

Hiermit ergibt sich:

$$L_a = 51\,554 + (6000 - 2100)2,72 = 62\,162 \text{ kgm.}$$

Der adiabatische Dampfverbrauch pro PS_i -Stunde wird $C_a = 270\,000/62\,162 = 4,34 \text{ kg.}$

Der Unterschied ist in den Ungenauigkeiten der kleinen Tafel und in Ablesfehlern zu suchen.

Verluste.

29. Die Verluste im Zylinder der Dampfmaschine werden zweckmäßig eingeteilt in sichtbare Verluste und unsichtbare Verluste. Die sichtbaren sind diejenigen, welche aus dem Arbeitsdiagramm ohne Verbrauchsmessung ersehen werden können. Die unsichtbaren Verluste bedürfen zu ihrer Feststellung einer Verbrauchsmessung und sind im Gegensatz zu den sichtbaren, welche eine Spezialisierung gestatten, nur summarisch feststellbar.

Sichtbare Verluste.

30. Zu den sichtbaren Verlusten gehören bei einstufigen Kolbenmaschinen zunächst die Arbeitsabgänge durch Eintrittsdrosselung, durch Vorausströmung, durch unvollkommene Abführung des Ausstoßdampfes, durch Voreinströmung. Diese Gruppe von sichtbaren Verlusten möge als Völligkeitsverlust bezeichnet werden.¹⁾

In weiterem Sinne gehören dazu auch die Verluste durch Auffüllung des schädlichen Raumes oder, wie er, wenn nur die räumliche Schädlichkeit betrachtet werden soll, hier genannt werden soll, des toten Raumes. Zur Feststellung dieser Verluste muß die Größe des toten Raumes (des vom Kolben nicht beschriebenen Teils des Zylinderinhalts einseitig gemessen) bekannt sein.

Die Auffüllung des schädlichen Raumes erfolgt teils durch komprimierten Restdampf, teils durch Frischdampf. Dem Auffüllverlust,

¹⁾ Bei Verbundmaschinen möge der Völligkeitsverlust in dieser Abhandlung ähnlich wie bei einstufigen Kolbenmaschinen definiert und nicht so weit gefaßt werden wie in der sonstigen Literatur. Es tritt zu den oben angeführten Verlusten noch hinzu der Übertrittsdrosselverlust (Sperrverlust) und der Verlust durch unvollständige Expansion im Hochdruckzylinder.

Der Rücktritt der Niederdruckexpansionslinie gegen die verlängerte Hochdruckexpansionslinie möge hier nicht zu den Völligkeitsverlusten gezählt werden. Er ist bedingt zum Teil durch die Differenz der Kompressionsreste und daher mit diesem Anteil bei den Totraumverlusten zu verrechnen, zum Teil ist der Rücktritt eine bei Verbundmaschinen in Erscheinung tretende, den unsichtbaren Verlusten zugehörige Größe (Niederschlagsdifferenz); vgl. Führer 35, 28 bis 38

welcher hiernach zum Teil ein Arbeitsflächenverlust (Kompressionsarbeit), zum Teil ein Verlust durch Mehraufwand an Dampf ist, steht ein Gewinn durch den höheren Verlauf der Expansionslinie (Führer 31, 24) gegenüber. Der durch den toten Raum unter Berücksichtigung der erwähnten Nebenwirkungen entstehende Verlust werde als Totraumverlust bezeichnet (vgl. Art. 32).

Völligkeitsverlust und Völligkeitsverbrauch.

31. Für die rechnermäßige einzuführende Größe des Völligkeitsverlustes kommt es sehr darauf an, wie der Admissionsdruck definiert ist. Bei der in Art. 30 S. 15 und überhaupt in diesem Werke gewählten Definition kommt der Drosselverlust bei der Völligkeitsberechnung gar nicht in Betracht (Art. 37 S. 18), so daß der in Rechnung zu stellende Völligkeitsverlust verhältnismäßig klein, der Völligkeitsgrad groß wird (vgl. ferner Art. 35 und 36 S. 18). Auch bei der Hrabákschen Definition des Admissionsdruckes ist der in Rechnung zu stellende Verlust durch Drosselung sehr gering. Der Völligkeitsverlust ist bei der Maschine der vorliegenden Aufgabe in Art. 39 = 2 % angenommen.

Wenn C_a der adiabatische Dampfverbrauch ist und u der Völligkeitsgrad, d. h. derjenige Faktor, mit welchem die adiabatische Arbeit zu multiplizieren ist, um die Völligkeitsverluste zu berücksichtigen, so ist, da der Verbrauch pro Arbeitseinheit die Arbeit im Nenner enthält, $(1/u) \cdot C_a$ der Verbrauch pro PS_i bei unveränderter eingelassener Dampfmenge unter Berücksichtigung der Völligkeitsverluste.

Bezeichnet man den Mehrverbrauch durch die Völligkeitsverluste gegenüber der verlustlosen Maschine mit C_u' , so ist

$$C_a + C_u' = \frac{1}{u} C_a \text{ oder } C_u' = \left(\frac{1}{u} - 1\right) C_a; \quad \frac{1-u}{u} C_a$$

oder, da u bei einstufigen Maschinen und der gewählten Definition des Admissionsdruckes nur wenig kleiner wie 1 ist, $C_u' \sim (1-u) C_a$. Das gilt für den Mehrverbrauch für die Leistungseinheit bei gleicher eingelassener Dampfmenge gegenüber der verlustlosen Maschine, also für eine etwas kleinere Gesamtleistung.

Nach Art. 4 soll aber nicht an der eingelassenen Dampfmenge bei der Einführung der einzelnen Verlustgrößen festgehalten werden, sondern so viel mehr Dampf eingelassen werden, daß der mittlere Druck der ursprünglichen Annahme wieder erreicht wird. In der Nähe der günstigsten Belastung ist der Verbrauch für die Leistungseinheit unabhängig von der Füllung; es würde also die Hinzufügung

derjenigen Dampfmenge, welche erforderlich ist, um das Diagramm wieder auf die ursprünglich angenommene Fläche zu bringen und die Völligkeitsverluste zu decken, für den Verbrauch pro Leistungseinheit nichts ausmachen, und es würde in den hier in Frage kommenden Grenzen gleichgültig sein, ob der Einfluß des Völligkeitsverlustes auf den spezifischen Verbrauch bei gleichbleibender eingelassener Dampfmenge oder bei gleichbleibender Leistung und vergrößerter eingelassener Dampfmenge betrachtet wird.

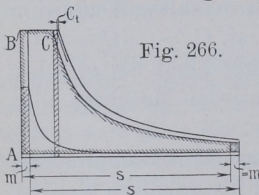
Die normale Leistung, für welche hier zunächst alle Verluste oder Mehrverbräuche bestimmt werden sollen, liegt aber über der günstigsten; deshalb nimmt bei Vergrößerung der eingelassenen Dampfmenge die Arbeit nicht in gleichem Maße zu. Der zur Deckung der Völligkeitsverluste erforderliche Mehrverbrauch an Dampf ist relativ etwas größer wie der relative Arbeitsverlust. Ich schätze ihn auf Grund von Erwägungen, welche hier nicht weiter ausgeführt werden sollen, für normale Leistung:

$$C_u = 1,25 (1 - u) C_a; \quad C_u = \sim 1,25 C_u'; \quad (17)$$

worin schon eine Korrektur der oben eingeführten Vernachlässigung mit enthalten ist. Die zur Deckung der Völligkeitsverluste aufzuwendende Dampfmenge C_u und der Unterschied zwischen C_u' und C_u kämen begrifflich deutlich zum Ausdruck durch die Benennung von C_u als Ergänzungsverbrauch für den Völligkeitsverlust. Der Kürze halber werde C_u als Völligkeitsverbrauch im Gegensatz zum Völligkeitsverlust C_u' bezeichnet.

Totraumverluste und Totraumverbrauch.

32. Die Totraumverluste lassen sich aus dem Diagramm der adiabatischen Arbeit wie folgt bestimmen: Man schneidet in dem Diagramm der verlustlosen Maschine ohne toten Raum, welches in Fig. 266 durch Randschraffierung hervorgehoben ist, links von der Volldruckarbeit ein Rechteck ab mit einer Basis gleich der



relativen Größe m des toten Raumes und fügt rechts die gleiche Länge hinzu, um den ursprünglichen Hubraum wieder herzustellen, und verlängert gleichzeitig die Expansionslinie entsprechend. Dabei geht zunächst ein Arbeitsrechteck $m (p_1 - p_3)$ verloren, während

bei unverändertem Hubvolumen durch Hinausschiebung des rechten Diagrammendes die kleine senkrecht schraffierte Fläche über m gewonnen wird. Durch angemessene Kompression läßt sich bekanntlich der Verlust durch den toten Raum zum Teil wieder ausgleichen.

Um den Einfluß der Kompression zu berücksichtigen, trägt man die Kompressionslinie ein und vergrößert die Füllung entsprechend der rückgewonnenen Dampfmenge; die zugehörige neue Expansionslinie ist nur im oberen Anfang verzeichnet. Das so gewonnene Diagramm ist etwas kleiner wie das ursprüngliche, der Unterschied ist der Totraumverlust. Er werde mit C_t' bezeichnet.

