,8	6,29	9,40	47,6	71,2	42,9	16,45	19,0	
8	(10)	12,1	"	3,61	—	—	0,10	63,8	36,9	3,8	6,29	11,22	69,8	124,8	78,5	20,5	40,5	
9	(12)	12,1	"	2,50	—	—	0,10	47,4	19,6	4,0	6,16	10,11	68,2	112,0	64,1	22,6	43,0	
10	(13)	12,1	"	3,43	—	—	0,10	46,7	23,2	4,0	6,16	11,00	60,7	108,5	79,5	13,85	36,0	
11	(15)	14,1	"	4,0	—	—	0,11	63,9	29,0	3,6	6,16	10,80	64,4	113,0	74,8	17,9	33,0	
12	(17)	10,1	277,0	2,12	133,0 (121,3)	—	0,10	45,5	27,0	4,0	5,14	7,76	72,9	110,1	51,0	26,8	48,0	
13	(18)	10,1	267,0	2,55	137,5 (127,0)	—	0,10	45,1	29,0	4,6	5,14	8,42	67,4	110,1	63,9	20,9	37,0	
14	(20)	12,1	273,5	2,69	133,5 (129,0)	—	0,11	64,8	33,9	4,5	4,89	7,98	76,2	124,5	63,8	27,1	50,0	
15	(21)	12,1	276,5	3,53	154,5 (138,4)	—	0,10	63,6	37,8	4,2	4,89	8,37	68,7	117,6	71,1	25,9	36,5	
16	(23)	12,1	275,0	2,65	145,0 (128,5)	—	0,11	46,0	22,0	4,2	5,05	7,73	65,8	100,8	53,1	23,25	38,5	
17	(24)	12,1	277,0	3,64	162,5 (139,4)	—	0,11	45,2	25,5	4,8	5,05	8,23	54,5	97,1	63,0	17,3	18,0	
18	(26)	14,1	275,5	3,97	152,0 (142,5)	—	0,11	85,3	42,5	4,6	5,03	8,42	73,5	108,0	67,5	19,45	45,0	
19	(28)	14,1	269,5	4,04	151,5 (142,9)	—	0,09	64,6	31,0	4,6	4,80	8,36	63,0	110,5	74,2	16,45	27,0	

Anmerkung: Die eingeklammerten Ziffern der 1. Spalte bezeichnen die Versuchsnummern des Originalberichtes, die der 4. Spalte die Sättigungstemperatur des Dampfes.

außerdem die im Originalbericht enthaltene „Wärmeersparnis“ gegenüber dem Wärmeverbrauch der normalen Maschine, die bis zu dem doppelten Betrag, 56 0/0, anwächst. Diese Zahlen, die mehrfach in Literatur¹⁾ und Prospekte fälschlich zur Bezeichnung der Größenordnung der durch Zwischendampfentnahme erreichbaren „Dampfersparnisse“ übergegangen sind und an vielen Stellen zu einer Überschätzung des Wertes der Zwischendampfentnahme Anlaß gegeben haben, beziehen sich lediglich auf die auf Seite 45 besprochene Verminderung der Dampfkosten für die Pferdekraftstärke, d. h. bei Abzug des vollwertig gerechneten Zwischendampfes reduziert sich der Dampfverbrauch für die Krafterzeugung um den in der letzten Spalte enthaltenen prozentuellen Betrag.²⁾ Für Wirtschaftlichkeitsberechnungen sind naturgemäß die auf den Gesamtdampfverbrauch bezogenen Ersparniszahlen der vorletzten Spalte maßgebend.

Die Versuche liefern hauptsächlich einen Maßstab für die Vermehrung des Dampfverbrauches, die sich bei einer zunächst nicht für Dampfentnahme gebauten Maschine ergibt; die aus den Versuchen weiter gewonnenen Feststellungen über Gütegrade und Dampfzustand im Aufnehmer sind auf Seite 109 besprochen.

b) Rechnerische Bestimmung der Leistung, des Dampfverbrauches und der Ersparnisse bei Zwischendampfentnahme.

1. Vorläufige Diagramme.

Die bisher behandelten versuchs- und erfahrungsmäßig gewonnenen Gesetzmäßigkeiten haben nur für die Druck- bzw. Wärmegefälle Geltung, unter denen sie bestimmt wurden, und sollen hauptsächlich als Anhalt für Wirtschaftlichkeitsberechnungen für häufig auftretende Verhältnisse dienen. Es ist indes erwünscht, unabhängig von Anfangsbedingungen und den Abmessungen der Maschine für beliebige Verhältnisse sowohl über die Veränderungen des Dampfverbrauches durch die Entnahme, als namentlich auch über die Belastungsverhältnisse und die Arbeitsverteilung auf beide Zylinder rechnerisch Klarheit zu gewinnen.

¹⁾ Vergl. J. B. DUBBEL, Entwerfen und Berechnen von Dampfmaschinen, Berlin 1910, J. Springer S. 285.

²⁾ Der thermische Wirkungsgrad der Maschine ergibt sich gemäß den Ausführungen S. 46.

Der zurzeit noch allgemein übliche Weg hierzu ist der Entwurf „vorläufiger Diagramme“, die den Steuerungsverhältnissen und dem wahrscheinlichen Verlauf der Expansions-, Ausström- und Kompressionslinien möglichst Rechnung tragen. Um die Arbeitsverteilung bei verschiedener Entnahme, sowie die Grenzen der Entnahmemöglichkeit beurteilen zu können, werden für gleichbleibende Gesamtleistung und verschiedene Entnahmemengen rankinisierte

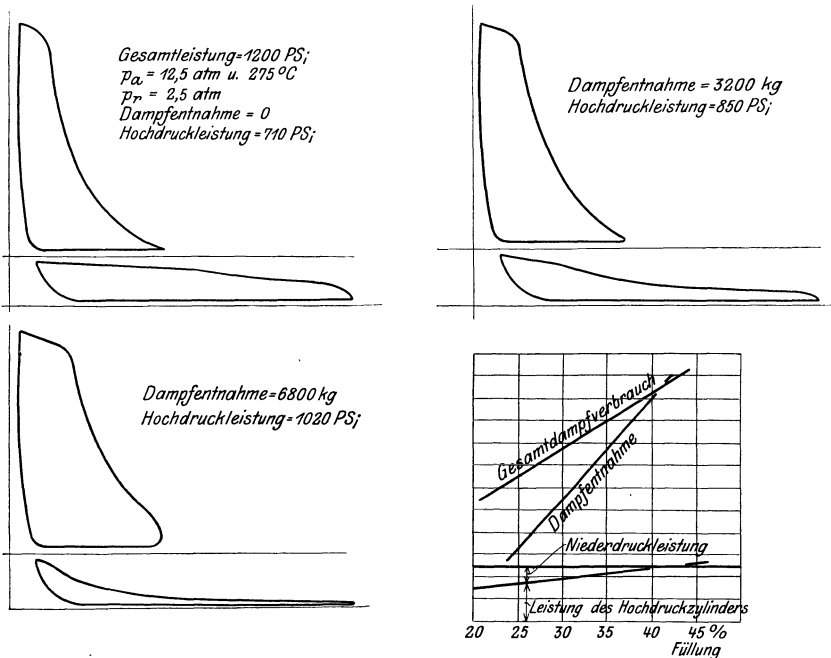


Fig. 65. Vorläufige Diagramme zum Entwurf einer Zwischendampfmaschine.

Diagramme konstruiert, aus denen die entsprechenden Füllungen im Hoch- und Niederdruckzylinder ersichtlich sind; die Bedingung gleicher Gesamtleistung kann für die einzelnen Diagrammsätze mit wechselnden Füllungen nur durch häufiges Probieren und Planimetrieren erfüllt werden. Die Berechnung des Dampfverbrauches und der Dampfenahme erfolgt in bekannter Weise¹⁾ durch die Auswertung des „sichtbaren Dampfgewichtes“ im Hoch- und Nieder-

¹⁾ Siehe „Hütte“ 1908, II. S. 159.

druckzylinder, zu dem an Hand der HRABAKSchen Tabellen gewählte normale Zuschläge für Lässigkeits- und Abkühlungsverluste gemacht werden. Derartige Diagramme sind in der Fig. 65 für gleich-

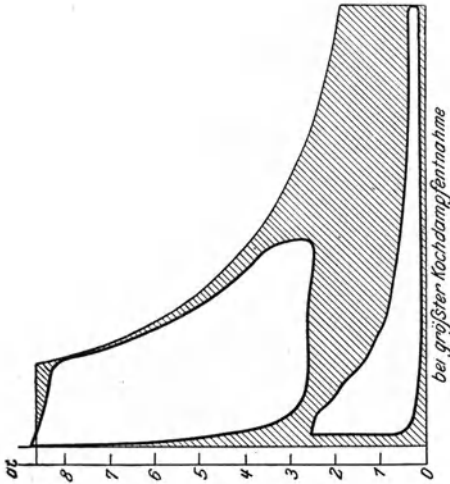
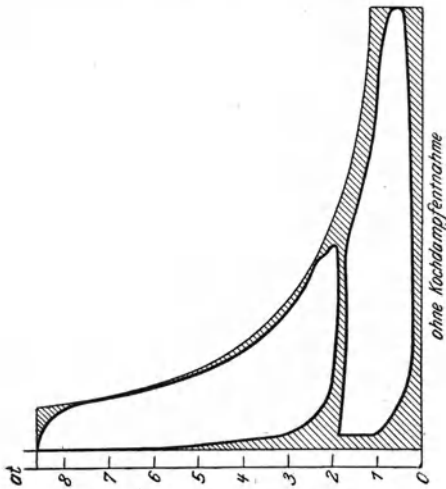


Fig. 66.



bleibende Leistung und wechselnde Entnahme zusammengestellt; die aus den einzelnen Diagrammen errechneten Dampfverbrauchs- und Entnahmemengen, sowie die Leistungsverteilung sind ebenfalls in Linienzügen in Abhängigkeit von der Füllung dargestellt. Die Fig. 66 zeigt mittlere der erwähnten HOTTINGERschen Veröffentlichung entnommene Diagramme der auf S. 91 besprochenen Sulzermaschine, und zwar für Betrieb der Maschine ohne Entnahme und mit Entnahme.

Der sachgemäße Entwurf derartiger Diagramme ist für die in Betracht kommenden Verbundmaschinen mit erheblichem Arbeitsaufwand verknüpft, während die Rechnungsergebnisse für Dampfverbrauch und Entnahme häufig unsicher sind, da sie nicht nur von der durchaus richtigen Formgebung der Diagramme, die große Erfahrung erfordert, abhängig sind, sondern in erheblichem Maße auch

von der durchaus richtigen Formgebung der Diagramme, die große Erfahrung erfordert, abhängig sind, sondern in erheblichem Maße auch

von der richtigen Einschätzung des Dampfzustandes im Aufnehmer, sowie der Abkühlungszuschläge, die bei größerer Entnahme für den Niederdruckzylinder erheblich größer, für den Hochdruckzylinder hingegen kleiner werden als bei der normalen Maschine. Im Hochdruckzylinder bleibt infolge des höheren Aufnehmerdruckes und der größeren Füllung die mittlere Wandungstemperatur, deren Höhe den Wärmeaustausch des Dampfes mit den Wandungen wesentlich beeinflusst, größer als bei der normalen Maschine, im Niederdruckzylinder ist infolge der kleineren Füllung der prozentuelle Wärmeaustausch gesteigert; ebenso wird die auf die Gewichtseinheit des Arbeitsdampfes bezogene Eintrittskondensation und der Verlust durch Lässigkeit der Steuerung im Hochdruckteil vermindert, im Niederdruckteil dagegen beträchtlich erhöht.

Daß die Anwendung normaler Zuschläge selbst bei sorgfältigster Diagrammkonstruktion zu irrigen Ergebnissen führen kann, geht aus einer sonst in mancher Beziehung wertvollen Veröffentlichung von SCHNEIDER¹⁾ hervor, in der für eine Tandemmaschine für 14,5 Atm. Anfangsdruck und 300° C. Dampftemperatur aus konstruierten Diagrammsätzen die Abhängigkeit des Dampfverbrauches von Aufnehmerdruck, Entnahme und Leistung zu ermitteln gesucht wird. Die gefundenen Gesetzmäßigkeiten für die Steigerung des Dampfverbrauches ergeben Werte, die erheblich unter den versuchsmäßig bestätigten liegen, auch wenn der Einfluß des hohen Anfangsdruckes berücksichtigt wird (14—20% Steigerung bei 50% auf die Zwischendampfmaschine bezogene Entnahme) und die vor allem einen sehr geringen Einfluß der Erhöhung des Aufnehmerdruckes ergeben. (Die unzulässigen Annahmen sind hauptsächlich im Niederdruckteil gemacht, für die eine Nachrechnung Gütegrade von über 90% [gegenüber 70% normal für die Zwischendampfmaschine] ergibt.)