Um die ursprüngliche Diagrammfläche wieder herzustellen, ist eine weitere Vergrößerung der Füllung erforderlich, die den Dampfverbrauch um C_t vergrößert; C_t ist aus ähnlichen Gründen, wie sie in Art. 31 auseinandergesetzt wurden, größer wie der Totraumverlust. Man kann für normale Belastung setzen den Ergänzungsverbrauch für den Totraumverlust, den „Totraumverbrauch“:

$$C_t = 1,25 C_t'. \quad (18)$$

Um die immerhin etwas umständliche Feststellung des Totraumverlustes zu vermeiden, mag man eine Faustformel anwenden, die für Einzylindermaschinen mit Kondensation bei Einführung der in Art. 12 bis 14 S. 6 und 7 empfohlenen Kompressionsgrade für m in den Grenzen 0,02 bis 0,06 lautet:

$$C_t = m \sqrt{\frac{p}{p_i}} C_a \quad (19)$$

und mit den Daten der Aufgabe $m = 0,04$, $p = 7$, $p_i = 2,6$ einen Totraumverlust $C_t = 0,0407$ ergibt.

Für Auspuff kann man innerhalb der Grenzen $m = 0,02$ bis 0,15 unter Voraussetzung der in Art. 12 bis 14 empfohlenen Kompressionsgrade etwa setzen:

$$C_t = (0,6m + 4m^2) \sqrt{\frac{p}{p_i}} C_a, \quad (20)$$

womit sich z. B. für $m = 0,08$, $p = 12$, $p_i = 3,5$ ergibt:

$$C_t = (0,048 + 4 \cdot 0,0064) 0,99 C_a = 0,0729 C_a.$$

Die Formeln 19 und 20 sind nur für indizierte Drucke in der Nähe der Normalleistung als einigermaßen zutreffend erprobt; über die Abhängigkeit von der Belastung vgl. die allgemeinen Bemerkungen Art. 85.

Abweichungen in der Einteilung der Verluste von den üblichen Regeln.

33. Man erhält den sichtbaren Dampfverbrauch in einem wärmedichten Zylinder,¹⁾ d. h. in einem Zylinder mit solchen gedachten Eigenschaften seiner Wandungen, daß er weder Wärme aufnimmt, noch

¹⁾ Meist spricht man von wärmedichten Zylindern, wenn man ausdrücken will, daß sie der Wärme keinen Eingang gestatten. Der Ausdruck ist aber etwas irreleitend, insofern man an die Verhinderung des Wärmedurchganges nach außen zu denken geneigt sein wird. Die Durchgangsverluste sind aber im Vergleich

Wärme an den Dampf abgibt, $C_{ia} = C_a + C_u + C_t$, wobei vorausgesetzt ist, daß der Zylinder ebenso wie ein wirklicher mit normalem schädlichen Raum behaftet ist und daß auch die Steuerung in normaler Weise arbeitet.

Dieser Dampfverbrauch in einem wärmefesten Zylinder stimmt nicht mit dem üblicherweise als sichtbarer, nutzbarer oder indizierter Dampfverbrauch benannten und nach Hrabáks Vorgang ziemlich allgemein mit C_i' bezeichnetem Verbrauch überein. Er ist größer wie C_i' , weil ihm die theoretische Expansionslinie (bei gesättigtem Dampf $p v^{1,35} = \text{const.}$) statt der durchschnittlich praktisch gefundenen mit $p v = \text{const.}$ zugrunde liegt. Die Linie mit $p v^{1,35} = \text{const.}$ fällt schneller ab wie die Linie mit $p v = \text{const.}$ und liefert daher bei gleicher Füllung und gleicher eingelassener Dampfmenge eine kleinere Arbeit, erfordert also pro Arbeitseinheit mehr Dampf.

34. In Art. 511 wurde nach dem üblichen Verfahren ein sichtbarer Dampfverbrauch von 5,66 für gesättigten Dampf bei normaler Belastung ($p_i = 2,6$) gefunden. In diesem Verbrauchsergebnis sind schon die Völligkeits- und Totraumverluste mittelbar enthalten, indem im Zähler der Kompressionsrest in Abzug gebracht ist und im Nenner die Abrundungen des Diagramms sowie die Kompressionsarbeit durch das auf Grund der Planimetrierung des gerundeten Diagramms gefundene p_i berücksichtigt sind.

In dem wärmefesten Zylinder wird für den gleichen mittleren Druck bei gesättigtem Dampf gefunden $C_a = C_{as} = 5,62$ (dieser Anhang Art. 11), $C_u = 0,025 C_a = 0,14$ (Art. 31 bei $u = 0,98$), $C_t = 0,0407 C_a = 0,239$. Bezeichnet man den nutzbaren Dampfverbrauch bei adiabatischer Expansionslinie mit C_{ia} , so ist

$$C_{ia} = C_a + C_u + C_t = 5,62 + 0,14 + 0,239 = 6,00 \text{ kg/PSi-Stunde.}$$

Der Unterschied ist also durchaus nicht unbedeutend.

35. Die Ursache des höheren Verlaufs der Expansionslinie in dem Diagramm der wirklichen Maschine ist in der Wärmezufuhr zu suchen, welche der Gemischdampf von den Zylinderwandungen her während der Expansion empfängt. Diese Wärme ist ein Teil derjenigen Wärme, welche der eintretende Dampf während der Admissionsperiode an

zu den inneren Austauschverlusten ganz unbedeutend (Art. 39). Es ist daher, wenn man die letzteren für die Betrachtung eines theoretischen Vorganges ausschließen will, zweckmäßig, eine Benennung zu wählen, welche andeutet, daß jede Wechselwirkung zwischen der Wärme des Dampfes und der Wandung ausgeschlossen sein soll.

die innerste Wandungsschicht abgab. Es wird noch ein Teil der anfangs verloren gehenden Wärme während der Expansionsperiode wieder nutzbar gemacht.

Diese Verhältnisse werden wohl bei kalorimetrischen Untersuchungen und Erörterungen richtig behandelt, bei den Entwicklungen über die Vorausberechnung des Dampfverbrauchs aber niemals besprochen und auch wohl meist nicht klar durchschaut.

36. Die bei der üblichen Rechnungsweise als Abkühlungsverlust bezeichnete Größe C_i'' stellt in ihrem Verhältnis zum Gesamtverbrauch C_i nicht den durch den Wärmeaustausch beim Durchlaufen des ganzen Diagramms bewirkten Verlust, sondern ein Augenblickswert dar. Der Abkühlungsverlust C_i'' ist derjenige Wärmeverlust des Dampfes an die Zylinderwandungen, welchen der Admissionsdampf im Augenblick des Expansionsbeginns erreicht hat. Er ist größer wie der durch den Wärmeaustausch im ganzen bewirkte Verlust. Der durch die Teilnahme der Wandungen an dem Wärmewechsel bedingte Verlust pro Arbeitseinheit ist also bei der üblichen Rechnungsweise nach Hrabák mit $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ (Art. 512) in beiden Größen C_i' und C_i'' enthalten, und zwar mit einem Teil in C_i' negativ (d. h. als Gewinn).

Diese Verquickung der einzelnen Verbrauchsgrößen erschwert die Aufstellung systematischer Regeln für die durch den Wärmeaustausch bedingten Verluste. Deshalb ist hier, wie schön in Art. 2 bis 5 hervorgehoben, der übliche Weg verlassen und eine klare Scheidung der einzelnen Verluste vorgenommen.

37. Wenn der Verbrauch einer Maschine durch Versuche festgestellt ist und die gewonnenen Resultate für die Aufstellung von Regeln oder Koeffizienten zur Vorausberechnung des Dampfverbrauchs verwertet werden sollen, ist bei dem bisher üblichen und dem hier angewandten Verfahren der gefundene Verbrauch verschiedenartig auf die einzelnen Teilwerte des Verbrauchs zu verteilen. Nimmt man z. B. an, daß der in Art. 512 gefundene Verbrauch von 8,72 kg nicht durch Rechnung, sondern durch einen Versuch gefunden wurde, so wird man, nachdem man C_i' und C_{i_2} aus dem Diagramm = 5,66 bzw. = 6,00 bestimmt hat, und nachdem man den in beiden Fällen gleich unsicheren und nicht feststellbaren Lässigkeitsverlust C_i''' gleich groß geschätzt hat (in Ermangelung anderer Unterlagen = 0,69 gemäß Art. 512), die Verteilung der Verbrauchsgrößen im ersten und zweiten

Fälle wie folgt mit den unter die Bezeichnungen gesetzten Zahlengrößen vornehmen:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' \quad \text{und} \quad C_i = C_{i_a} + C_k + C_i''' \\ 8,72 = 5,66 + 2,37 + 0,69 \quad \quad \quad 8,72 = 6,00 + 2,03 + 0,69$$

worin C_k den durch den Wandungseinfluß bedingten Mehrverbrauch bezeichnet. Die Lässigkeitsverluste sind hier nur der Gegenüberstellung wegen mit C_i''' , später jedoch mit C_l bezeichnet.

Der Verbrauch $C_{i_a} = C_a + C_u + C_t$ ist bei gleicher verhältnismäßiger Größe des schädlichen Raumes und bei gleicher Dampfverteilung unabhängig von der Größe, Bauart und Gangart der Maschine. Die unsichtbaren Verluste sind jedoch nach Größe, Bauart und Gangart der Maschine sehr verschieden.

Unsichtbare Verluste, insbesondere Wärmeverluste.