Die Konstruktion vorläufiger Diagramme, die für die Beurteilung der Steuerungsverhältnisse immer wertvoll ist, erweist sich demnach wenigstens für den auf diesem Sondergebiet nicht sehr geübten Ingenieur nicht durchaus zuverlässig für die Berechnung des

¹⁾ SCHNEIDER, Über die Verwertung des Abdampfes und Zwischendampfes. Berlin 1910, J. Springer. Auf einen diesbezüglichen Hinweis des Verfassers wurde von Herrn Dr. SCHNEIDER mitgeteilt, daß die erwähnte Unstimmigkeit auch von ihm bemerkt wurde und in der Zweitaufgabe der Arbeit entsprechend berichtigt würde.

Dampfverbrauches und der Entnahmemenge bei der Zwischendampfmaschine.

2. Vergleich mit der verlustlosen Maschine.

Gemäß den früheren Entwicklungen für die Berechnung des Dampfverbrauches der verlustlosen und der ausgeführten Anzapfturbine kann auch der Dampfverbrauch und die Entnahmemenge der Kolbendampfmaschine verhältnismäßig sicher und wesentlich einfacher als durch Diagrammkonstruktion ermittelt werden durch Vergleich mit der verlustlosen Maschine, die zwischen den gleichen Wärmegefällstufen und mit den gleichen Expansionsenddrücken arbeitet. Die Wärmeverluste eines Zylinders, für deren Einzelwerte beim Diagrammentwurf Annahmen gemacht werden müssen, werden in ihrer Gesamtheit durch den in engen Grenzen für die verschiedenen Maschinenbauarten bekannten Gütegrad berücksichtigt. Kennt man außer dem Frischdampfzustand den Zustand des Dampfes im Aufnehmer, so kann durch Vergleich mit den entsprechenden Werten bei der verlustlosen Maschine, unter Berücksichtigung der kennzeichnenden Gütegrade, Dampfverbrauch, Leistung, Leistungsverteilung und Dampfentnahme in einfachster Weise ohne Diagrammentwurf für eine Maschine beliebiger Abmessungen ermittelt werden.

Gütegrade und Aufnehmerzustand.

Bevor auf die Durchführung dieser Berechnungsweise eingegangen wird, soll die Größenordnung der Gütegrade für Hoch- und Niederdruckzylinder sowie der wirkliche Dampfzustand im Aufnehmer an Hand verfügbaren Versuchsmaterials besprochen werden.

Die Zahlentafel 10 enthält die Gütegrade des Hoch- und Niederdruckzylinders, die aus Versuchen an zeitgemäßen Maschinen ermittelt sind, von denen dem Verfasser mittlere Diagramme zur Verfügung standen, nebst allen zur Berechnung der Gütegrade verwendeten Einzelwerten. Die Gütegrade beziehen sich, wie alle bisher verwendeten Werte, auf die mit gleichem Expansionsenddruck arbeitende verlustlose Maschine. Der Gütegrad ist natürlich wesentlich abhängig von der Güte des dem Zylinder zugeführten Dampfes.

Bei sämtlichen Versuchen, von denen die Versuche 1, 2, 4, 5 und 6 mit annähernd gleichem Frischdampfzustand (13 Atm. und 270—280°) durchgeführt wurden, bewegen sich die auf die indizierte Leistung bezogenen Gütegrade des Hochdruckzylinders in den engen Grenzen von 0,77—0,83. Die Versuche 4, 5 und 6, die an der gleichen Maschine durchgeführt sind, zeigen die Erhöhung des Gütegrades bei höherem Aufnehmerdruck (mittl. Wandungstemperatur gesteigert). Die Werte decken sich gut mit der Größenordnung der von JOSSE¹⁾ angegebenen Werte für Einzylinder-Auspuffmaschinen ($\eta_g = 0,75—0,85$). Für gesättigten Dampf werden die Werte niedriger (etwa 0,65—0,75), für höhere Überhitzungen steigen sie noch höher an (etwa 0,90 bei 320°).

[Der „indizierte Wirkungsgrad“ ist bei größerer Entnahme wesentlich verschieden für die Zwischendampfmaschine und die normale Maschine; im Hochdruckteil wächst infolge des höheren Spannungsabfalles der Verlust durch unvollständige Expansion, während der Verlust durch Wärmeaustausch vermindert wird; bei Versuchen von HEILMANN²⁾ betrug der Verlust durch Wärmeaustausch 13% bei 20% Füllung, der bei 36% Füllung sich auf 5% verminderte; im Niederdruckgebiet wird hingegen der Verlust durch unvollständige Expansion (normal 20—25%) bei größter Entnahme beinahe gänzlich vermieden, während der Verlust durch Drosselung und Wärmeaustausch erheblich ansteigt.]

Der Gütegrad des Hochdruckteils steigt mit wachsender Füllung an, was durch die prozentuell verminderten Steuerungsverluste und die höhere Wandungstemperatur erklärlich erscheint. Nach Versuchen von HANSZEL³⁾ beträgt die Steigerung im Gebiet der in Betracht kommenden größeren Füllungen bis zu 10%. (Erhöhung von 80 auf 88%; Gütegrade, da für anderen Vergleichsprozeß gerechnet, etwas zu hoch.)

Die Zahlentafel 11 enthält die auf anderer Vergleichsgrundlage (nach den „Normen“ für gleiches Expansionsverhältnis) berechneten Werte der Gütegrade im Hoch- und Niederdruckzylinder, die also für die hier gegebenen Abteilungen nicht zahlenmäßig⁴⁾ ver-

¹⁾ Neuere Kraftmaschinen S. 35.

²⁾ Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1911, S. 921 u. f.

³⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 62.

⁴⁾ Die auf gleichen Expansionsenddruck umgerechneten Gütegrade ergeben sich durchweg kleiner als die angeführten Zahlen.

Zahlen-

Versuchswerte für Gütegrade η_g im Hoch- und Nieder-

Versuchsnummer (Zahlent. 5):	3 a	2	7 a
Hochdruckzylinder:			
Anfangsdruck p_{aH} Atm. abs.	12,5	12,7	8,82
Anfangstemperatur $^{\circ}C$. . .	273,0	268,0	206,0
Expansionsenddr. p_{eH} Atm. abs.	2,63	2,39	3,33
Aufnehmerdruck p_r Atm. abs.	2,35 ¹⁾	1,83 ²⁾	2,3 ³⁾
Leistung d. Hochdruckzyl. Psi	394,6	284,4	230,6
Dem Hochdruckzylinder zugeführter Dampf kg/st. . . .	3640	2442	3230
Gesamtleistung d. Maschine Psi	674,6	465,4	318,3
Von 1 kg Dampf im Hochdruckzylinder abgegebene Leistung N_{iw} Psi	0,1084	0,1161	0,0731
Von 1 kg Dampf im Hochdruckzylinder theoretisch erzielbare Leistung N_{io} Psi . . .	0,1308	0,1460	0,0920
Gütegrad im Hochdruckzylinder $\frac{N_{iw}}{N_{io}} = \eta_{gH}$	0,830	0,795	0,794
Füllung im Hochdruckzylinder	0,245	0,24	—
Niederdruckzylinder:			
Anfangsdr. $p_{an} = p_r$ Atm. abs.	2,35	1,83	2,3
Expansionsenddr. p_{en} Atm. abs.	0,50	0,45	0,37
Kondensatordruck p_c Atm. abs.	0,06	0,04	0,07
Leistung d. Niederdruckzyl. Psi	300,7	181,0	87,7
Füllung i. Niederdruckzylinder	0,255	0,31	—
Dem Niederdruckzylinder zugeführter Dampf kg/st. . . .	3178	1832	990
Dampfgehalt x bezw. Überhitzung im Aufnehmer . . .	0,978 ⁴⁾ 0,991 ⁵⁾	0,977 ⁴⁾ 0,93 ⁵⁾	0,723 ⁴⁾ 0,982 ⁵⁾
Von 1 kg Dampf im Niederdruckzylinder abgegebene Leistung N_{iw}' Psi	0,0947	0,0947	0,0987
Von 1 kg Dampf im Niederdruckzylinder theoretisch erzielbare Leistung N_{io}' Psi	0,1389	0,1394	0,1355
Gütegrad im Niederdruckzylinder $\frac{N_{iw}'}{N_{io}'} = \eta_{gn}$	0,683	0,680	0,726
Dampfentnahme in Proz. des Gesamtdampfverbrauches .	12,7	25,0	69,2

1) Kleiner Spannungsabfall. — 2) Mittlerer Spannungsabfall. — aus dem theoretischen Zustand im Aufnehmer der verlustlosen Maschine. stand am Ende der Expansion der verlustlosen Maschine. — 3) Dampf-

tafel 10.
druckzylinder von Zwischendampfmaschinen.

8 c			8 a			8 b		
	13,5			13,05			13,43	
	268,3			282,1			275,6	
	2,82			3,1			3,22	
	2,0 ²⁾			3,0 ¹⁾			3,0 ¹⁾	
	1001			908,0			981,6	
	9403			9571,3			10 505,0	
	1201,8			1525,4			1195,4	
	0,1065			0,095			0,0932	
	0,1389			0,1161			0,1169	
	0,770			0,815			0,796	
	—			0,23			0,233	
	2,0			3,0			3,0	
	0,36			1,0			0,3	
	0,11			0,145			0,09	
	200,8			617,4			213,8	
	0,054			0,268			0,014	
	2305			7097,0			2266,0	
0,91⁴⁾	0,912⁵⁾	3 ^{0 6)} überh.	0,989 ⁴⁾	0,949 ⁵⁾	8,2 ^{0 6)} überh.	0,963 ⁴⁾	0,82 ⁵⁾	3,4 ^{0 6)} überh.
0,0871	0,0871	0,0871	0,0869	0,0869	0,0941	0,0941	0,0941	0,0941
0,1267	0,1269	0,1409	0,121	0,1235	0,1228	0,1685	0,160	0,174
0,688	0,686	0,618	0,717	0,724	0,7075	0,558	0,588	0,542
	75,5			25,8			78,4	

²⁾ Großer Spannungsabfall. — ⁴⁾ Dampfzustand im Aufnehmer berechnet — ⁵⁾ Dampfzustand im Aufnehmer berechnet aus dem theoretischen Zustand im Aufnehmer gemessen.

Zahlentafel II. Ergebnisse der Versuchsmaschine des Bayrischen Revisions-Vereins.

Versuchsnummer	Anfangsdruck p_a		Dampf-temperatur t_a	Aufnehmer		Füllung im		Dampfgehalt x			Gütegrad η_g'		Vergleichswert $\frac{\eta_g'n}{x_n}$
	Atm. abs.	p_a		Dampfdruck p_v	Temperatur t_v	Hochdruckzylinder $\%$	Niederdruckzylinder $\%$	Ende Expansion i. Hochdr.-Zyl. x_H	Beginn Expansion im Niederdr.-Zyl. x_N	Hochdruckzylinder $\eta_g'H$	Niederdruckzylinder $\eta_g'n$		
1	10,1		} Sattdampf	—	17,5	12,6	0,78	0,79	0,70	0,63	0,80		
2	10,1			—	25,2	4,2	0,84	0,71	0,74	0,54	0,76		
3	10,1		} Sattdampf	—	19,2	4,2	0,78	0,78	0,74	0,62	0,795		
4	10,1			—	27,0	3,8	0,84	0,73	0,78	0,58	0,795		
5	12,1		} Sattdampf	—	22,6	14,2	0,88	0,76	0,72	0,62	0,815		
6	12,1			—	32,8	4,1	0,80	0,65	0,76	0,49	0,755		
7	12,1		} Sattdampf	—	28,6	8,8	0,85	0,63	0,73	0,55	0,875		
8	12,1			—	36,9	3,8	0,89	0,57	0,79	0,48	0,845		
9	12,1		} Sattdampf	—	19,6	4,0	0,80	0,61 (?)	0,73	0,56	0,915 (?)		
10	12,1			—	23,2	4,0	0,80	0,62	0,72	0,53	0,855		
11	14,1		Sattdampf	—	29,0	3,6	0,87	0,54	0,76	0,47	0,870		
12	10,1		} Sattdampf	133,0	27,0	4,0	1,00	0,80 (?)	0,89	0,54	0,675 (?)		
13	10,1			269	137,0	29,0	4,6	0,98	0,80 (?)	0,85	0,52	0,650 (?)	
14	12,1		} Sattdampf	133,5	33,9	0,5	1,04	0,63	0,91	0,49	0,775		
15	12,1			277	154,5	37,8	4,2	1,05	0,60	0,92	0,51	0,85	
16	12,1		} Sattdampf	145,0	22,0	4,2	1,01	0,64	0,90	0,55	0,800		
17	12,1			277	162,0	25,5	4,8	1,01	0,60	0,92	0,53	0,885	
18	14,1		} Sattdampf	152,0	42,5	4,6	1,05	0,57	0,88	0,54	0,945		
19	14,1			270	152,0	31,0	4,6	0,98	0,56	0,90	0,50	0,895	

? = Versuchsstreuung.

wertbar sind, die aber die besprochene Gesetzmäßigkeit (Anwachsen der Gütegrade mit steigender Füllung) für Hoch- und Niederdruckzylinder erkennen lassen. Die Versuche 1 und 2, 3 und 4, 5 und 6 sowie 7 und 8, die bei gleichen Aufnehmerdrücken und verschiedenen Füllungen durchgeführt sind, ergeben ein Anwachsen bzw. Fallen der Gütegrade des Hochdruckteiles innerhalb der Versuchsgrenzen von 6—8 %.

Der Gütegrad des Niederdruckteiles wird erheblich beeinflußt von der Überhitzung bzw. dem Dampfgehalt des Aufnehmerdampfes. Die Kenntnis dieses Dampfzustandes ist außerdem, wie früher erwähnt, von Wichtigkeit für die Bewertung des entnommenen Zwischendampfes. Niederdruckgütegrad und Aufnehmerzustand stehen im engen Zusammenhang, der zunächst erörtert werden soll.

Die Güte des Aufnehmerdampfes wird bei gleichem Frischdampfzustand nach früherem (vergl. Seite 48) wesentlich vom Auftreten eines größeren Druckabfalles zwischen Expansionsdruck und Aufnehmerdruck beeinflußt; große Füllungen ergeben schlechteren Aufnehmerdampf als kleine, die eine vollständigere Expansion des Dampfes gestatten. Die theoretisch abgeleitete Folgerung wird ebenfalls durch die Versuchsergebnisse in der Zahlentafel 11 bestätigt, aus denen ein von etwa 20 % Füllung im Hochdruckzylinder ab mit der Größe der Füllung ansteigender Unterschied in der Dampfgröße am Expansionsende des Hochdruckzylinders und bei Expansionsbeginn im Niederdruckteil ersichtlich ist, bei gleicher Füllung, also gleichen Drossel- und Niederschlagsverlusten im Niederdruckzylinder. (Vergl. besonders die Versuche 15, 18 und 19.) Die starke Dampfverschlechterung beim Ausströmen, die einen lebhaften Wärmeaustausch mit den Wandungen begünstigt, mag auch durch die von HANSZEL¹⁾ festgestellte Tatsache erwiesen werden, daß bei geheiztem Hochdruckzylinder der Heizdampfbedarf bei stärkerem Druckabfall trotz der bei größerer Füllung erhöhten mittleren Wandungstemperatur ansteigt.

Eben diese erhebliche „Nachverdampfung“ während der Ausströmung erschwert nun eine genaue rechnerische Festlegung des Dampfzustandes im Aufnehmer, die mittels des bekannten Gütegrades des Hochdruckteiles in der auf Seite 49 dargelegten Weise erfolgen könnte.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1912.

Der wirkliche Zustand ist bei vollständiger Expansion etwas besser zu erwarten, als theoretisch aus dem Zustande bei der verlustlosen Maschine mit η_{gH} ermittelt, bei Spannungsabfall dürfte er zumeist zwischen dem theoretischen Zustande am Ende der Expansion und dem theoretischen Aufnehmerzustand liegen.

In der Zahlentafel 12 sind für einige Versuche mit überhitztem Dampf, bei denen der Dampfzustand im Aufnehmer gemessen wurde, die Ergebnisse der beiden Rechnungsarten den Beobachtungsergebnissen gegenüber gestellt.

Während bei den Versuchen an der einen Maschine (A) der gemessene Dampfzustand besser ist, als der mit beiden Methoden errechnete, zeigt sich bei der zweiten Maschine das vorstehend vermutete Verhältnis der Dampfgröße bei Druckabfall bestätigt, während sich bei Schleifenbildung naturgemäß etwas zu hohe Werte ergeben.

Nach diesen und anderweitigen Temperaturmessungen ergibt sich für Maschinen mit 12—13 Atm. abs. Anfangsdruck und etwa 260—280° Dampftemperatur bei mittleren Füllungen und etwa 2—3 Atm. Aufnehmerdruck noch schwach überhitzter Aufnehmerdampf (um 5—15°); bei großen Füllungen geht die Überhitzung verloren; bei 4 Atm. Gegendruck bleibt die Überhitzung etwas höher (15—25°). Bei 14 Atm. Anfangsdruck und 275° ergibt sich bei 2 Atm. Aufnehmerdruck gesättigter bzw. schwach feuchter Dampf, bei 4 Atm. bis um 10° überhitzter Dampf. Die Dampfgröße im Aufnehmer nimmt mit steigender Höhe des Druckgefälles im Hochdruckzylinder, mit fallender Überhitzung und mit wachsender Füllung im Hochdruckzylinder ab.

Nach dieser Abschweifung über den Anfangszustand des Dampfes im Niederdruckzylinder der Zwischendampfmaschine kann nunmehr auch auf die Gütegrade im Niederdruckteil eingegangen werden, die aus zweifacher Ursache, wegen des erhöhten Spannungsabfalls im Hochdruckteil und der prozentuell vermehrten Drossel- und Abkühlungsverluste, etwas niedriger sind, als die normaler Maschinen. Die Zahlentafel 10 gibt an Hand von Versuchen Aufschluß über die Größenordnung derselben.

Die Versuche 8a und 8b an der mehrfach erwähnten Sulzermaschine, bei denen der Aufnehmerzustand gemessen wurde, ergaben für 3 Atm. Aufnehmerdruck bei 24,7% Entnahme einen Gütegrad 0,708 = η_g , bei gleichem Aufnehmerdruck und 77,2% Entnahme nur 0,542 = η_g . Bei 2 Atm. Aufnehmerdruck und 75,5% Entnahme ergibt

sich $\eta_g = 0,618$. Gleichzeitig sind sowohl bei diesen Versuchen, als auch bei den übrigen Versuchen der Zahlentafel 10 die Gütegrade aufgenommen, die mittels des nach den beiden Methoden theoretisch errechneten Aufnehmerzustandes sich ergeben. Es zeigt sich, daß bei den üblichen Anfangs- und Aufnehmerdrücken die Unterschiede derselben untereinander und dem wirklichen Zustand gegenüber für Dampfverbrauchsberechnungen vernachlässigt werden können, während bei niedrigen Aufnehmerdrücken und schwacher Überhitzung beträchtliche Unterschiede auftreten (Versuch 7a). Die Gütegrade bei mittleren Entnahmen und schwach überhitztem Aufnehmerdampf bewegen sich zwischen 0,65 und 0,75, bei großen Entnahmen gehen sie bis auf etwa 0,55 zurück. Ein Fehler in der Wahl des Niederdruckgütegrades ist bei größeren Entnahmen von verhältnismäßig geringem Einfluß auf die Berechnung des Dampfverbrauches der Zwischendampfmaschine.

Zahlentafel 12.

Anfangsdruck p_c	Dampf-temp. t_a	Druck im Aufnehmer	Dampfzustand im Aufnehmer, Dampfgehalt x bezw. Überhitzung \ddot{u} ° C.			Bemerkung über Druckabfall im Hochdruck- zylinder	
			berechnet		gemessen		
			nach I	nach II			
Atm. abs.	° C.	Atm. abs.					
A ¹⁾ {	13,5	268,3	2,0	$x = 0,91$	$x = 0,913$	$\ddot{u} = 3^\circ$	0,82 Atm. Abfall
	13,05	282,1	3,0	$x = 0,090$	$x = 0,949$	$\ddot{u} = 8,2^\circ$	0,1 „ „
	13,43	275,6	3,0	$x = 0,963$	$x = 0,82$	$\ddot{u} = 3,4^\circ$	0,22 „ „
B ²⁾ {	14,1	275,5	3,97	$\ddot{u} = 29^\circ$	$x = 0,90$	$\ddot{u} = 11^\circ$	0,85 „ „
	14,1	269,9	4,04	$\ddot{u} = 18^\circ$	$\ddot{u} = 19^\circ$	$\ddot{u} = 11^\circ$	kleine Schleife

In der Zahlentafel 11 sind in der vorletzten Spalte auch die in der Veröffentlichung von EBERLE³⁾ enthaltenen Gütegrade des Niederdruckzylinders der Versuchsmaschine (η_{gm}') aufgenommen, die sehr niedere, mit wachsender Entnahme schnell fallende Werte ergeben. Die Zahlen sind für „gleiches Expansionsverhältnis der verlustlosen Maschine“ mit der, wie auch in der Quelle betont, unzulässigen

1) A = Versuch 8a, 8b u. 8c aus Zahlentafel 5.

2) B = „ 18 u. 19 „ „ 11.

3) Zeitschr. des Bayr. Revisions-Vereins 1907, Nr. 9—13.

Annahme trocken gesättigten Aufnehmerdampfes für alle Versuche berechnet, während in Wirklichkeit, wie ein Blick auf die Dampfeuchtigkeitszahlen x zeigt, der Dampf erheblich naß war, die errechneten Gütegrade also durchweg zu klein sind. Es zeigt sich ferner, daß die „Gütegrade η_g “ fast genau mit der Dampfgröße am Beginn der Expansion im Niederdruckzylinder fallen und steigen. Um den Einfluß der verschiedenen Dampfeuchtigkeit annähernd auszuschalten, wurden vom Verfasser in der letzten Spalte die jeweils zugehörigen Werte $\frac{\eta_{gm'}}{x_n}$ gebildet, die, je für die Gruppe der Satteldampf- und der Heißdampfversuche wenigstens für gleiche Füllungen im Niederdruckzylinder, eher Vergleichswert besitzen. (Die Absolutwerte der Zahlen sind gegenüber den auf gleichen Expansionsenddruck bezogenen Gütegraden etwa 5—10⁰/₀ zu hoch.) Es zeigt sich nun die auch anderweitig festgestellte, weit geringere Veränderlichkeit der Gütegrade mit Füllung und Anfangsdruck.

Beispiel für die rechnerische Ermittlung des Dampfverbrauchs und der Entnahmemenge, sowie der Leistung der Kolbenmaschine bei gegebenen theoretischen Füllungen.

Die nach Festlegung der Größenordnung der Gütegrade unmittelbar in Anlehnung an die auf Seite 74—76 gegebene Entwicklung für die verlustlose Maschine durchführbare rechnerische Dampfverbrauchs- und Leistungsbestimmung (ohne Konstruktion vorläufiger Diagramme) sei an einem Rechnungsbeispiel für eine häufig auftretende Aufgabe klargelegt.

Für eine Maschine gegebener Abmessungen soll die von der Maschine zu erwartende Höchstleistung bei größtmöglicher Dampfentnahme, sowie Dampfverbrauch, Entnahmemenge und Ersparnis bestimmt werden. Die Höchstleistung sei durch die vom Regler¹⁾ gerade noch einstellbare theoretische, auf den Anfangsdruck bezogene Füllung von 45⁰/₀ bedingt, die größte Entnahme entspricht einem möglichst in eine Spitze auslaufenden Niederdruckdiagramm.

Unter Verwendung der früher eingeführten Bezeichnungen sind folgende Größen gegeben:

Anfangszustand $p_a = 14$ Atm. abs., 300⁰ C.

Aufnehmerdruck $p_r = 3$ Atm. abs., Kondensatordruck $p_c = 0,2$ Atm. abs.

¹⁾ Vergl. Fußnote nächste Seite.

Nutzbare Kolbenfläche im Hochdr.-Zyl. = 397,6 qcm, im Niederdr.-Zyl. = 795,2 qcm, schädlicher Raum im Hochdr.-Zyl. $s = 0,06$, Hub $H = 600$ mm, Umdrehungszahl $n = 120$; Zylinderverhältnis $\frac{v}{V} = 1 : 2$.

A. Bestimmung¹⁾ der theoretischen Füllung der verlustlosen Maschine, die der gegebenen theoretischen Füllung der ausgeführten Maschine entspricht.