38. Die unsichtbaren Verluste sind Wärmeverluste und Lässigkeitsverluste, ihre getrennte Feststellung im Versuch ist, wie bemerkt, nicht möglich; man ist daher darauf angewiesen, die einen zu schützen, um dann die anderen aus der Differenz des versuchsmäßig festgestellten Verbrauchs und dem berechneten Verbrauch C_{i_a} nach vorherigem Abzug des geschätzten Verbrauchsteils zu bestimmen. Die Lässigkeitsverluste, über welche weiter unten noch einiges gesagt werden wird (Art. 72 und 79), sind bei guter Ausführung und gutem Maschinenzustande im Vergleich zu den Wärmeverlusten nur klein.

39. Die Wärmeverluste zerfallen in Durchgangsverluste und Austauschverluste. Die Durchgangsverluste, d. h. die Wärmemengen, welche durch die Wandung der Zylinder und durch die Verkleidung hindurchgehen und sich der umgebenden Luft oder auch zunächst anschließend Maschinenteilen mitteilen, sind im Vergleich zu den Austauschverlusten bei guter Zylinderverkleidung sehr gering. Man kann sie mit einer für die Feststellung der Hauptverluste durchaus befriedigenden Genauigkeit berechnen, indem man die Zylinder und anschließenden Gestellteile als einen Ofen betrachtet und nach Feststellung der Außentemperatur und Ausmessung der wärmeabgebenden Flächen die Wärmeabgabe mit den Wärmeübergangsziffern der Heizungstechnik bestimmt. Man findet sie bei einigermaßen guter Wärmeschutzhülle erheblich kleiner wie 1 % des Gesamtverbrauchs.¹⁾

¹⁾ Die Bedeutung eines guten Wärmeschutzes darf darum dennoch besonders für die ungeheizten Flächen nicht unterschätzt werden. Eine hohe Wandungstemperatur wirkt auf frühzeitigeres Trockenwerden der Wandungen in der Nachdampfperiode und damit indirekt auf Verringerung der inneren Austauschverluste.

40. Die Austauschverluste, d. h. die Verluste, welche durch die her- und hinübergehende Wärmebewegung zwischen den innersten Wandungsschichten und dem Dampf entstehen, sind dagegen sehr bedeutend und betragen bei einstufigen mit gesättigtem Dampf betriebenen Kolbendampfmaschinen normaler Bauart meist über 50 % des nutzbaren Dampfverbrauchs.

Die Vorausbestimmung dieser Verluste nach allgemeinen Grundsätzen muß heute, selbst für Einzylindermaschinen, als ein noch ungelöstes Problem bezeichnet werden. Es gelingt für eine neue Maschine nur dann die Verluste mit einiger Sicherheit voraus zu bestimmen, wenn Versuchsergebnisse ganz ähnlicher Maschinen vorliegen, die man dann auf den neuen Fall nach irgendwelchen Grundsätzen umrechnet.

Die Grundsätze, nach denen solche Umrechnungen vorgenommen zu werden pflegen, sind größtenteils auch recht unsicher und bringen den Einfluß der einzelnen Veränderlichen meist nicht richtig zum Ausdruck, so daß sich oft schon bei mäßig großer baulicher Verschiedenheit im nachherigen Versuch Abweichungen von den vorausberechneten Verlusten ergeben. Ja selbst für die Umrechnung der Verluste für etwas veränderte Betriebsbedingungen (andere Tourenzahl, andere Belastung, andere Überhitzung etc.) an ein und derselben Maschine, deren Verbrauch durch Messung bei einem mittleren Betriebszustand versuchsmäßig festgestellt ist, haben sich die üblichen Umrechnungsgrundsätze als unzureichend erwiesen. Manche bessere Grundsätze sind zu wenig bekannt.

41. Der Vorgang des inneren Wärmeaustausches ist, wie schon die theoretischen Untersuchungen von Grashof, Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 293 und 313, und Theoretische Maschinenlehre, Theorie der Kraftmaschinen S. 698, und von Kirsch in einer besonderen Schrift „Die Bewegung der Wärme in den Zylinderwandungen“ 1886, ferner der Aufsatz von Kirsch in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1891 S. 957, zeigen, selbst bei sehr vereinfachenden Annahmen der mathematischen Verfolgung schwer zugänglich. Seitdem sind die Schwierigkeiten der theoretischen Behandlung des Wärmeaustauschs durch die Einführung des überhitzten Dampfes mit seiner während der Admissionsperiode sich ändernden Temperatur und seiner mit der Strömungsgeschwindigkeit und Strömungsrichtung gegen die Wandungen stark veränderlichen Wärmeübertragungsfähigkeit noch vermehrt.

42. Die Aussichten, auf dem Wege des Versuchs an ausgeführten Maschinen zu einer allgemein gültigen Formel zu gelangen, sind bei

der großen Zahl der Größen, welche auf den Austauschverlust Einfluß haben, und der Verwickeltheit ihrer Einwirkung auf denselben auch nur gering. Man wird wegen der erforderlichen großen Zahl von Versuchsunterlagen bei Aufstellung der Formel auf Versuche verschiedener Experimentatoren zurückgreifen müssen und wird hierbei nicht immer sicher sein, daß gewisse als gleich vorauszusetzende Versuchsbedingungen wirklich gleich gewesen sind. Die Zahl der in der Literatur bekanntgewordenen Verbrauchsversuchsserien unter verschiedenen Betriebsverhältnissen ist auch nicht gerade groß, und die Gegenüberstellung einzelner Verbrauchsversuche an verschiedenartigen Maschinen (wie sie in größerer Zahl vorliegen) zur Ableitung irgendwelcher Gesetzmäßigkeiten im Verbrauch ist wegen der zufälligen Verschiedenheiten bedenklich, zumal wichtige Grundlagen, wie die Größe der schädlichen Flächen und ihre Rauigkeit, meist nicht mitgeteilt sind.

Die schädlichen Flächen.

43. Als schädliche Flächen bezeichnet man diejenigen Flächen im Innern einer Dampfmaschine, welche dem periodischen Druck- und Temperaturwechsel ausgesetzt sind. Sie sind die Quellen jener gewaltigen¹⁾ Verluste, die man als Austauschverluste bezeichnet.

Es ist selbstverständlich, daß auf die Einschränkung der Größe dieser Flächen der allergrößte Wert zu legen, und fast unerklärlich, mit welcher Nichtachtung die Praxis über diese elementare Forderung hinweggegangen ist. Mag auch für den ausübenden Ingenieur das Eindringen in die mathematischen Entwicklungen und in die verbindenden Gedankengänge der oben genannten klassischen Aufsätze schwierig sein und mögen auch manche der nun einmal bei der Schwierigkeit des Problems nicht zu vermeidenden Annahmen und Voraussetzungen nicht überzeugend sein, das eine steht aber seit fast einem halben Jahrhundert fest und ist auch, wenn man sich nur oberflächlich mit der Frage beschäftigt hat, klar, daß diese Verluste, wenn auch für die verschiedenen Teile der den schädlichen Raum umgebenden Flächen mit einer verschiedenen Proportionalitätskon-

¹⁾ Ich habe in einem Vortrag im Jahre 1902 den Geldwert dieser Verluste allein im Deutschen Reich auf jährlich 100 Millionen Mark geschätzt und glaube, ohne den heutigen Stand der Schätzungsgrundlagen nachzuprüfen, daß trotz des Hinzutretens der Dampfturbine mit ihren andersartigen Verlusten und der Verbesserung der Kolbendampfmaschinen bei der Zunahme der Zahl der Maschinen die Zahl heute nur wenig kleiner ist (vgl. auch Führer 33, 5 bis 12).

stanten,¹⁾ den Flächen einfach proportional sind und daß jeder ersparte Quadratcentimeter verhältnismäßig großen Gewinn bringt.

Immer noch verstößt häufig die Praxis (zum Teil auch die erster Firmen) trotz mehrfacher Hinweise gegen diese selbstverständliche Regel, zieht die Zylinderdeckel stark in den Zylinder hinein, ohne die Umflächen gegen den Zutritt des Dampfes zu schützen, wendet selbst bei einstufigen Maschinen einschalige Kolben mit hoher Krempe und in das Innere des Kolbens ragendem Zylinderdeckel an (bei Lokomotiven ist die Bauart ganz allgemein), befestigt die Kolben mit vorstehenden Muttern, für welche im Zylinderdeckel ein Nest ausgespart werden muß, und schenkt bei einem durch geschickte Einschränkung der schädlichen Flächen erzielten Erfolg lieber unerwiesenen Behauptungen über die Wunderwirkung einer besonderen Strömungsart Glauben, als bei sich Einkehr zu halten und sich der Macht dieser einfachen Erwägung zu unterwerfen.

Der bauliche Aufwand zur Vermeidung vorstehender Nachteile ist so unbedeutend, daß er gegen die verminderten Verluste, besonders bei Sattdampfmaschinen und allgemein bei Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen, gar nicht in Betracht kommt.

Daß man heute dazu übergeht, auch größere Umständlichkeiten im Bau und Zusammenbau der Maschinen auf sich zu nehmen, um die schädlichen Flächen einzuschränken, wurde in Art. 450 bis 457 gezeigt.