Bezeichnet F_t die theoretische Füllung $\left(\frac{\text{gesamt. Anfangsvolum.}}{\text{gesamtes Endvolumen}} \right)$ und F_w die auf die wirkliche Diagrammlänge bezogene Füllung $\left(\frac{\text{Anfangsvol. ohne schäd. Raum}}{\text{Endvolum. ohne schäd. Raum}} \right)$ so besteht die leicht ableitbare Beziehung:

$$F_w = (1 + s) F_t - s; \quad F_t = \frac{F_w + s}{1 + s}.$$

Die theoretische Füllung ergibt sich in unserem Beispiel:

$$F_t = \frac{0,45 + 0,06}{1,06} = 0,481.$$

Da außerdem noch durch die Verschiedenheit der Expansionskoeffizienten der verlustlosen Maschine ($n = 1,3$) und der ausgeführten Maschine ($n = 1,2$) bei gleichem Anfangsvolumen und Endvolumen wegen der steiler abfallenden Adiabate ungleiche Enddrücke p_H resultieren, muß für gleichen Enddruck die theoretische Füllung noch vergrößert werden, und zwar, wie ebenfalls leicht ableitbar, zu

$$F_t' = F_t \frac{1,2}{1,3} = 0,481 \frac{1,2}{1,3} = 0,487.$$

¹⁾ Diese Bestimmung kommt nur dann in Betracht, wenn für den Gütegrad der Arbeitsprozeß der verlustlosen Maschine mit gleichem Expansionsgrad zugrunde gelegt wird (der zurzeit noch gebräuchlich ist, vergl. HÜTTE 1908, S. 155); sie wurde der Vollständigkeit halber aufgenommen. — Für den in vorliegender Arbeit stets verwendeten Gütegrad (Vergleich mit der verlustlosen Maschine mit gleichem Expansionsenddruck) kann der Zusammenhang zwischen theoretischer Füllung der verlustlosen und der ausgeführten Maschine nicht formelmäßig abgeleitet werden. Es wird die Rechnung mit Abschnitt B begonnen und die gewählte theoretische Füllung der verlustlosen Maschine eingesetzt.

B. Gang der Dampfverbrauchs- und Leistungsbestimmung.

a) Für 48,7% Füllung ergibt sich aus der Fig. 48 der Expansionsenddruck $p_{eH} = 5,55$ Atm; der mittlere Diagrammdruck im Hochdruckzylinder folgt für $p_e = 5,55$ aus Fig. 45 zu $p_{mH} = 8,16$ Atm.

b) Der spezifische Dampfverbrauch des Hochdruckteils ergibt sich mittels des aus der Fig. 42 entnommenen Wertes $L_H = 31800$ m/kg und dem gewählten Gütegrad $\eta_{gH} = 0,80$ zu

$$D_H = \frac{270000}{31800 \cdot 0,80} = 10,62 \text{ kg/Psi/st.}$$

c) Die Leistung im Hochdruckzylinder ergibt sich zu $\eta_{gH} \cdot C \cdot p_{mH} = 0,8 \cdot 12,723 \cdot 8,16 \sim 85$ Psi, wobei $C = \frac{F \cdot H \cdot n}{30 \cdot 75} = 12,723$.

d) Die dem Hochdruckzylinder zugeführte Dampfmenge

$$D'_H = 85 \cdot 10,62 = 903 \text{ kg.}$$

e) Der mittlere Druck¹⁾ im Niederdruckzylinder folgt aus der Fig. 51 zu

$$p_{mn} = 0,74 \text{ Atm., für } p_{en} = 0,25 \text{ Atm.}$$

f) Der spezifische Dampfverbrauch aus dem gewählten Gütegrad $\eta_{gn} = 0,65$ und aus der Fig. 50 ($L_n = 42450$ m/kg) wird

$$D_n = \frac{270000}{42450 \cdot 0,65} = 9,79 \text{ kg/Psi/st.}$$

g) Die Niederdruckleistung bestimmt sich zu

$$\eta_{gn} \cdot 2 C \cdot p_{mn} = 0,65 \cdot 25,446 \cdot 0,74 = 12,3 \text{ Psi.}$$

h) Die dem Niederdruckteil zugeführte Dampfmenge ist

$$12,3 \cdot 9,79 = 120,5 \text{ kg/st.}$$

i) Die größtmögliche Dampfentnahme beträgt

$$\frac{903 - 120,5}{903} \cdot 100 \sim 86,5\% \text{ auf die Zwischendampfmaschine bezogen.}$$

k) Der spezifische Dampfverbrauch der Maschine beträgt

$$\frac{903}{85 + 12,3} = 9,29 \text{ kg/Psi/st.}$$

Damit ist die Aufgabe gelöst.

¹⁾ Wegen des hohen Spannungsabfalles (45% Füllung) im Hochdruckzylinder kann angenommen werden, daß der Dampf im Aufnehmer nicht mehr erheblich überhitzt ist. (Siehe frühere Versuchswerte.)

Um auch die Ersparnis gegenüber getrenntem Heizbetrieb zu berechnen, muß der Dampfverbrauch der Maschine ohne Entnahme in ähnlicher Weise bestimmt werden. Es ergibt sich für den auf den Niederdruckzylinder bezogenen mittleren Druck

$$p = \frac{1}{2} p_{mH} + p_{mn} = 4,82 \text{ Atm.}$$

ein Expansionsenddruck $p_e = 1,4$ Atm. (ca. 31 % Hochdruckfüllung), für den sich mit $\eta_g = 0,80$ der Dampfverbrauch der normalen Maschine zu 5,5 kg/Psi/st. findet.

Die Steigerung des Dampfverbrauches durch die Entnahme beträgt demnach 67,5 %, ein Wert, der sich gut in die versuchsmäßig bestätigten Kurvennetze einfügt. Die Ersparnis bei vollwertig gerechnetem Zwischendampf (Entnahme = 149 % des norm. Verbrauches) ergibt sich zu $\frac{149 - 67,5}{249} \cdot 100 \sim 32\%$.

VI. Die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfverwertung.

Die Frage, ob bei der Errichtung oder Umgestaltung der Kraft- und Wärmeversorgung von industriellen und kommunalen Betrieben die Wahl einer Dampfanlage mit Zwischendampfentnahme wirtschaftlich gerechtfertigt ist, kann zumeist nur auf Grund der genauen Kenntnis des jährlichen Gesamtenergiebedarfes (für Kraft und Heizung) mit seinen dem Betriebe eigentümlichen zeitlichen und Intensitätsschwankungen gewissenhaft beantwortet werden. Die Erhebung dieser Rechnungsgrundlage ist namentlich bei Abänderung bestehender Betriebe zur Vermeidung von Enttäuschungen unerlässlich.

Nachstehend wird eine vergleichende Betrachtung für den wirtschaftlichen Wert der Zwischendampfanlage gegenüber der Anlage mit getrenntem Heizbetrieb und Krafterzeugung in der normalen Kondensationsdampfmaschine angestellt; für den Vergleich mit anderen Krafterzeugern sind im wesentlichen nur die kennzeichnenden Brennstoffkosten der Krafterinheit sowie der Anschaffungspreis entsprechend abzuändern.

Zur Durchführung der Wirtschaftlichkeitsberechnung sind die für Beschaffung und Betrieb der Zwischendampfanlage erforderlichen

Mehraufwendungen den von der Dampfentnahme zu erwartenden Verminderungen der Betriebskosten im Vergleich zur getrennt arbeitenden Anlage gegenüberzustellen.

Die Anschaffungen beschränken sich in vielen Fällen nicht auf die Entnahmeeinrichtungen selbst und allenfalls den Mehrpreis für die Dampfmaschine ungewöhnlichen Modelles: Kosten, die nicht allzusehr ins Gewicht fallen; häufig müssen vielmehr auch neue (oder bei Neuerrichtung größere) Dampfkessel für den gesteigerten Bedarf an hochgespanntem und überhitztem Dampf nebst den zugehörigen Rauchgasvorwärmern aufgestellt werden, Dampftöler und Kondenswasserfilter sind zu beschaffen, umfangreiche Abänderungen des Heizdampfrohrleitungsnetzes werden erforderlich, sowohl aus örtlichen Gründen als auch mit Rücksicht auf die für die geringere Dampfspannung oft zu engen Rohrdurchmesser; die bisher mit höherem Dampfdruck betriebenen Heizflächen müssen der möglichst nieder gehaltenen Aufnehmerspannung, also dem geringeren Temperaturunterschied, entsprechend vergrößert werden u. a. mehr.

Der Verzinsung und Abschreibung dieser Investitionen gegenüber steht vor allem die Verminderung des Kohlenkontos, d. h. des jährlichen Gesamtdampfbedarfes bei getrenntem Betriebe (Kohlenkonto = Dampfmenge \times Dampfpreis, die Kenntnis des letzteren ist also gleichfalls erforderlich). Für wasserarme Gegenden oder Betriebe mit ungeeignetem Brunnenwasser, bei denen das Betriebswasser gekauft werden muß, kommt auch die Verminderung des Wasserkontos nebst Reinigungskosten in Betracht, die einerseits von der Verminderung der Gesamtdampfmenge herrührt und andererseits von der Verringerung der Kühl- oder Einspritzwassermenge für die Kondensation der erheblich verminderten Abdampfmenge des Niederdruckteiles.

Die übrigen Betriebskosten: Bedienungs-, Erhaltungs- und Schmierungskosten (letztere kommen bei der Turbine größtenteils in Wegfall) unterscheiden sich nicht wesentlich. Lediglich die Wartung der Druckregler und Frischdampfzusatzorgane, von deren einwandfreiem Arbeiten naturgemäß die Wirtschaftlichkeit der Dampfentnahme vollständig abhängt, erfordert erhöhte Aufmerksamkeit des Bedienungspersonals. Im allgemeinen wird die durch die Verminderung der Gesamtdampfmenge eintretende Ersparnis im Kohlenkonto ausschlaggebend für die Bewertung der Zwischendampfanlage sein.

Die Grundlagen für die Berechnung dieser Ersparnis liefern die im vorigen Abschnitt entwickelten Veränderungen des Dampfverbrauches für die Leistungseinheit bei der Zwischendampfmaschine gegenüber der normalen Maschine, sowie die Bewertung des entnommenen Zwischendampfes im Vergleich zu der zu ersetzenden Menge an gedrosseltem Frischdampf.¹⁾

Güte des Zwischendampfes.

Die Einschätzung des Zwischendampfes, die hauptsächlich davon abhängt, ob derselbe bei seiner Ankunft an der Verwendungsstelle gegenüber Frischdampf die gleiche oder eine verminderte Niederschlagswärme abzugeben imstande ist, kann nur unter Berücksichtigung der örtlichen Verhältnisse (Entfernung der Entnahmestelle bezw. der Kessel von den Verbrauchsstellen) erfolgen.

Die Dampfturbine gestattet eine beinahe beliebig hohe (bis 400° und mehr) Anfangsüberhitzung, so daß durch deren Regelung der entnommene Zwischendampf gleichfalls mit einer erwünschten Überhitzung erzielbar ist. Außerdem wird bei höheren Anzapfdrukken infolge der gesteigerten Dichte des Arbeitsdampfes ein erheblicher Teil der Strömungsenergie durch die Schaufelreibung in Wärme zurückverwandelt (vergl. S. 47), die eine entsprechende Trocknung bezw. Überhitzung des austretenden Dampfes zur Folge hat. Es ist demnach meist möglich, die Überhitzung des Anzapfdampfes in zweckmäßigen Grenzen zu halten, so daß selbst bei längeren Zuleitungen zu den Verbrauchsstellen die Abkühlungsverluste durch Überhitzungswärme gedeckt werden können, der Heizdampf also trocken gesättigt oder noch schwach überhitzt erhalten wird. Bei Anwendung von Heizflächen ist bekanntlich Überhitzung der Wärmeübertragung nachteilig, während bei unmittelbarer Berührung des Dampfes mit dem zu erwärmenden Stoffe (Seifenlösungen, Farbflotten, Zuckerlösungen, Laugen, Trockengut usw.) die Überhitzung den Vorteil größerer Niederschlagswärme bezw. der Verhinderung von Feuchtigkeitsniederschlag auf der Waare mit sich bringt. (Wertigkeitsziffern für Turbinenanzapfdampf an der Entnahmestelle siehe Seite 48.)

¹⁾ Die durch Zwischendampfentnahme infolge einer gleichmäßigeren Kesselbeanspruchung häufig erzielte bessere Brennstoffausnutzung kann im Dampfpreis berücksichtigt werden.

Die Kolbenmaschine läßt hauptsächlich mit Rücksicht auf Schmiermöglichkeit und Stoffbüchsenpackungen höhere Dampftemperaturen als etwa 320° C. im Dauerbetrieb kaum zu. Der Dampf gelangt bei der Expansion im Hochdruckzylinder verhältnismäßig schnell in die Nähe des Sättigungsgebietes und wird aus früher erörterten Gründen bei Spannungsabfall im Hochdruckzylinder (großer Leistung und starker Entnahme) beträchtlich feucht. Dadurch wird nicht nur die Entnahmemenge, sondern auch die Niederschlagswärme des entnommenen Dampfes vermindert. (Bewertungsziffern vergl. S. 48 u. 108.) Bei langen Zuleitungen wird die Dampfnässe zweckmäßig durch Zwischenüberhitzung vermindert oder beseitigt, d. h. der aus dem Hochdruckzylinder abströmende Dampf wird zunächst durch einen Überhitzer geführt, der entweder von hochüberhitztem Frischdampf vor dessen Eintritt in den Hochdruckzylinder umspült wird, oder, bei günstiger örtlicher Lage¹⁾, durch Kesselabgase. Die Zwischenüberhitzung mit Frischdampf gestattet auch bei Anwendung älterer Kolbenmaschinen, die eine hohe Anfangsüberhitzung nicht vertragen, die Brennstoffwärme im Kessel zur Überhitzung weitgehend auszunützen, da die schädliche Temperatur durch die Wärmeabgabe an den Zwischendampf auf die zulässige Grenze vermindert werden kann. (Wird auch der in den Niederdruckzylinder gelangende Arbeitsdampf nochmals vorgetrocknet, so wird infolge der verminderten Eintrittskondensation der Gütegrad gesteigert; Zwischenüberhitzung durch Abwärme hat stets eine wirtschaftliche Verminderung des Dampfverbrauches zur Folge.)

Ist der Zwischendampf an der Verwendungsstelle geringwertiger als gedrosselter Frischdampf anzunehmen (bei der Kolbenmaschine nach früherem im Mittel um 10—15 %), oder ist eine Frischdampfmenge von höherem Wert zum Ersatz niedergespannten Heizdampfes erforderlich, so müssen die für gleichwertigen Dampf errechneten Ersparnisse gemäß den Anleitungen auf S. 56 vermindert werden.

Dampfersparnis durch Zwischendampfverwertung.

Die im vorigen Abschnitt abgeleiteten, durch Zwischendampfentnahme zu erzielenden prozentuellen Ersparnisziffern, die sich auf den Gesamtwärmeaufwand des Betriebes, also bei reinen

¹⁾ Vergl. Fig. 28.

Dampfbetrieben auf das Kohlenkonto, beziehen und die für das Gebiet praktischer Entnahmemengen (15—80 % Dampfentnahme vom Verbräuche der Zwischendampfmaschine), sowie für die meist gebräuchlichen Entnahmespannungen Beträge von 10—30 % erreichen, sind nicht etwa als allgemein erreichbare Betriebsersparnisse anzusehen. Es sind vielmehr die günstigsten Werte, die überhaupt durch Zwischendampfentnahme erzielbar sind.

Die prozentuelle Verminderung der Dampfkosten für die Pferdekraftstunde ist, wie ebenfalls früher erwähnt, eine beträchtlich höhere und steigt bei niederem Aufnehmerdruck und hoher Entnahme bis zu 60 % der Dampfkosten der normalen Kondensationsmaschine. Dieser „reine Dampfverbrauch“ der Zwischendampfmaschine (d. h. im Niederdruckteil arbeitende Dampfmenge: Gesamtleistung der Maschine) ist für Wirtschaftlichkeitsrechnungen indessen meist nur da, wo es sich entweder um Abgabe von Kraft an andere Betriebe oder um Bezug der Kraft (z. B. Anschluß an eine Überlandzentrale) handelt, maßgebend, während im allgemeinen als Vergleichszahl nicht der Dampfverbrauch bzw. die Kosten für die Krafterzeugung allein, sondern der Gesamtwärmebedarf des Betriebes maßgebend ist, der naturgemäß kleinere prozentuelle Ersparnisziffern bedingt.

Diese vorgenannten Ersparniswerte beziehen sich lediglich auf den Fall, daß der Zwischendampf dauernd entnommen wird, gerade zur Deckung des Wärmebedarfes ausreicht und ferner im Vergleich zu unmittelbar verwendetem Kesseldampf vollwertig gerechnet werden kann. Als Vergleichswert ist die Summe aus dem Dampfverbrauch der normalen Dampfmaschine und der durch Zwischendampf ersetzten Heizdampfmenge herangezogen.

Für Betriebe, auf welche diese Vorbedingungen zutreffen, kann aus den angeführten Ersparnisziffern unmittelbar die Höhe des Jahresgewinnes und damit die Rentabilität berechnet werden, wenn die täglichen und periodischen Schwankungen der Maschinenbelastung, ferner die jeweils zugehörige Betriebsdauer derselben, sowie der Dampfpreis bekannt sind.

In weitaus den meisten Betrieben stimmt jedoch der Verlauf des Kraftbedarfes und der mit der jeweiligen Belastung ermöglichten Entnahmemenge nicht überein mit dem gleichzeitigen Bedarf an Heizdampf. Zeitweise ist der Dampfbedarf größer, als ihn die

Maschine ihrer Belastung entsprechend mit Zwischendampf decken kann, Frischdampf muß zugesetzt werden; zeitweilig ist kein erheblicher oder gar kein Dampfbedarf vorhanden, die Maschine läuft als normale Kondensationsmaschine.

Beide Umstände, die Erhöhung der Gesamtdampfmenge durch Frischdampf entsprechend einer Vergrößerung der Vergleichszahl, sowie die Verringerung der Benutzungsdauer der Entnahmeeinrichtung drücken die für gleichmäßigen Betrieb berechneten Ersparnisziffern herab; bei Dampfturbinenbetrieb wirken außerdem längere Unterschreitungen der normalen Belastung in ungünstigem Sinne. Die Gesamtersparnisse eines Betriebsjahres gegenüber getrennter Kraft- und Wärmeversorgung, die für die Rentabilität ausschlaggebend sind, sind demnach, wie oben erwähnt, wesentlich bedingt durch die Schwankungen der Maschinen- und Heizanlagenbelastung.

Bevor auf die einschlägigen Eigentümlichkeiten der hauptsächlich für Zwischendampfversorgung in Betracht zu ziehenden Betriebe eingegangen wird, sollen zunächst, um den Einfluß des Belastungsgrades und der Benutzungsdauer bei Kolbenmaschinen und Dampfturbinenbetrieb auf die Gesamtersparnis für den Fall zu kennzeichnen, daß die entnommene Dampfmenge ausreicht, Frischdampfzusatz also nicht erforderlich wird, einige Beispiele angeführt werden, deren Grundlagen einigen Wirtschaftlichkeitsberechnungen ausführender Maschinenfabriken entnommen sind.

Beispiele: Einer für 750 Nutzpferdestärken Normalleistung und für 1000 PS_e Höchstleistung gebauten Kolbendampfmaschine sollen stündlich 1250 bzw. 2500 kg Heizdampf von 2,5 Atm. abs. Spannung entnommen werden. Der Dampfverbrauch für die indizierte Pferdestärke beträgt bei Normalleistung ohne Entnahme 4,8 kg/Psi/st., bei Höchstleistung ohne Entnahme 5,4 kg/Psi/st., der mechanische Wirkungsgrad wird zu 0,88 bei Normalleistung und zu 0,89 bei Höchstleistung angegeben.

Der Dampfverbrauch bei Normalleistung und 1250 kg Entnahme $\left(= \frac{1250 \cdot 0,88}{750 \cdot 4,8} \cdot 100 = 30,6\% \right)$ des Dampfverbrauchs der normalen Maschine) beträgt 5,7 kg, der Mehrverbrauch für die PS_i -Stunde also 18,8% des Dampfverbrauchs ohne Entnahme.

Der Dampfverbrauch bei Höchstleistung und 2500 kg stündlicher Entnahme, entsprechend 41,2% des normalen Dampfverbrauchs beträgt 6,6 kg/Psi, die Steigerung demnach 22,2%.

Der Heizdampf soll bei getrennter Arbeitsweise in Niederdruckkesseln (gesättigter Dampf von 2,5 Atm. Spannung und 645 WE. Erzeugungswärme) erzeugt werden, der der Maschine zugeführte Frischdampf (10 Atm., 325 °) hat 725 WE. Erzeugungswärme; der entnommene Zwischendampf kann dem getrennt erzeugten Heizdampf gleichwertig gerechnet werden.

Betriebsbild I: Normallast mit dauernder schwacher Entnahme.

a) Jährlicher Wärmeverbrauch des Betriebes bei getrenntem Heizungsbetrieb an 300 Arbeitstagen und 10 Stunden Betriebszeit.

$$3000 \cdot \left(\frac{750 \cdot 4,8 \cdot 752}{0,88} + 1250 \cdot 645 \right) = 113289 \cdot 10^5 \text{ WE.}$$

Der Preis für 1000 kg Normaldampf (639 WE. Erzeugungswärme) betrage 3,00 M. (süddeutsche Verhältnisse); 100000 im Dampf enthaltene Wärmeeinheiten kosten demnach 0,465 M.

Das jährliche Kohlenkonto beträgt 52700 M.

b) Reduzierte prozentuelle¹⁾ Wärmersparnis durch Zwischendampfverwertung:

$$\frac{30,6 \cdot \frac{645}{725} - 18,8}{100 + 30,6 \cdot \frac{645}{725}} \cdot 100 = 6,64\%$$

c) Verminderung der Brennstoffkosten

$$= 0,0664 \cdot 52700 \sim \mathbf{3500 \text{ M.}}$$

Betriebsbild II: Höchstbelastung mit dauernder mittlerer Entnahme. 300 zehnstündige Arbeitstage.

a) Jährlicher Wärmeverbrauch bei getrenntem Betrieb.

$$3000 \left(\frac{1000 \cdot 5,4 \cdot 725}{0,89} + 2500 \cdot 645 \right) = 180375 \cdot 10^5 \text{ WE.}$$

Das Kohlenkonto beträgt 83900 M.

¹⁾ Für die Ersparnisrechnung kann selbstredend eben so einfach die ersparte Dampfmenge in Kilogramm, bezw. die entsprechende Kohlenmenge ermittelt werden; es wird hier indes die prozentuelle Rechnungsweise vorgezogen, um die Anwendung der im vorigen Abschnitt abgeleiteten allgemeinen Beziehungen zu beleuchten.

120 Die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfverwertung.

b) Reduzierte prozentuelle Wärmeersparnis

$$\frac{41,2 \cdot \frac{645}{725} - 22,2}{100 + 41,2 \cdot \frac{645}{725}} \cdot 100 = 11,1\%$$

c) Verminderung der Brennstoffkosten \sim **9300 M.**

Betriebsbild III: 10 stündiger Tagesbetrieb an 300 Tagen, 150 Tage Normallast mit kleinem Heizdampfbedarf, 150 Tage Höchstlast mit doppeltem Heizdampfbedarf.

a) Jährlicher Wärmeverbrauch bei getrenntem Betrieb:

$$150 \cdot 10 [(2970000 + 4400000) + 645 \cdot 1250 + 645 \cdot 2500] = 146835 \cdot 10^5 \text{ Kohlenkonto} \sim 68300 \text{ M.}$$

b) Wärmeersparnis:

$$1500 [0,0664 \cdot (297 \cdot 10^4 + 80,63 \cdot 10^4) + 0,111 (44 \cdot 10^5 + 16,13 \cdot 10^5)] = 13772,8 \cdot 10^5 \text{ WE.}$$

Prozentuelle Ersparnis = 9,4%

c) Verminderung der Brennstoffkosten: $0,094 \cdot 68300 =$ **6400 M.**

Betriebsbild IV: kurze, mittlere Entnahme.

10 stündiger Tagesbetrieb an 300 Arbeitstagen, Belastungsverhältnisse wie unter III, Dampfbedarf für Heizzwecke im Sommer = 0, im Winter täglich 5 Stunden 2500 kg/st.

a) Wärmebedarf bei getrenntem Betrieb = $122,644 \cdot 10^8 \text{ WE.}$
Kohlenkonto \sim 57000 M.

b) Prozentuelle Wärmeersparnis durch Zwischendampfentnahme = 4,9%

c) Verminderung der Brennstoffkosten = **2350 M.**

Betriebsbild V: dauernde, schwache Entnahme.

Belastungsverhältnisse wie vorstehend, Dampfbedarf täglich 10 Stunden 1250 kg/st. (Der Dampfverbrauch bei 1000 PS_i und 1250 kg Entnahme = 20,6% [auf normalen Verbrauch bezogen] beträgt etwa 6,05 kg/Psi/st., die Steigerung 12%.)

a) Wärmebedarf bei getrenntem Betrieb = $122,644 \cdot 10^8 \text{ WE.}$
Kohlenkonto \sim 57000 M.

b) Prozentuelle Wärmeersparnis durch die Entnahme = 5,9%

c) Verminderung der Brennstoffkosten \sim **3400 M.**

Aus dem angeführten Beispiele dürfte erhellen, daß die in der Verminderung des Kohlenkontos begründete Rentabilität auch bei ständig ausreichendem Zwischendampf wesentlich vom Belastungs- und Entnahmegrad, sowie von der Benutzungsdauer der Entnahmeeinrichtungen abhängig ist. Kennzeichnend für die Kolbendampfmaschine ist der bei gleicher prozentueller Entnahme verhältnismäßig geringe Einfluß des Belastungsgrades, sowie der Umstand, daß eine Verminderung des Gesamtdampfverbrauches bei günstigem Zylinderverhältnis¹⁾ durch die Dampfantnahme mit den gebräuchlichen Anfangsspannungen (12—13 Atm. abs., 270—330° C.) bis zu 6 Atm. Aufnehmerdruck auch bei kleiner Entnahme immer erzielt wird, die freilich die Anlagekosten nicht immer zu rechtfertigen braucht.