44. Um Rechnungen über die Größe der in einer gegebenen Dampfmaschine auftretenden Austauschverluste vornehmen zu können, muß man zunächst die Größe der schädlichen Flächen ermitteln. Wegen des verschiedenen Schädlichkeitsgrades wird man sie noch in mehrere Gruppen einteilen.

Der Dauer der Berührung nach hat man zu unterscheiden die Flächen, welche den schädlichen Raum umgeben, wenn der Kolben in der Totlage steht, und die vom Kolben beim Vorschreiten freigegebenen Flächen, welche zonenweise eine verschiedene Berührungsdauer haben. Die ersteren mögen als schädliche Dauerflächen oder kurz als Dauerflächen, die zweiten als schädliche Zuwachsflächen oder kurz als Zuwachsflächen bezeichnet werden. Kirsch unterscheidet die letztere Art in seiner oben erwähnten Schrift aus dem Jahre 1886 vom prinzipiellen Standpunkte mit Recht in solche, welche

¹⁾ Je nach Lage, Deckung, Bestromung, Oberflächenzustand, Heizung der Flächen.

nur dem Dampf der einen Kolbenseite zugänglich sind, und solche, welche vom Dampf beider Zylinderseiten berührt werden (vgl. auch die Aufstellung in Grashofs Theorie der Kraftmaschinen S. 711). Hier soll wegen des starken Überwiegens der Wirkung der Dauerflächen der letztere Unterschied außer acht bleiben; doch schien es zweckmäßig, angesichts der neuerdings sehr übertriebenen Bewertung des Langkolbens in wärmetechnischer Beziehung darauf hinzuweisen, daß die Frage gerade in der für die Theorie des Wärmeaustauschs maßgebenden Literatur längst erwogen ist.

45. Die Schädlichkeit der einzelnen Flächenteile ist aber noch von vielen andern Umständen abhängig; man wird daher auch an ein und derselben Maschine noch zu unterscheiden haben: geheizte und ungeheizte Flächen, offene und gedeckte Flächen, mehr oder weniger stark beströmte Flächen.

Zu den gedeckten Flächen¹⁾ sind vor allem die zylindrischen Umflächen eingezogener Zylinderdeckel zu zählen, ferner der zylindrische Kolbenrand bis zum ersten Kolbenring,²⁾ beide mit ihren Gegenflächen am Dampfzylinder also doppelt zu rechnen.

Einer besonders starken Beströmung sind die Flächen der Dampfkanäle ausgesetzt; bei ihnen wird man noch zu unterscheiden haben, ob sie sowohl von Einlaß- wie von Auslaßdampf durchströmt werden,

¹⁾ Die Deckung ist bei überhitztem Dampf wirksamer wie bei gesättigtem Dampf, da nur bei starker Strömung die Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme von überhitztem Dampf eine lebhaftere ist, gesättigter, luftfreier Dampf aber in alle Fugen eindringt, weil das Verschwinden des niedergeschlagenen Dampfes immer neuem Dampf Zutritt verschafft und weil bei der nachher erfolgenden Druckabnahme der aus dem niedergeschlagenen Wasser nachdampfende Dampf mit Kraft aus den Fugen ausbläst.

²⁾ Diese Flächen werden sonst nicht zu den schädlichen Flächen gezählt, gehören aber aus den in Anm. 1 bemerkten Gründen für gesättigten Dampf zweifellos dazu, besonders wenn bei liegenden Maschinen der Kolben als Schwebe- kolben ausgeführt, oder bei Ausführung als Tragkolben der Kolbenkörper bis auf die Tragflächen frei gearbeitet ist. Aber auch bei anliegendem Kolbenkörper wird gesättigter Dampf sich in die kleinen Zwischenräume drängen, welche der Gangbarkeit wegen zwischen dem Kolbenkörper und dem Zylinder verbleiben müssen.

Die Anerkennung dieser Flächen als schädliche, oder wie man sie für gesättigten Dampf, um das Eindringen in alle Fugen zu kennzeichnen, auch nennen könnte, als atmende, muß dazu führen, den Kolbenrand bis zum ersten Ring für Zylinder mit gesättigtem Dampf möglichst schmal zu machen und die Tragflächen und Führungsflächen mehr nach innen zu legen. Bei den heutigen Überhitzungsgraden hat die Regel noch bei fast allen Niederdruckzylindern Bedeutung.

oder ob die Steuerorgane getrennt liegen und die Zu- und Abführung des Dampfes auf verschiedenen Wegen stattfindet.¹⁾

Hinsichtlich der Wärmezufuhr von außen wird man geheizte und ungeheizte Flächen zu unterscheiden haben, letztere wieder nach der Intensität der Heizung.

46. Schließlich ist für das Maß der Schädlichkeit der Oberflächenzustand und das Oberflächenmaterial von Bedeutung. Man wird für eine möglichst glatte Oberfläche der schädlichen Flächen Sorge tragen und wird auch Poren, die wieder besonders bei gesättigtem Dampf nachteilig wirken, schließen.

Die gute Zugänglichkeit der Kanäle und Steuerungsgehäuse der in die Deckel eingebauten Steuerorgane gestattet, die Oberfläche auch dieser Teile gut herzurichten.²⁾

47. Wegen der geringen Eindringungstiefe der Austauschwärme in die Zylinderwandung hat die schon mehrfach vorgeschlagene Anbringung eines Überzuges aus einem anderen geeigneten Material Aussicht auf Erfolg. Es dürfte eine für die Förderung der Dampfökonomie lohnende Aufgabe sein, verschiedene mögliche Überzüge (etwa geeigneter Emailen auf den nicht vom Kolben bestrichenen Flächen, welche, wie bemerkt, sowohl der Größe wie der schädlichen Wirkung der Einheit nach den Hauptanteil an den Verlusten haben) auf ihr Verhalten bei periodisch wechselndem Dampfzustand zu untersuchen.

¹⁾ Die Bedeutung der Trennung ist für überhitzten Dampf relativ größer wie für gesättigten (umgekehrt wie vielfach vermutet wird), weil bei ihm die Wärmeübertragung wiederum sehr stark von der Strömung abhängt, die hier besonders groß ist und bei gemeinsamen Kanälen wegen der großen Temperaturunterschiede des eintretenden und austretenden Dampfes besonders nachteilig wirkt.

Der Wärmeaustausch von gesättigtem Dampf ist schon ohne Strömung so rapide, daß die Strömung nicht mehr soviel ausmacht. Der Wärmeaustausch vollzieht sich auch in den nicht beströmten Teilen vor allem unter der Wirkung des Druckwechsels durch Niederschlag und Nachdampfen. Es kann unter Umständen sogar eintreten, daß wenn durch die Trennung der Ein- und Ausströmkanäle eine namhafte Vergrößerung der schädlichen Flächen bedingt ist, die Trennung für gesättigten Dampf von Nachteil ist.

²⁾ Wie sehr die mangelhafte Zugänglichkeit der S-förmigen Kanäle von Zylindern mit gewöhnlicher Schiebersteuerung die Herrichtung der die Kanäle umgebenden schädlichen Flächen behindert, mag der freilich auch durch grobe Nachlässigkeit verschuldete Fall erläutern, daß ich an einer Maschine, welche jahrelang gelaufen war, bei Aufschneiden des Zylinders für Unterrichtszwecke das Innere der Kanäle mit Kernägeln gespickt fand.

Es brauchen die Überzugsmaterialien nicht gerade die Eigenschaften eines Isoliermittels zu haben, das mit den nötigen sonstigen Eigenschaften doch wohl schwer ausfindig zu machen wäre. Es würde schon viel gewonnen sein, wenn der Überzug in der Leitungsfähigkeit und in der spezifischen Wärme pro Volumeneinheit erheblich hinter dem Gußeisen zurücksteht.

Als ein Überzug von heute noch im Vergleich zum blanken Gußeisen unbekanntem Eigenschaften kann auch die Gußhaut unbeeinträchtigt bleibender Flächen des schädlichen Raumes angesehen werden. Sollten Untersuchungen ergeben, daß die Gußhaut günstigere Eigenschaften besitzt wie das blanke Gußeisen, so würde das dahin führen, daß man durch sorgfältigste Behandlung der Oberflächen der Gußformen und Kerne, welche die künftigen schädlichen Flächen bilden, die Oberfläche so glatt wie möglich zu machen sucht, aber von einer Bearbeitung dort absieht, wo sie nicht aus anderen Gründen notwendig ist.

48. Die Möglichkeit, daß das mit dem Dampf in den Zylinder eintretende und sich auf den schädlichen Flächen ablagernde Schmieröl einen bedeutenden Einfluß auf den Wärmeaustausch hat, wie schon behauptet ist, kann nicht in Abrede gestellt werden, und muß bei Abnahmeversuchen die Aufmerksamkeit beider Parteien auf die Zylinderschmierung richten.

49. Die schädlichen Dauerflächen bringt man, nachdem man ihre Größe O bestimmt hat, zweckmäßig in Beziehung zur Zylinderquerschnittsfläche $F = \pi/4 D^2$, indem man das Verhältnis O/F bildet.

Um das Maß ihrer Schädlichkeit im gegenseitigen Verhältnis zum Ausdruck zu bringen, ist die Reduktion auf die ungeheizten, offenen schädlichen Flächen zu empfehlen und die reduzierte schädliche Fläche zu setzen:

$$O_r = O_1 + \alpha O_2 + \beta (O_3 + \alpha O_4),$$

worin O_1, O_2, O_3, O_4 die im Kopf der nachfolgenden tabellarischen Aufstellung angegebene Bedeutung haben.

α und β sind Koeffizienten kleiner wie 1, welche die Schädlichkeit der geheizten bzw. der gedeckten schädlichen Flächen im Vergleich zu den offenen, ungeheizten schädlichen Flächen ausdrücken.

Die Größe dieser Koeffizienten kann allgemein nicht angegeben werden. Sie werden nach eigenem Ermessen und auf Grund besonderer Versuchserfahrungen anzunehmen sein.

Für den Schulgebrauch wird gesetzt werden können:
 α bei Heizung mit strömendem gesättigten oder überhitztem Frischdampf = 0,65,
 bei Heizung mit stagnierendem gesättigtem Dampf unter Voraussetzung guter Entwässerung und Entlüftung der Heizräume = 0,75;
 Heizung mit stagnierendem, überhitzt in den Heizraum eintretendem Dampf ist gegenüber Arbeitsdampf von gleichem Anfangszustande wirkungslos;
 β je nach Maß der Deckung für gesättigten Dampf 1 bis 0,4,
 je nach Maß der Deckung für überhitzten Dampf 0,3 bis 0,1.

F = $\pi/4 D^2 = \pi/4 420^2 = 1385,4$ qcm	Schädliche Dauerflächen in Quadratzentimetern				
	im ganzen	offene Flächen		gedeckte Flächen	
		un-geheizt O ₁	geheizt O ₂	un-geheizt O ₃	geheizt O ₄
Kolbenstirnfläche mit Vorsprüngen	1400	1400			
Kolbenumfangfläche bis zum ersten Kolbenring	330			330	
Zylinderumfangfläche bis zum ersten Kolbenring	470	135		335	
Deckelfläche nach Abzug der Kanalöffnungen	1267		1267		
Einlaßventilgehäuse mit Ventil und Kanal	1400		1400		
Auslaßventilgehäuse mit Ventil und Kanal	1981	1494	487		
Summe	6848	3029	3154	665	

Man stellt zweckmäßig eine Tabelle für die schädlichen Flächen nach vorstehendem Muster auf (welches für die Verhältnisse der Hauptaufgabe der Anleitung gerechnet ist).

50. Das Verhältnis O/F ist hier = 4,9. Die reduzierten schädlichen Flächen ergeben sich für gesättigten strömenden Dampf mit $\alpha = 0,65$, $\beta = 0,5$:

$$O_r = 3029 + 0,65 \cdot 3154 + 0,5 (665 + 0,65 \cdot 0) = 5411,6 \text{ qcm} = 3,906 \text{ F.}$$

Das Verhältnis O/F (nicht reduziert) ist in der Literatur schon für einzelne Maschinenarten verschiedentlich festgestellt, jedoch ohne die gedeckten Flächen. Kirsch fand in der mehrfach erwähnten Schrift als Durchschnitt aus fünf Einzylindermaschinen verschiedener Bauart für eine Zylinderseite O/F = 4,85; um mit diesem Resultat verglichen zu werden, muß man bei der oben berechneten Maschine die gedeckten Flächen ausscheiden, womit sich für O/F (nicht reduziert) 4,46 ergibt. Bei inverser Beaufschlagung des Auslaßventils (Führer S. 1132 und 1133 Anm.) hätten sich noch etwa 400 qcm sparen lassen

und man wäre auf 4,17 gekommen. Bei Hinausverlegung des Auslaßorgans aus dem Füllraum nach Fig. 169 S. 264 wäre man auf 3,1 gekommen, hätte aber die später hinzukommenden Flächen des Gehäuses und Ventils noch mit einem Anteil bei den Zuwachsflächen in Anrechnung bringen müssen.

Es sollten schädliche Flächen in jedem Falle einzeln berechnet und keine Mittelwerte für O/F eingeführt werden, um ein Urteil zu gewinnen, wo sich noch etwas sparen läßt und welche Opfer nach anderer Richtung für den durch die Ersparnis an Fläche erzielbaren Betriebsgewinn etwa zu bringen sind.

51. Die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen im Vergleich zu derjenigen der Dauerflächen wird am besten mit der von Grashof, Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 315, aufgestellten Gleichung 27 (vgl. auch Theorie der Kraftmaschinen S. 740) beurteilt mit dem Gliede

$$\left[\sigma + \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] \text{ oder mit den hier gewählten Bezeichnungen } \left[\frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right].$$

s/D ist darin das Verhältnis vom Hub zum Zylinderdurchmesser, φ_1 ist der Füllungswinkel, d. h. der Winkel, welchen die Kurbel vom Totpunkte aus bis zum Abschluß des Einlasses zurückgelegt hat, ($f(\varphi_1)$ eine Funktion von φ_1 , welche das allmähliche Hinzutreten der Zuwachsflächen und nicht nur die Dauer der Einwirkung, sondern auch die theoretisch und praktisch erwiesene Tatsache berücksichtigt, daß bei pulsierender Wärmewirkung die in der Zeiteinheit in die Flächeneinheit eintretende Wärmemenge um so kleiner ist, je länger die Einwirkung schon gedauert hat.¹⁾ Grashof hat diese Funktion für gesättigten Dampf aufgestellt, in einer Reihe entwickelt und durch eine einfache Tabelle ausgedrückt, die hier nach der oben angegebenen Quelle gekürzt wiedergegeben sei:

φ_1	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°	70°	80°
s_1/s	0,067	0,090	0,117	0,146	0,179	0,213	0,250	0,289	0,329	0,413
$f(\varphi_1)$	0,072	0,097	0,126	0,158	0,194	0,232	0,273	0,316	0,362	0,459

Es bedeutet in obigem Klammerngliede der zweite Summand die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen in dem gleichen Maßstab, in welchem der erste die schädliche Wirkung der Dauerflächen bezeichnet. Es wird z. B. für $\varphi_1 = 50^\circ$ und die zugehörige Füllung $s_1/s = 0,179$, $f(\varphi_1) = 0,194$ und für $O/F = 4$ und $s/D = 1,5$;

$$\left[\frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] = 4 + 2 \cdot 1,5 \cdot 0,194 = 4,582 = 1,145 \frac{O}{F}.$$

¹⁾ In der neueren Literatur ist wieder die irrierte Ansicht vertreten, daß die Schädlichkeit der einzelnen Flächen der Berührungszeit proportional sei. Grashof hat schon in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 314 links unten mit Nachdruck darauf hingewiesen, daß dies falsch ist (vgl. auch diesen Anhang Art. 55).

Die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen ist danach im vorliegenden Falle nur 14,5 % von der schädlichen Wirkung der Dauerflächen.

Wenn die schädlichen Flächen aus Teilen verschiedener Schädlichkeit bestehen, wird man an Stelle O die reduzierte schädliche Fläche O_r einführen und wird den zweiten Summand mit α (Art. 49) zu multiplizieren haben, wenn der Mantel geheizt ist. Für Einzylindermaschinen mit Kondensation und kleinen Füllungen ist bei gesättigtem Admissionsdampf der kurze, unmittelbar an den Deckel anschließende Dampfmantel, wie er von Stumpf für seine Gleichstrommaschinen angewandt wird, allgemein zu empfehlen, wenn die Steuerorgane in die Deckel eingebaut sind. Den kurzen Dampfmantel könnte man als Dampfkragen bezeichnen.

Unter φ_1 ist der jeweilige Füllungswinkel zu verstehen; weiter unten wird jedoch ein Verfahren angegeben werden, bei welchem für veränderliche Füllung die wechselnde Größe der Zuwachsflächen in anderer Weise berücksichtigt ist und φ_1 den Füllungswinkel bei normaler Belastung bedeutet, der dann auch für andere Belastungen einzuführen ist (vgl. Art. 87 und 88).

Umrechnungformeln für die Austauschverluste.

52. Angesichts der in den Art. 38 bis 42 erörterten Schwierigkeiten kann nicht erwartet werden, daß eine allgemein gehaltene Formel, wie sie weiter unten gegeben ist (Art. 108), die Verluste mit der für die praktischen Anforderungen erwünschten Genauigkeit liefert. Dagegen ist Aussicht vorhanden, bei Benutzung naheliegender Versuchsstützpunkte für abweichende Verhältnisse durch Umrechnungen zu befriedigenden Resultaten zu gelangen.

Ich habe auf Grund des mir aus der Literatur bekannten und sonst zugänglich gewordenen Versuchsmaterials, sowie auf Grund eigener Versuche und theoretischer Erwägungen und mit Benutzung der theoretischen Untersuchungen von Grashof und von Kirsch Formeln aufgestellt, welche die Umrechnung der Verluste aus den Versuchsresultaten einer ähnlichen Maschine mit, wie ich glaube, größerer Zuverlässigkeit gestatten, als die bisher gebräuchlichen Regeln.

Die Formeln sollen ferner dazu dienen, die Verluste in ein und derselben Maschine oder einer genau gleichen Maschine für veränderte Betriebsbedingungen zu bestimmen, wenn sie für einen nicht allzu entfernt liegenden Betriebsfall durch einen Versuch ermittelt sind.