Bei der Dampfturbine gilt in bezug auf Benutzungsdauer der Heizdampfantnahme das gleiche wie für die Kolbenmaschine, dagegen bringt eine Verminderung des Entnahme- und Belastungsgrades in weit höherem Maße eine Verringerung der bei Vollast und größter Entnahme erzielbaren Ersparnisse mit sich; auf die größere Empfindlichkeit der Turbine höheren Anzapfdrücken gegenüber wurde im vorigen Abschnitt hingewiesen. Dieser Nachteil der Turbine wird häufig wettgemacht durch den ölfreien und besonders bei großer Entnahme hochwertigeren Abdampf, sowie durch später zu besprechende Vorzüge. Für Dampfturbinen mit schwankender Leistung, hohem Anzapfdruck und geringer Entnahme, oder sehr kurzen Entnahmeperioden mit hoher Entnahme ist, namentlich für kleine und mittlere Größen, Heizdampfantnahme nicht immer vorteilbringend, während bei der Kolbenmaschine noch damit Gewinn erzielt wird; für Großkraftanlagen, bei denen die Kolbenmaschine mit der Turbine nicht mehr konkurrenzfähig ist, wird für die angegebenen Verhältnisse der getrennte Heizbetrieb vorzuziehen sein. Für normale Verhältnisse jedoch (mäßiger Anzapfdruck, starke Entnahme und Vollast) ist die Turbine der Kolbenmaschine ziemlich gleichwertig und, wie später zu erörtern sein wird, nicht selten überlegen.

Die auf Seite 82 u. f. angeführten Beziehungen über den Einfluß des Aufnehmerdruckes, des Belastungs- und Entnahmegrades genügen

¹⁾ Ausnahme vergl. Zahlentafel 5 Spalte 3 (zu kleines Zylindererhältnis).

meist, um die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Anzapfturbinenbetriebes durchführen zu können. Die nachstehenden Beispiele mögen die Berechnungsweise darlegen; es ist darin dauernde Entnahme und vollwertiger Anzapfdampf angenommen.

Betriebsbild I. Wechselnde Entnahme und Belastung; hoher Anzapfdruck.

4 Atm. Entnahmedruck.¹⁾

Entnahme: $\frac{1}{4}$ der Betriebszeit	50%	}	bei Vollast.
$\frac{1}{4}$ " " "	200%		
$\frac{1}{4}$ " " "	100%	}	bei Halblast.
$\frac{1}{4}$ " " "	300%		

Der Gesamtdampfverbrauch in Prozent des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschine während gleicher Betriebsdauer ergibt sich für getrennten Betrieb (Dampfentnahme aus den Kesseln) zu

$$100 + 50 + 100 + 200 = 450\% \text{ bei Vollast und} \\ 140 + 255 = 395\% \text{ bei Vollast und Anzapfbetrieb}^2).$$

Für Halblast wird entsprechend der Gesamtdampfverbrauch bei getrenntem Betrieb = 600%, bei Anzapfbetrieb = 520%.

Die mittlere Ersparnis der Vollastperiode beträgt 12,2%, die der Halblastperiode 13,3% gegenüber Heizdampfentnahme aus den Kesseln.

Betriebsbild II. Wechselnde Entnahme und Belastung, niederer Anzapfdruck.

2 Atm. abs. Entnahmedruck.

Entnahme: $\frac{1}{4}$ der Betriebszeit	50%	}	bei Vollast.
$\frac{1}{4}$ " " "	200%		
$\frac{1}{4}$ " " "	100%	}	bei Halblast.
$\frac{1}{4}$ " " "	200%		

Entsprechend wie unter I ergibt sich für getrennten Betrieb und Vollast 450% Dampfverbrauch gegenüber 350% bei Anzapfbetrieb, und bei Halblast 500% gegenüber 395%.

¹⁾ Die Entnahmeziffern sind in Prozent des Dampfverbrauches der Kondensationsturbine gleicher Belastung ausgedrückt. (Dampfverbrauchswerte für Voll- und Halblast der normalen Turbine siehe STODOLA, Dampfturbine.)

²⁾ Vergl. Zahlentafel 4, Seite 85.

Die Ersparnisse belaufen sich auf 22,2 % bei Vollast und 21 % bei Halblast. Der Unterschied der Ersparniszahlen gegenüber Betriebsbild I zeigt deutlich den günstigen Einfluß der niederen Anzapfspannung. Für die Absolutbeträge der Dampfersparnis in Kilogramm ist der Gesamtdampfverbrauch der Turbine bei Kondensationsbetrieb und entsprechender Belastung mit den Ersparnisziffern sinngemäß zu multiplizieren.

Betriebsbild III. Hoher Anzapfdruck, überwiegend geringe Entnahme, kleine Belastung.

Entnahmespannung 4 Atm. abs., Turbine läuft mit Halblast.

Entnahme: 8 Stunden 50%

1 Stunde 100%.

Gesamtdampfverbrauch bei getrenntem Heizbetrieb: $(100 + 50) \cdot 8 + (100 + 100) \cdot 1 = 1400\%$.

Gesamtdampfverbrauch bei Anzapfbetrieb: $155 \cdot 8 + 195 \cdot 1 = 1435\%$.

Mehrverbrauch bei Anzapfbetrieb = 2,5%.

Die durchweg ungünstigen Verhältnisse, namentlich die überwiegende Betriebsperiode mit sehr geringer Entnahme, bedingen hier eine Unwirtschaftlichkeit des Anzapfbetriebes.

In allen bisher angeführten Beispielen war angenommen, daß der entzogene Zwischendampf den gesamten Heizbedarf deckt; da die Vergleichsgrundlage für die Ersparniszahlen, der Gesamtdampfverbrauch bei getrenntem Betrieb, also die Summe aus dem Dampfverbrauch der normalen Maschine und der Zwischendampfmenge, die nämliche war, wie in den Ableitungen des vorigen Abschnittes, konnten die dort gewonnenen Ersparnisziffern unmittelbar zur Gewinnberechnung verwertet werden.

Dies ist nicht mehr möglich für den Fall, daß der Zwischendampf nicht ausreicht, sondern Frischdampfzusatz erforderlich wird, da die Vergleichszahl um die Zusatzmengen zu vergrößern ist. Es wird in diesem Falle meist einfacher als mit prozentuellen Beziehungen die entnommene Dampfmenge in Kilogramm ermittelt, und, ihrem Heizwert entsprechend reduziert, dem Gesamtdampfverbrauch als Ersparnis gegenübergestellt. Die Ersparnisbeurteilung für Betriebe mit unregelmäßigen Schwankungen der Maschinenleistung und des Heizdampfbedarfes erfolgt am besten durch Aufzeichnen von Dampfverbrauchsdiagrammen,

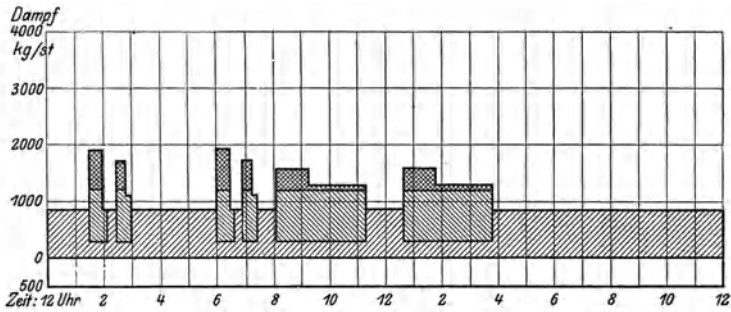


Fig. 67 a. Belastung 155 Psi. 2 Sude. Gesamtdampfverbrauch 36550 kg.

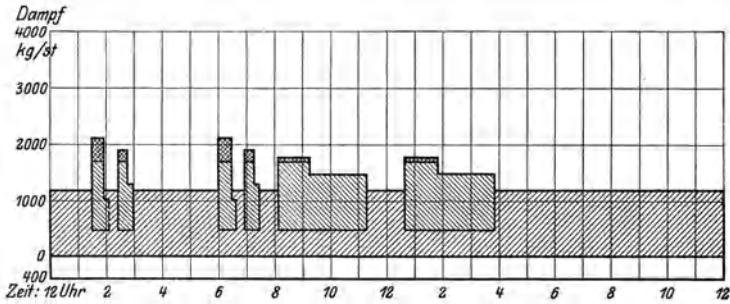


Fig. 68 a. Belastung 215 Psi. 2 Sude. Gesamtdampfverbrauch 41460 kg.

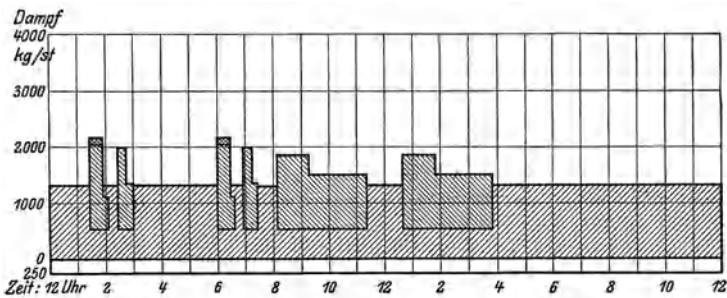


Fig. 69 a. Belastung 260 Psi. 2 Sude. Gesamtdampfverbrauch 41350 kg.



Abdampf des Niederdruckzylinders.



Dem Aufnehmer entnommener Dampf.

Fig. 67—69. Dampfverbrauchs-

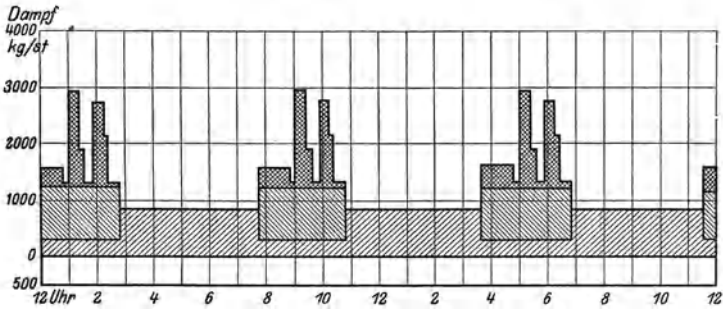


Fig. 67 b. Belastung 155 Psi. 3 Sude. Gesamtdampfverbrauch 40750 kg.

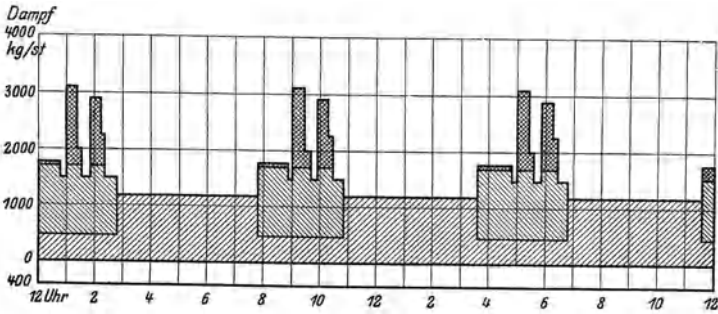


Fig. 68 b. Belastung 215 Psi. 3 Sude. Gesamtdampfverbrauch 44270 kg.

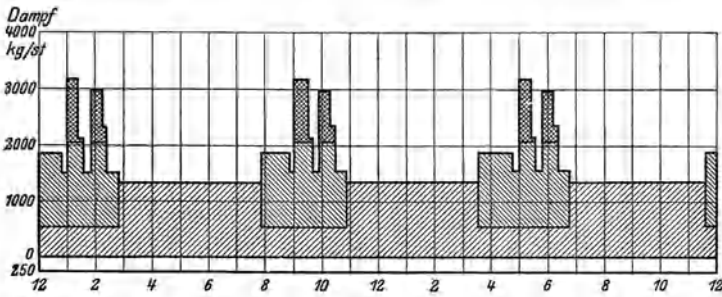


Fig. 69 b. Belastung 260 Psi. 3 Sude. Gesamtdampfverbrauch 45000 kg.