Ich habe die Formeln, um sie für den praktischen Gebrauch geeignet zu machen, möglichst einfach aufgebaut. Die Formeln beziehen sich zunächst nur auf Einzylindermaschinen und auf gesättigten Dampf; bezüglich ihrer Übertragbarkeit auf überhitzten Dampf ist in Art. 98 bis 101 und 105 bis 106 und auf Verbundmaschinen in Art. 102 bis 104 und 111 bis 112 das Nötige gesagt.

Umrechnungsformel bei gleichbleibendem Indikatorgramm

für veränderte Maschinengröße, veränderte Tourenzahl und verändertes Längenverhältnis des Dampfzylinders.

53. Die in der Überschrift gemachte kurze Voraussetzung des gleichbleibenden Indikatorgramms muß für die nachfolgenden Erörterungen noch genauer definiert werden: Es soll vorausgesetzt werden, daß bei den zu vergleichenden Maschinen der Anfangszustand (Druck und Temperatur) und der Ausschubgegendruck gleich und die Dampfverteilung dieselbe sei mit der kleinen Abweichung, daß etwaige durch die Maschinengröße oder Tourenzahl bedingte Abweichungen im Verlauf der Expansionslinie und Kompressionslinie durch kleine Unterschiede in der Füllung und in der Kompression in der Weise ausgeglichen gedacht werden, daß die Triebdampfarbeit und die Gegendruckarbeit je für sich unverändert bleiben. Die Unterschiede im Verlauf der Linien bei Maschinen verschiedener Größen und Gangart werden bekanntlich als so gering angesehen, daß beim Entwurf des Arbeitsdiagramms niemals auf die Größenverhältnisse der Maschine und auf die Tourenzahl Rücksicht genommen wird.

54. Es vollzieht sich dann an den einzelnen Flächenelementen verschiedener Maschinen von zunächst gleich groß angenommener Tourenzahl fast genau der gleiche Wärmevorgang. Während der Füllungsperiode und Austrittsperiode ist bei gesättigtem Dampf das Verhältnis der von dem Wärmewechsel betroffenen Dampfmenge zu der berührten Fläche (welches bei Maschinen verschiedener Größe erheblich verschieden sein kann) bedeutungslos (sofern die Kanäle so bemessen sind, daß die Bedingung gleichen Admissionsdruckes und gleichen Ausschubgegendruckes erfüllt wird), weil die Temperatur des gesättigten Dampfes lediglich vom Druck abhängt. Der Druckverlauf während der Expansionsperiode und Kompressionsperiode ist bei verschiedenen, in der Heizung gleich behandelten Maschinen, wie bemerkt, so gering, daß eine Verschieden-

heit in der Rückwirkung der etwas abweichenden Drucke auf den Wärmeaustausch praktisch nicht in Frage kommt oder doch durch den oben angenommenen Ausgleich als aufgehoben erachtet werden kann. Über den Einfluß der Wirbel vgl. Art. 101. Bei der Gleichartigkeit des Wärmewechsels auf den einzelnen Flächenelementen wird bei verschiedenen Maschinen mit gleicher Tourenzahl der Verlust an den schädlichen Dauerflächen (deren Einfluß bei dem starken Überwiegen derselben zunächst allein betrachtet werden soll), absolut genommen, einfach der Größe dieser Flächen proportional sein.

Nimmt man zunächst gleichen Oberflächen- und Heizungszustand bei den zu vergleichenden Maschinen an, so wird man die Verluste setzen können:

$$Q_0 = K_0 O f(z), \quad (20)$$

worin K_0 eine Konstante, O die Größe der schädlichen Flächen, $f(z)$ eine zunächst noch unbekannte Funktion der Berührungszeit ist.

55. Über den Einfluß der Berührungszeit auf den Wärmeübergang läßt sich nach dem Charakter der Vorgänge beim Austausch das eine aussagen, daß von einem gewissen Anfangswärmezustand der Flächen und der angrenzenden Schichten aus bei gleichbleibender Dampf Temperatur die in unendlich kleinen gleich großen Zeitteilen in die Flächen eindringende Wärmemengen um so kleiner sein werden, je länger die Berührung schon gedauert hat. Denn bei dem im Vergleich zum Eindringungswiderstand der Wärme in die Oberfläche verhältnismäßig großen Fortleitungswiderstand wird bei längerer Dauer der Einwirkung sich die Wärme auf den innersten Schichten mehr und mehr stauen und durch die steigende Temperatur der innersten Schichten dem Eindringen der Wärme einen immer größeren Widerstand entgegensetzen.

Die Funktion $f(z)$ ist also von solcher Beschaffenheit, daß sie mit zunehmendem z zwar zunimmt, aber immer langsamer, je größer z wird. Für $z = \infty$ geht der Vorgang in einen einfachen Heizungsvorgang an einem außen isolierten Ofen über, bei welchem nach Art. 39 der Wärmeübergang in Vergleich zu innerem Austausch der Dampfmaschinen sehr gering ist.

56. Betrachtet man den Wärmeeintritt in die Dauerflächen während der Öffnungszeit und gibt noch für den Wärmeübertritt am Ende der Kompression und bei Beginn der Expansion einen kleinen Zuschlag, so ist, wenn mit φ_1 der Füllungswinkel von der Totlage bis zum Abschluß, mit ε der Voreinströmungswinkel bezeichnet

wird, die Wärmeeintrittszeit proportional $a\varphi_1 + b\varepsilon$, worin a ein wenig größer wie 1 und b bei fehlender Kompression etwas kleiner wie 1 ist, weil der Eintritt nicht plötzlich erfolgt, bei starker Kompression aber auch größer wie 1 sein kann, weil der Übergang von Wärme aus dem Kompressionsdampf ebenfalls mit in Rechnung zu stellen ist. $a\varphi_1 + b\varepsilon$ werde mit φ_2 bezeichnet.

Wenn n die Zahl der Umdrehungen in einer Minute bedeutet, ist die Zeit einer Umdrehung $= 1/n$ Minuten und die Wärmeeintrittszeit einer Umdrehung bei gleichförmiger Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschine:

$$z_1 = \frac{\varphi_2}{2\pi} \frac{1}{n} \text{ Minuten} = \frac{\varphi_2}{2\pi} \frac{60}{n} \text{ Sekunden,} \quad (21)$$

oder, da φ_2 für Maschinen mit gleichem Indikatordiagramm eine Konstante ist:

$$z_1 = k \frac{1}{n}.$$

Wenn die Funktion $f(z)$ die oben begründete Eigenschaft besitzt, so hat die Funktion $f(n)$ die umgekehrten Eigenschaften in der Gleichung:

$$Q_1 = K_1 O f(n),$$

in der Q_1 den Wärmeeintritt in die Dauerflächen bei einer Umdrehung bedeutet; d. h. der Wärmeeintritt pro Umdrehung wird zwar um so kleiner, je mehr Umdrehungen die Maschine in der Zeiteinheit macht, nimmt aber mit zunehmender Umdrehungszahl nicht in dem Maße ab, wie diese zunimmt. Es wird also der Gesamtverlust pro Stunde mit zunehmender Tourenzahl steigen.

57. Umrechnungsformeln und -regeln für gleichbleibendes Indikatordiagramm müssen hiernach unbedingt die Tourenzahl direkt oder indirekt (z. B. ausgedrückt durch c und s) enthalten. Formeln, die nur die Kolbengeschwindigkeit c enthalten, sind unbrauchbar und führen schon bei geringen Abweichungen von den Verhältnissen des Versuchs zu fehlerhaften Resultaten.

In dem viel gebrauchten Tabellenwerk von Hrabák sind in der 1. und 2. Auflage die Verluste C_1'' der Kolbengeschwindigkeit, in der 3. und 4. Auflage der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit umgekehrt proportional gesetzt.¹⁾ Über die fehlerhaften Folgen

¹⁾ In dem theoretischen Teil des Hrabákschen Werkes wird die Frage anders wie im praktischen Teil behandelt. Es fehlt aber an dieser Stelle jeder Zusammenhang mit dem praktischen Teil. Auf S. 8 im 1. Bd. der 4. Aufl. ist bei Angabe einer Umrechnungsformel für verschiedene Kolbengeschwindigkeiten auf die abweichenden Formeln des theoretischen Teils nicht verwiesen. Auch den Formeln des theoretischen Teils haftet der erwähnte Fehler an, indem auf S. 184 die Verluste proportional $\sqrt{\varphi c}$ gesetzt werden.

dieser Annahme und die fehlerhaften Schlüsse über die Zweckmäßigkeit hoher Tourenzahlen vgl. Art. 68 und 69.

58. Die Arbeit einer Kolbenseite ist pro Umdrehung $F s p_i$, also die pro Arbeitseinheit ein- und austretende Wärmemenge W_d der Dauerflächen:

$$W_d = K_1 \frac{1}{p_i} \frac{O}{F} \frac{1}{s} f(n). \quad (22)$$

Wenn die Konstante K_1 die Wärmeübergangs- und Wärmeleitungs-koeffizienten auf 1 qm bezogen enthält, ist O in Quadratmetern einzuführen. F wird dann zweckmäßig in gleichem Maß, d. h. ebenfalls in Quadratmetern gemessen. Damit erhält dann O/F die in Art. 49 festgelegte Bedeutung. Wenn in den Arbeitswert einer Umdrehung $F s p_i$ die Kolbenfläche in Quadratmetern und der Druck in Atmosphären, der Hub in Metern eingeführt wird, ist die Arbeitseinheit = 10 000 kgm. Die Gleichung 22 würde also den Wärmeaustausch pro 10 000 kg geleistete Arbeit liefern.

Eine Stundenpferdekraft ist = $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ kgm. Wenn unter W_d von jetzt ab der Verlust pro Stundenpferdekraft verstanden werden soll, muß die rechte Seite der Gleichung hiernach noch mit 27 multipliziert werden. Geht man mit dieser Zahl in die Konstante und nimmt in dieselbe auch noch $1/p_i$ auf, welches bei den zu vergleichenden Maschinen der Voraussetzung gemäß gleich groß sein soll, so geht die Gleichung, wenn man die neue Konstante mit Φ_1 bezeichnet, über in

$$W_d = \Phi_1 \frac{O}{F} \frac{1}{s} f(n). \quad (23a)$$

59. Die Zuwachsflächen haben, wie in Art. 51 an einem Beispiel gezeigt wurde, einen nur verhältnismäßig kleinen Einfluß auf die Austauschverluste. Berücksichtigt man ihn durch einen nach dem Füllungswinkel bemessenen kleinen Zuschlag zu O/F in Form eines etwas über 1 liegenden Faktors (etwa = 1,15), mit welchem man in die Größe Φ_1 geht, so wird, wenn man die durch die Dauerflächen und durch die Zuwachsflächen zusammen bedingten Austauschverluste $W_d + W_2$ mit W_k bezeichnet:

$$W_k = \Phi_1 \frac{O}{F} \frac{1}{s} f(n). \quad (23)$$

Will man die Zuwachsflächen genauer berücksichtigen, so kann das mit Hilfe des in Art. 51 wiedergegebenen Grashof'schen Ausdrucks nebst zugehöriger Tabelle geschehen; doch scheint es richtiger, den Einfluß der Dauerflächen noch durch Multiplikation mit φ_2/φ_1 zu

stärken, weil die durch die Voreinströmung vermehrten Austauschverluste fast ausschließlich auf die Dauerflächen entfallen. φ_2 ist hierin zu setzen $= \varphi_1 + b\varepsilon$ (Art. 56, a werde hier $= 1$ gesetzt). Es wird dann, indem Φ_i wieder die Bedeutung der Formel 23a annimmt:

$$W_k = \Phi_i \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] \frac{1}{s} f(n). \quad (24)$$

In der Regel wird jedoch angesichts der sonstigen Unsicherheit die Gleichung 23 für die Umrechnung genügen.

60. Die Formeln 23 und 24 würden für die Umrechnung der Verluste von Maschinen, welche auch erheblich in Größe, Bauart und Gangart von der Versuchsmaschine abweichen, geeignet sein, wenn die Funktion $f(n)$ genau bekannt wäre, und wenn das Maß der Schädlichkeit der Flächen verschiedenen Oberflächen-, Heizungs- und Deckungs-Zustandes im Vergleich zu ungeheizten, ungedeckten Flächen bestimmbar wäre.

Wenn die Flächen verschiedener Schädlichkeit in der neuen Maschine wesentlich anders verteilt sind wie in der zugrunde gelegten Versuchsmaschine, so sind für beide die reduzierten Flächen O_r statt O einzuführen, womit dann die in Art. 49 hervorgehobene Unsicherheit unvermeidlich in die Gleichung hineingetragen wird. Wenn dagegen bei beiden Maschinen das Verhältnis der Flächen verschiedener Schädlichkeit zur ganzen schädlichen Fläche O das gleiche ist, fällt die Unsicherheit fort und es genügt auch für beide Maschinen nur die Flächen O statt O_r auszurechnen.

Immer bleibt noch die Unsicherheit der Funktion $f(n)$ bestehen, die es rätlich erscheinen läßt, die Umrechnung nicht für Maschinen, die gar zu weit von der Versuchsmaschine in der Tourenzahl abliegen, vorzunehmen und zu beachten, was in Art. 70 gesagt ist.

61. Die Funktion $f(n)$ ist oben (Art. 55 und 56) nur nach dem generellen Einfluß von n auf den Verbrauch diskutiert. Um etwas genauer ihren Charakter zu erkennen, ist es zweckmäßig, auf eine Gleichung zurückzugreifen, welche Grashof in dem oben erwähnten Aufsatz Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 296 als Nr. 18 für Voraussetzungen aufgestellt hat, die freilich den tatsächlichen Vorgängen in der Dampfmaschine nur sehr roh entsprechen, aber doch auf streng mathematischem Wege zu einem Ziele führen, das wenigstens den Charakter der Funktion und die allgemeinen Wirkungen der Wärmestauung bei mehr oder weniger schnellem Wechsel erkennen läßt.

Die an die Flächeneinheit bei periodischen Temperaturwechseln unter den dort gemachten besonderen Voraussetzungen übergehende Wärmemenge ist

$$\bar{Q} = C(\tau_1 - \tau_2) \sqrt{z}, \quad (25)$$

worin z die Zeit vom Beginn des Temperaturwechsels ist, τ_1 und τ_2 die Temperaturen sind, zwischen denen die Dampftemperatur sprunghaft regelmäßig periodisch wechselt, C eine Konstante ist.

Grashof vermutet, daß die Gleichung mit entsprechend veränderten Konstanten auch noch für die in der Dampfmaschine wirklich stattfindenden Vorgänge bei gesättigtem Dampf Gültigkeit behält, wenn für die niedrigste Dampftemperatur τ_2 die mittlere Wandungstemperatur eingeführt wird. Diese ist freilich wieder abhängig von dem Verhältnis der Füllungsdauer zur Zeit einer Umdrehung.

Für den hier zunächst betrachteten Fall der Umrechnung der Verluste von Maschinen mit gleichem Indikatorgramm ist dies sowie die in der Vermutung liegende Unsicherheit belanglos, weil wegen der Gleichheit des Verhältnisses $\varphi_2/2n$ die Temperaturgröße in der Konstanten verschwindet.

Dagegen ist es doch fraglich, ob das Gesetz der Quadratwurzel aus z bei den tatsächlichen Verhältnissen im Innern eines Dampfzylinders Gültigkeit behält.

Führt man für z in Gleichung 25 den Wert von z_1 aus Art. 56 ein und denkt sich die Entwicklungen Art. 57 bis 59 noch einmal für die Gleichung 25 durchgeführt, so kommt man, indem man die Temperaturdifferenz in der Konstanten verschwinden läßt, auf die Gleichung:

$$W_k = \Phi_1 \frac{0}{F} \frac{1}{s} \sqrt{\frac{1}{n}}. \quad (26)$$

62. Während die Versuche von Callendar und Nicolson (vgl. den Bericht von Bantlin in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1899 S. 774, 807, 867) das Grashofsche Gesetz zu bestätigen scheinen, weisen andere mehr summarische Versuche auf einen stärkeren Einfluß von n hin. Schreibt man die obige Gleichung in der Form

$$W_k = \Phi_1 \frac{0}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,5}}, \quad (26a)$$

so kann ein stärkerer Einfluß von n , wenn man an dem allgemeinen Gesetz festhält, durch eine höhere Potenz von n ausgedrückt werden.

Ich kann mich jedoch angesichts der theoretischen Zusammenhänge nicht entschließen, den Exponenten höher wie 0,6 einzuschätzen, und bin mehr geneigt, den bei einigen Versuchen gefundenen, hierüber

hinausgehenden Einfluß der Tourenzahl der Abhängigkeit der Lässigkeitsverluste von der Tourenzahl zuzuschreiben.¹⁾

Es ist selbstverständlich, daß man die in Φ_i enthaltene Konstante beim Übergang zu einem anderen Exponenten für n ändern muß, um für mittlere Verhältnisse gleiche Verlustwerte zu erhalten. Für die Umrechnung scheiden diese sowie die sonstigen bislang hervorgerufenen Unterschiede in dem Wert der Konstanten aus; doch schien es nützlich, mit Rücksicht auf absolute Rechnungen jeweils auf dieselben hinzuweisen.

63. Nimmt man an, daß das Gesetz mit einer unter 1 liegenden Potenz von n , deren Höhe noch offen bleiben soll, Geltung hat, so geht die Gleichung 26a, wenn man noch Exponenten mit k bezeichnet, über in:

$$W_k = \Phi_i \frac{O}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^k} \quad (27)$$

und die Gleichung 24, welche den Einfluß der Zuwachsflächen genauer berücksichtigt, mit der oben erwähnten Veränderung der Konstanten Φ_i in:

$$W_k = \Phi_i \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] \frac{1}{s} \frac{1}{n^k} \quad (28)$$

Führt man in Gleichung 27 die Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{1}{30} n s$ ein, indem man setzt $s = 30 c/n$ oder auch $n = 30 c/s$, so wird

$$W_k = \Phi_i \frac{O}{F} \frac{1}{30} \frac{n^{1-k}}{c} \quad \text{oder} \quad W_k = \Phi_i \frac{O}{F} \frac{1}{30^k} \frac{1}{c^k} \frac{1}{s^{1-k}}, \quad (29)$$

woraus hervorgeht, daß die Verluste pro PS_i -Stunde bei Maschinen mit gleicher Kolbengeschwindigkeit um so größer sind, je höher die Tourenzahl oder je kürzer der Hub ist (vgl. Art. 57 und 68).