-  Frischdampfzusatz für Kochung.
-  Frischdampf für sonstige Zwecke.

diagramme einer Großbrauerei.

bei denen die auf Stundenbedarf umgerechneten, jeweils erforderlichen Dampfmen gen zunächst für den Maschinenbetrieb den Belastungsschwankungen entsprechend, in Abhängigkeit von der Betriebszeit aufgezeichnet werden; der spezifische Dampfverbrauch der Maschine in den Zeiten des Heizdampfbedarfes, also der Dampfen tnahme, wird für die jeweils erforderliche Dampfmenge gemäß den Ausführungen des vorigen Abschnittes gefunden. In dem so entstandenen Linienzug werden von oben aus die notwendigen, ebenfalls auf Stundenwerte umgerechneten Heizdampfmen gen nach unten abgetragen, wobei zu berücksichtigen ist, daß ein Teil des Arbeitsdampfes (etwa 20 % des Gesamtdampfes bei Höchstentnahme) ständig dem Niederdruckteil zuzuführen ist. Die entnehmbare Dampfmenge wird also durch diese untere Grenze, sowie durch die obere Grenzlinie des Maschinendampfes genau festgelegt, die allenfalls noch erforderliche Zusatzmenge wird darüber aufgetragen. Ein derartiges Diagramm ist in den Fig. 67—69 für einen Brauereibetrieb dargestellt, und wird auf Seite 130 besprochen. Die in die Fläche des Dampfverbrauches der normalen Maschine eintauchenden Receiverdampfflächen zeigen übersichtlich die Dampfmen gen, die gegenüber getrenntem Betrieb gespart werden, bei dem sich Maschinendampf und Heizdampf übereinanderlagert, der Gesamtdampfverbrauch also um das eintauchende Stück in die Höhe rückt. Je größer die Maschinenbelastung, desto mehr Dampf kann entnommen werden, und desto größer ist bei gleichzeitigem großem Heizdampfbedarf die Ersparnis. Die Gesamtersparnisse eines Betriebsjahres lassen sich aus derartigen, für die verschiedenen in Betracht zu ziehenden Betriebsbilder aufzuzeichnenden Diagrammen berechnen, wobei Sicherheitszuschläge für gelegentlichen Abdampfüberschuß, Kondensationsverluste, nicht sachgemäße Wartung und ähnliches nicht zu versäumen sind.¹⁾

Die besprochenen Dampfverbrauchsdiagramme, welche auch die Grenzen, in denen sich die Kesselbelastung bewegt, erkennen lassen, ermöglichen ferner eine Beurteilung der erforderlichen Heizflächengröße, und bilden außerdem für Betriebe mit regelmäßigen Heiz-

¹⁾ Die Dampfmen gen, die nicht als Maschinendampf oder Heizdampf, sondern zu sonstigen Zwecken (Dampfpumpen, Sterilisieren usw.) dem Kessel entnommen werden, sind bei Berechnung des Gesamtdampfverbrauches ebenfalls in Ansatz zu bringen.

perioden ein anschauliches Hilfsmittel für das Heizerpersonal, um rechtzeitig für plötzliche starke Dampfnahmen Vorsorge tragen zu können.

An Stelle dieser übersichtlichen zeichnerischen Untersuchung kann selbstredend auch für die besprochenen Betriebsformen (Wechsel von Frischdampfzusatzperioden mit Zeiten ohne Heizdampfbedarf bei gleichzeitigen Belastungsschwankungen) die rechnerische Ermittlung der durch Zwischendampfnahme zu ersparenden Dampfmen gen treten.

Für die Zeiten, in denen der Zwischendampf ausreicht, erfolgt dies in bekannter Weise nach den oben angeführten Beispielen.

Für den Fall des Frischdampfzusatzes möge D_r den stündlichen Dampf betrag bezeichnen, der mit Rücksicht auf die kleinste Füllung des Niederdruckzylinders, die Stopfbüchsenlässigkeit bei Dampfturbinen oder mit Rücksicht auf eine damit zu bereite nde bestimmte Warmwassermenge ständig dem Niederdruckteil zugeführt werden muß, also nicht entnehmbar ist, und D_H den stündlichen Heizdampfbedarf. D_{norm} bezeichne den stündlichen Gesamtdampfverbrauch der Maschine bei der in Betracht zu ziehenden Belastung ohne Entnahme, D_z den stündlichen Verbrauch bei der gleichen Belastung bei Betrieb mit Entnahme; die entnehmbare Dampfmenge ist $D_z - D_r$ kg/st., der Frischdampfzusatz $= D_H - (D_z - D_r)$, die Dampfersparnis in kg $= D_{norm} - D_r$, und die während der betrachteten Periode erzielte, auf den Gesamtdampfverbrauch bezogene prozentuelle Ersparnis

$$E = \frac{D_{norm} - D_r}{D_{norm} + D_H} \cdot 100\% = \frac{1 - \frac{D_r}{D_{norm}}}{1 + \frac{D_H}{D_{norm}}} \cdot 100\%.$$

Die prozentuelle Ersparnis, die durch Zwischendampfnahme bei Frischdampfzusatz erzielbar ist, ist also unabhängig vom spezifischen Dampfverbrauch der Zwischendampfmaschine; kennt man den der jeweiligen Belastung entsprechenden normalen Dampfverbrauch ohne Entnahme, den im Niederdruckteil notwendigen Restdampf und die gleichzeitige Heizdampfmenge (oder deren Größenverhältnis), so ist die prozentuelle Ersparnis, bezogen auf die Gesamtdampfmenge der gleichen Periode bei getrenntem Betrieb, ohne weiteres nach vorstehender Gleichung zu ermitteln.

Durch Ausarbeitung einer Zahlentafel, in welcher für die verschiedenen Belastungs- und Heizdampfbedarfsperioden mittels der prozentuellen Ersparnisziffern die der Dauer der Perioden entsprechenden ersparten Dampfmengen zusammengestellt werden, kann demnach auch für die schwankendsten Betriebsverhältnisse die Gesamtersparnis und damit die Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfverwertung ermittelt werden.

Die Grundlage für derartige Berechnungen schafft die Erhebung der Eigentümlichkeiten des Betriebes in bezug auf die zeitlichen Schwankungen sowie die Größenveränderungen des Kraft- und Wärmebedarfs, und zwar müssen sowohl die täglich wiederkehrenden als auch die mit Jahreszeitenwechsel oder der „Saison“ verbundenen Veränderungen Berücksichtigung finden. Auch der Hinblick auf die Weiterentwicklung des Unternehmens und die Beibehaltung von Reserven darf nicht unterbleiben. Die einwandfreie Aufstellung dieser Grundlage, die zur Vermeidung von Enttäuschungen unerlässlich ist, erfordert häufig die Durchführung von Informationsversuchen, eine Arbeit, die ihrer Kosten halber nur zu oft unterlassen wird. Gerade die Frage der Abdampfverwertung, und der Zwischendampfverwertung im besonderen, sollte, falls die Zeit oder die Kenntnisse des Betriebsleiters nicht zur Anstellung derartiger Untersuchungen ausreichen, nicht ohne Beiziehung eines Beraters durchgeführt werden, der Verkaufszwecke nicht verfolgt, und dem ferner die nötige Übersicht sowohl über die wärmetechnische Seite als auch über die Eigenart und die Erfordernisse des Betriebes zu Gebote steht.

Es würde zu weit führen, die Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfentnahme für alle dafür geeigneten Kraftbetriebe zu untersuchen; nur für die hauptsächlich in Betracht kommenden Anlagen soll die Beurteilung des voraussichtlichen Gewinnes kurz beleuchtet werden.

Die im vorigen Abschnitt angeführten prozentuellen Ersparnisziffern lassen sich häufig für Ersteinschätzungen unmittelbar in der Papier-, Pappen- und Textilindustrie (Weberei und Spinnerei) anwenden. In diesen Industrien hängt der Kraftbedarf im großen Ganzen vom Beschäftigungsgrade ab, bleibt aber während des Betriebstages ziemlich unverändert; der Wärmebedarf geht (mit Ausnahme der durch die Witterung bedingten Raumheizung) dem

Kraftbedarf fast parallel. Läuft z. B. die Betriebsmaschine einer Papierfabrik zum Antrieb der Papiermaschinen, Holzschleifer, Holländer, Mühlen usw., so sind auch die meisten geheizten Gefäße wie Trockenzylinder, Zellstoffkocher, Deckenheizung usw., die durch Abdampf versorgt werden können, im Betrieb; es werden, da mit fast gleichbleibender, vollaushenutzter Entnahme und geringen Zusatzmengen oder Schwankungen des Entnahmedrucks (die z. B. durch verschiedene Papierstärken bedingt sind) gerechnet werden darf, fast die vollen Vorteile der Entnahme sich erzielen lassen. Bei Neueinrichtungen wird oft rechnerisch zu entscheiden sein, ob man die Zellstoffkocher, des erforderlichen höheren Entnahmedrucks wegen, mit in die Zwischendampfversorgung einbeziehen darf. In bezug auf Gleichmäßigkeit der Entnahme liegen die Verhältnisse in Spinnereien und Webereien ähnlich; zur Betriebszeit der Webstühle und Spindeln sind auch Schlichtzylinder, Lufterwärmung, Heizungen usw. in gleichmäßigem Betrieb. Auch für Zuckerfabriken (Saftverdampfung), Braunkohlenwerke (Trocknung), Ziegeleien und Sägewerke (Trocknung), Schokolade- und Konservenfabriken sind dank der ständigen, wenig veränderlichen Entnahme bei nicht sehr schwankendem mittleren Kraftbedarf die vollen Ersparnisziffern erreichbar.

Verwickelter gestaltet sich die Beurteilung bei den Textilbetrieben, die außer Spinnerei und Weberei auch Druckerei und Färberei betreiben, welche letztere sehr unregelmäßige, mit den gleichzeitigen Kraftbedarfsschwankungen nicht übereinstimmende Heizdampfentnahmen mit sich bringen. In diesen Betrieben, ähnlich wie in chemischen Fabriken, Kaliwerken, Gummifabriken, Brauereien, Lederwerken u. a. m., treten einerseits periodische, von der Außentemperatur abhängige Jahresschwankungen im Kraftbedarf (Licht, Kühlung usw.) und im Heizbedarf auf, andererseits tägliche plötzlich und unregelmäßig einsetzende Kraftstöße (Kollergänge, Walzwerke, Schrotmühlen, Aufzüge, Pumpen usw.), denen im Wärmebedarf sowohl stoßweise, regelmäßig wiederkehrende oder unregelmäßige Dampfentnahme (Kochkessel, Pressen, Vulkanisierkessel, Sudpfannen) gegenübersteht, als auch ein ziemlich gleichmäßiger Dampfbedarf für Raumerwärmung, Trockenzwecke, Warmwasserbereitung usw.

Der Gesamtdampfverbrauch eines Betriebsjahres, die dem Kohlenkonto entsprechende Vergleichszahl, setzt sich oft sehr ver-

wickelt zusammen, so daß für Neuanlagen, bei denen nicht, wie bei bestehenden Betrieben, das durchschnittliche Kohlenkonto bekannt ist, nur eine genaue über die voraussichtlichen Verhältnisse eines ganzen Betriebsjahres ausgedehnte Betrachtung über den Nutzen der Zwischendampfantnahme Klarheit verschaffen kann.

Als Beispiel einer derartigen Untersuchung ist die zeichnerische Dampfbilanz einer Großbrauerei mit Zwischendampfantnahme in den Fig. 67—69 veranschaulicht,¹⁾ und zwar für je einen Betriebstag mit 2 und 3 Suden im Winter, in den Übergangsjahreszeiten und im Sommer (kleine, mittlere und starke Maschinenbelastung). Der Kraftbedarf für die eigentliche Fabrikation (Pumpen, Rührwerke, Schrotmaschinen, Aufzüge usw.) ist während des ganzen Jahres an Sudtagen und auch während des Betriebstages ziemlich gleichbleibend. Darüber lagern sich jedoch erheblich periodische Kraftschwankungen für die Erhaltung des Bieres, für die Kälteerzeugung, die, von der Außentemperatur abhängig, von überwiegendem Einfluß sind, und die drei betrachteten Belastungsgrade bedingen. Der Wärmebedarf der Brauerei wird durch die Verwendung von Warmwasser (40—50°) für Kessel-speisung, Reinigungszwecke und Brauzwecke (Einmaischen) bedingt, ferner von Heißwasser (80°) für Brauzwecke (Überschwänzen) und schließlich durch die Dampfkochung des Bieres und durch sonstigen Dampfbedarf für Trebertrocknung, Sterilisieren, Hopfenseiher, Filter, Heizung usw. Bei der in den Fig. 67—69 behandelten Anlage wird die Dampfkochung der Maischen (2) und der Bierwürze nach Möglichkeit durch Aufnehmerdampf betätigt, während zur Warmwasserbereitung der Abdampf des Niederdruckzylinders herangezogen wird, soweit sonstige Abwärme nicht ausnutzbar ist. Der Verlauf des Gesamtdampfverbrauches ist in Stundenwerten dargestellt; Art und Verwendungszweck des Dampfes (Frischdampfzusatz, Aufnehmerdampf und Abdampf) ist durch Schraffur gekennzeichnet. Der typische regelmäßige Verlauf des Dampfverbrauches für die Sudprozesse ist ersichtlich; bei der gewählten Betriebseinteilung fallen an 3-Sudtagen die Maischperioden mit der Würzekochung zusammen,

¹⁾ Der Übersichtlichkeit halber ist ein während des ganzen Tages gleichbleibender Kraftbedarf angenommen, auch die kleinen Unterschiede des in den Niederdruckteil gelangenden Restdampftrages bei verschiedener Entnahme sind vernachlässigt.

wodurch hohe momentane Dampfleistung der Kessel und erheblicher Frischdampfzusatz bedingt wird. Wie aus dem 2-Suddiagramm hervorgeht, können durch geeignete Betriebseinteilung derartige Dampfverbrauchsspitzen vermieden und ein erhöhter Nutzen der Zwischendampfentnahme, sowie eine Verkleinerung der erforderlichen Kesselfläche erreicht werden. Der Einfluß der Benutzungsdauer der Dampfentnahme auf den Gesamtnutzen und die Gleichmäßigkeit der Kesselbeanspruchung ist ebenfalls zu ersehen; mit Rücksicht auf diese Punkte wird häufig mit Vorteil eine kleinere, als die übliche Malzschüttung verarbeitet und dafür mehr Sude gemacht. Am wirtschaftlichsten ist auch hier möglicher Dauerbetrieb, der selbstredend nur in Großbrauereien mit Doppelsudwerken und dem erforderlichen Bierausstoß möglich ist, während kleine und mittlere Brauereien mit vielen sudlosen Tagen einen wesentlich geringeren Nutzen aus der Zwischendampfverwertung erzielen. Die Vorteile der Entnahme (entsprechend den in die Abdampfflächen eintauchenden Entnahmemengen) wachsen ferner mit der Höhe der Maschinenbelastung, welche die Notwendigkeit des Frischdampfzusatzes herabmindert; daher soll während der Sudzeiten möglichst hohe Maschinenleistung angestrebt werden, im Winter z. B. wird man für den Ausfall im Kältekräftbedarf zweckmäßig als Leistungsausgleich den Betrieb einer eigenen Mälzerei an die Dampfmaschine hängen. Der Gesamtdampfverbrauch des Jahres ergibt sich aus der Summierung der einzelnen Betriebstage, zu denen auch die sudlosen Tage und Sonntage, entsprechend ihrer Belastung, einzubeziehen sind. Es dürfte einleuchten, daß im Brauereibetrieb die Betriebseinteilung aus wirtschaftlichen Gründen nicht lediglich nach brautechnischen Gesichtspunkten festzulegen ist.

Ähnlich wie in Brauereien kann auch im Schlachthausbetrieb Abdampf- und Zwischendampfverwertung angewandt und beurteilt werden, wie sich überhaupt den städtischen und staatlichen Verwaltungen bei Ausgestaltung der ihnen unterstellten Anlagen, die entweder Kraft- und Wärmebedarf (Krankenhäuser, Heilanstalten) haben, oder in überwiegendem Maße nur Kraft- oder Wärmebedarf (Elektrizitätswerke, Badeanstalten) eine in bezug auf die budgettechnische Seite sehr schätzenswerte Anwendungsmöglichkeit der Vereinigung sich sinngemäß ergänzender Betriebe bietet. Es muß für die Anlage derartiger Betriebe der Gesichtspunkt maßgebend sein, alle erforderliche Wärme nach Möglichkeit mit Zwischen-

oder Abdampf entweder aus eigenem Kraftbetrieb oder aus einem benachbarten Betrieb zu decken, und umgekehrt die überschüssige Wärme eines überwiegenden Kraftbetriebes nutzbringend an wärmeheisende Betriebe abzugeben. In Krankenhäusern z. B., wo ein erheblicher Heizbedarf gegenüber geringem und meist nur zeitweiligem Kraftbedarf auftritt, wird, wie bereits praktisch in München und Straßburg durchgeführt, die eigene Maschinenanlage dem Abdampfbedarf entsprechend bemessen und belastet, und der erzeugte Kraftüberschuß als elektrische Energie an das städtische Kabelnetz gegen entsprechende Vergütung abgegeben. In hierfür ungeeignet gelegenen Heilanstalten, deren Einzelgebäude heute durch Fernheizung und Fernwarmwasserversorgung mittels Abwärme von der Kraftzentrale aus versorgt werden, muß die Belastung (für Beleuchtung, Wasserumlauf etc.) tunlichst dem Wärmebedarf entsprechend geregelt und zeitweilig Kraftüberschüsse sowie Wärmeüberschüsse (in Akkumulatoren und Vorwärmern) aufgespeichert werden. Eine dankbare Aufgabe für Verwaltungen ist weiterhin die in Deutschland noch in den Kinderschuhen steckende Heizdampfversorgung von Stadtvierteln für häusliche und industrielle Zwecke, die sich in zwanglosester und wirtschaftlichster Weise durch Zwischendampfabgabe aus den Elektrizitätswerken bei Anwendung sehr hoher Kesselspannungen ermöglichen läßt. Der gleiche Grundsatz, die Abgabe von Kraft als Nebenerzeugnis der für den eigenen Bedarf erforderlichen Wärme, oder von Wärme als Abfallprodukt der benötigten Kraft an fremde Abnehmer, ist auch mit Vorteil von gewerblichen Unternehmungen unter Anwendung der hierfür hervorragend geeigneten Zwischendampfmaschine durchgeführt worden. Die Brennstoffkosten der Kraft werden bei Abgabe der Abwärme (z. B. von Elektrizitätswerken) auf die auf Seite 98 besprochenen Beträge herabgemindert, umgekehrt kann der Verkauf der erzeugten Kraft (z. B. von Badeanstalten) selbst zu sehr mäßigen Strompreisen das eigene Brennstoffkonto auf ein Minimum verringern oder nach Abzug der gesamten Kraftgestehungskosten, in denen auch Bedienung und Verzinsung der eigens errichteten Anlage inbegriffen ist, sogar noch einen Überschuß abwerfen.

Häufig tritt, nachdem die rechnerische Untersuchung eines der geschilderten Anwendungsfälle die Zweckmäßigkeit einer Zwischendampfanlage entschieden hat, noch die weitere Frage nach der Wahl des Maschinensystems, Turbine oder Kolbenmaschine, auf. Allge-

meine Richtlinien lassen sich hierfür nicht geben; außer den bekannten Vor- und Nachteilen der beiden Bauarten von Dampfkraft-erzeugern, die sie in bezug auf Dampfverbrauch bei der jeweiligen Größe und Belastung, Platzbedarf, Anschaffungskosten, Bedienung, Kühlwasserbedarf, Abdampfbeschaffenheit u. a. mehr gegeneinander aufzuweisen haben, sind noch die für den Fall der Dampfentnahme kennzeichnenden Eigenschaften in jedem Einzelfall auf ihren wirtschaftlichen Wert oder ihre Zweckmäßigkeit hin abzuwägen. Ist für die Wirtschaftlichkeit lediglich der Dampfverbrauch der Maschine maßgebend, so ist mit Ausnahme von mehr als 1000 pferdigen Großkraftanlagen zumeist die Kolbenmaschine mit ihrer geringeren Dampfverbrauchserhöhung durch die Entnahme, namentlich bei höheren Anzapfdrukken, kleinen Entnahmemengen und Leistungsschwankungen, im Vorteil. Demgegenüber hat die Turbine den hochwertigeren und völlig ölfreien Abdampf aufzuweisen, und eine größere Unempfindlichkeit bei nicht sorgfältiger Wartung der Entnahmeeinrichtungen. Es sei nur hervorgehoben, daß der Turbine nach früherem etwa die dreifache Menge des Dampfbedarfes der normalen Maschine entzogen werden kann, gegenüber einer 50% kleineren Höchstentnahme bei der Kolbenmaschine. Durch diesen Umstand, der natürlich keine höheren Ersparnisse bedingt, erübrigt sich häufig die Notwendigkeit der Anordnung von Frischdampfzusatzventilen, die nur schwer auf die Zuverlässigkeit ihrer Wirkung geprüft werden können. Namentlich aber gibt für viele Anwendungsfälle die Beschaffenheit des Entnahmedampfes den Ausschlag zugunsten der Turbine, bei der man den höheren Dampfverbrauch, der vor allem bei kleineren Leistungen beträchtlich ist, als unwichtig gegenüber den Vorteilen in der Fabrikation mit in Kauf nimmt.

Die Mannigfaltigkeit der Gesichtspunkte, die bei der Beurteilung des Wertes von Zwischendampfanlagen zu prüfen sind, ist, wie bereits angedeutet, häufig nicht durch die wärmetechnische Seite allein erschöpft; durch sinngemäße Anpassung des Ganges der Fabrikation oder des Betriebes an die Eigenheiten des wärmetechnischen Teiles der Anlage können oft in Fällen, wo auf den ersten Blick Abdampfverwertung nutzlos erscheint, noch erhebliche Vorteile erzielt werden, wie überhaupt beim Entwurf und bei der Umgestaltung von Anlagen ein verständnisvolles Zusammenarbeiten des Kaufmannes oder Verwaltungsbeamten, des Betriebsleiters und des Wärmeingenieurs, das im Gegensatz zu Amerika bei uns nur

selten geübt wird, die Wirtschaftlichkeit des Gesamtunternehmens auf ein Höchstmaß zu steigern geeignet ist.

Gerade die sachgemäße Anwendung der Zwischendampfverwertung am richtigen Ort bildet für den Wärmeingenieur eines der wirksamsten Hilfsmittel bei der Lösung seiner oft unterschätzten Aufgabe: dem Vermögen des Einzelunternehmens wie der Volkswirtschaft beträchtliche Werte neu zu schaffen oder sie vor Vergeudung zu bewahren.

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. Mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine kraft- und wärmewirtschaftliche Studie. Von Dr.-Ing. **Ludwig Schneider**, München. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 118 Textfiguren und 1 Tafel.

Preis M. 5,—; in Leinwand gebunden M. 5,80.

Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken unter Berücksichtigung der Heizungskosten, sowie der Abdampfverwertung. Von **Karl Urbahn**, Ingenieur. Zweite Auflage bearbeitet von Dr.-Ing. Ernst Reutlinger. In Vorbereitung.

Hilfsbuch für Wärme- und Kälteschutz. Von **F. Andersen**, Ingenieur, beim Amts- und Landgericht Dresden vereidigter Sachverständiger. Mit 3 Textfiguren.

Preis M. 3,60; in Leinwand gebunden M. 4,60.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas- und Hüttenbetrieben. Von **Paul Fuchs**, Ingenieur. In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Technische Wärmemechanik. Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren aus der Mechanik der Gase und Dämpfe und der mechanischen Wärmetheorie. Von **W. Schüle**, Ingenieur, Oberlehrer an der Königlichen Höheren Maschinenbauschule zu Breslau. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Erscheint im Frühjahr 1912.

Kondensation. Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, auch einschließlich der Wasserrückkühlung. Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker. Von **F. J. Weiß**, Zivilingenieur in Basel. Zweite, ergänzte Auflage. Bearbeitet von E. Wiki, Ingenieur in Luzern. Mit 141 Textfiguren und 10 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Die Kondensation der Dampfmaschinen und Dampfturbinen. Lehrbuch für höhere technische Lehranstalten und zum Selbstunterricht. Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt**. Mit 116 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Generator-, Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung. Eine Darstellung der Vorgänge, der Untersuchungs- und Kontrollmethoden bei der Umformung von Brennstoffen für den Generator-, Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb. Von **Paul Fuchs**, Ingenieur. Zweite Auflage von „Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes“. Mit 42 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen. Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende. Von **R. Spalckhaver**, Regierungsbaumeister, Kgl. Oberlehrer in Altona a. E., und **Fr. Schneiders**, Ingenieur in M.-Gladbach (Rhld.). Mit 679 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 24,—.

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniken, sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von **F. Tetzner**, Professor, Oberlehrer an den Kgl. Verein. Maschinenbauschulen zu Dortmund. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 162 Textfiguren und 45 lithogr. Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Dampfkessel-Feuerungen zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung. Von **F. Haier**. Zweite Auflage. Im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure bearbeitet vom Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg. Mit 375 Textfiguren, 29 Zahlentafeln und 10 lithogr. Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen. Von **Franz Seufert**, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Zweite, erweiterte Auflage. Mit 40 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Der Fabrikbetrieb. Praktische Anleitungen zur Anlage und Verwaltung von Maschinenfabriken und ähnlichen Betrieben, sowie zur Kalkulation und Lohnverrechnung. Von **Albert Ballewski**. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Bearbeitet von C. M. Lewin, beratender Ingenieur für Fabrikorganisation in Berlin.

In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

Die Betriebsleitung insbesondere der Werkstätten. Autorisierte deutsche Ausgabe der Schrift: „Shop management“ von **Fred. W. Taylor**, Philadelphia. Von A. Wallichs, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen. Mit 6 Figuren und 2 Zahlentafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.