64. Es mögen nachstehend einige Umrechnungen mit einem Exponenten $k = 0,6$ vorgenommen werden. Zur Erleichterung der Rechnung ist nachstehend eine Tabelle für $n^{0,6}$ gegeben:

$n = 40$	50	60	65	70	75	80	85	90	95
$n^{0,6} = 9,146$	10,46	11,67	12,24	12,80	13,34	13,86	14,38	14,88	15,37
$n = 100$	105	110	115	120	125	130	140	150	160
$n^{0,6} = 15,85$	16,32	16,78	17,24	17,68	18,12	18,56	19,40	20,21	21,01
$n = 170$	175	180	190	200	225	250	275	300	400
$n^{0,6} = 21,79$	22,17	22,55	23,29	24,02	25,78	27,46	29,08	30,64	36,41

¹⁾ Daß tatsächlich vorhandene, aber nicht vermutete Lässigkeitsverluste bei der Ermittlung des Exponenten von n auf Erhöhung desselben über die tatsächliche Größe hinwirken, erkennt man aus folgender Erwägung: Setzt man bei einer mit verschiedener Tourenzahl versuchsmäßig betriebenen Maschine die

65. Es mögen die Resultate eines Garantieverbrauchsversuchs an einer liegenden Einzylindermaschine mit Kondensation vorliegen. Die Maße der Maschine und die Daten des Versuchs seien folgende (die eingeklammerten Werte sind nur nachrichtliche und sind für die Berechnung ohne Bedeutung): $p = 8$ Atm., $p_i = 2,7$, $s = 0,8$ m, $n = 110$, $O/F = 4,8$ ($D = 0,50$ m; $N_i = 204$; $c = 2,93$ m). Der Verbrauch möge betragen haben pro PS_i -Stunde = 9,2 kg gesättigten Dampfes. Man berechnet zuerst C_a (hier $C_{a,s}$) nach Art. 11, dann C_u und C_t möglichst auf Grund der vorliegenden Diagramme.¹⁾ Es sei gefunden $C_a + C_u + C_t = 5,95$, dann sind die unsichtbaren Verluste = $9,2 - 5,95 = 3,25$. Die Lässigkeitsverluste mögen geschätzt werden (wegen des als gut vorauszusetzenden Maschinenzustandes beim Garantieverbrauch) niedrig = 0,35 kg pro PS_i -Stunde. Es verbleiben dann als Verluste durch Wärmeaustausch und äußere Abkühlung $3,25 - 0,35 = 2,9$ kg Dampf pro PS_i -Stunde, entsprechend einem Wärmeverbrauch von $\lambda \cdot 2,9$.

Man berechnet Φ_i aus der Gleichung 27:

$$\lambda 2,9 = \Phi_i 4,8 \cdot \frac{1}{0,8} \cdot \frac{1}{110^{0,6}}$$

Man kann noch mit der Gesamtwärme λ , welche dem bei allen Beispielen gleich anzunehmenden Anfangszustand des Dampfes entsprechend eine unveränderliche Größe ist, in die Konstante Φ_i gehen, welche damit eine andere, aber für die verschiedenen Beispiele gleiche Bedeutung annimmt:

$$2,9 = \Phi_i 4,8 \cdot \frac{1}{0,8} \cdot \frac{1}{110^{0,6}}; \quad \Phi_i = 8,29.$$

66. Beispiel 1: Es sollen die Abkühlungsverluste einer wesentlich kleineren gleichartigen Maschine mit $s = 0,5$, $n = 150$ ($D = 0,312$ m; $N_i = 68,8$; $c = 2,5$ m) bestimmt werden, O/F möge sich bei der Konstruktion = 5,0 ergeben haben; dann ist der Dampfverlust C_k durch Abkühlung, indem man das oben gefundene $\Phi_i = 8,29$ einsetzt:

$$C_k = 8,29 \cdot 5,0 \cdot \frac{1}{0,5} \cdot \frac{1}{150^{0,6}} = 4,1 \text{ kg.}$$

Hiermit ergibt sich der Gesamtverbrauch, wenn man den Lässigkeitsverlust der kleineren Maschine etwas größer, etwa = 0,5 statt 0,35, annimmt:

$$C_i = 5,95 + 4,1 + 0,5 = 10,55 \text{ kg.}$$

gesamten Lässigkeitsverluste pro Stunde konstant, d. h. nimmt man sie unabhängig von der Tourenzahl an (eine Annahme, die einige Wahrscheinlichkeit für sich hat), so werden die Lässigkeitsverluste, auf die Leistungseinheit bezogen, weil die Leistung bei unverändertem p_i proportional der Tourenzahl wächst, der Tourenzahl umgekehrt proportional sein.

¹⁾ Abgekürztes Verfahren vgl. Art. 71 bis 74.

67. Beispiel 2: Es sind die Abkühlungsverluste für einen stehenden Schnellläufer mit $s=0,3$; $n=250$; $O/F=5,0$ ($D=0,300$ m; $N_i=212,7$; $c=2,5$ m) wieder für die gleiche Dampfverteilung wie bei der Vergleichsmaschine zu berechnen. Es wird

$$C_k = 8,29 \cdot 5,0 \frac{1}{0,3} \frac{1}{250^{0,6}} = 5,03 \text{ kg}$$

gegenüber 4,1 bei der langhubigen Maschine des Beispiels 1. Schätzt man die Lässigkeitsverluste dieser Maschine noch etwas größer wie beim Beispiel 1, etwa $= 0,6$ kg, so wird

$$C_i = 5,95 + 5,03 + 0,6 = 11,58 \text{ kg.}$$

Die Umrechnungsformel bringt die aus der Praxis bekannte Tatsache deutlich zum Ausdruck, daß kurzhubige Maschinen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit größere Verluste aufweisen wie langhubige. Da ferner aus konstruktiven Gründen bei kurzem Hub die Kolbengeschwindigkeit im allgemeinen nicht so hoch gewählt werden kann wie bei langem Hub, tritt eine weitere Verschlechterung bei kurzhubigen Maschinen ein.

Im Beispiel 1 und 2 ist die Kolbengeschwindigkeit des nachfolgenden Vergleichs wegen gleich groß gewählt. Wenn man sich die Maschine des Beispiels 1 als Stirnkurbelmaschine ausgeführt denkt, die des Beispiels 2 als Maschine mit gekröpfter Welle, ist die verhältnismäßig hohe Tourenzahl, auf die man bei Festsetzung der gleichen Kolbengeschwindigkeit kommt, auch zulässig.

68. Mit der Hrabákschen Umrechnungsformel (4. Aufl. seines Hilfsbuchs für Dampfmaschinentechniker, Bd. 1 S. 8), welche nur die Kolbengeschwindigkeit (ohne Hub oder Tourenzahl, vgl. Art. 57 und 63 Schluß) enthält und welche auch in die Hütte übergegangen ist und in Art. 512 dieser Anleitung vorläufig benutzt wurde, kommen die wirtschaftlichen Nachteile des kurzen Hubes gar nicht zum Ausdruck. Sie führt für die Maschinen des Beispiels 1 und 2 zu gleich großen Abkühlungsverlusten, was mit der Theorie und den praktischen Ergebnissen im Widerspruch steht.

Die Hrabáksche Umrechnungsformel erweist sich aber noch nach anderer Richtung als unzutreffend. Sie bringt die Zunahme der Abkühlungsverluste mit abnehmender Maschinengröße nicht stark genug zur Geltung. Die oben vorausgesetzte Versuchsmaschine und die Maschine des Beispiels 1 haben gleiches Längenverhältnis s/D . Die kleine Maschine kann bei dem kurzen Hub nicht mit der gleichen Kolbengeschwindigkeit betrieben werden wie die große. Nach dem Hrabákschen Gesetz würde C_i im umgekehrten Verhältnis der Quadratwurzeln aus den Kolbengeschwindigkeiten, d. h. im Verhältnis

$\sqrt{2,93} : \sqrt{2,5} = 1,083$ steigen, also bei der kleinen Maschine $1,083 \cdot 2,9 = 3,141$ betragen. Gefunden wurde 4,1; wenn man, um die Wirkung von c , n und s allein zum Ausdruck zu bringen, mit dem O/F der Versuchsmaschine gerechnet hätte, würde sich C_k im Beispiel 1 ergeben haben $= 3,936$. Der Unterschied von $3,936 - 3,141 = 0,795$ kg ist sehr beträchtlich.

69. Die jeweils in den Hrabákschen Tabellen in der letzten Spalte enthaltenen Angaben des Gesamtverbrauchs C_i pro PS_i -Stunde sind offenbar aus zahlreichen Versuchsergebnissen durch systematischen Vergleich entstanden und haben, wenn die Versuche auch zum großen Teil von Dampfmaschinen älterer Bauart herrühren, einen hohen Vergleichswert. Die Aufteilung der nach Abzug des nutzbaren Verbrauchs sich ergebenden unsichtbaren Verluste ist aber offenbar nicht in richtiger Weise erfolgt.

Nachdem das Gesetz, nach welchem die Abkühlungsverluste mit abnehmender Maschinengröße zunehmen, nicht richtig getroffen war, blieb nichts anderes übrig, als die Lässigkeitsverluste so groß anzunehmen, daß sie, zusammen mit den Abkühlungsverlusten zum nutzbaren Dampfverbrauch geschlagen, die Versuchswerte ergaben. Daraus erklärt sich wohl die sehr starke Zunahme der angegebenen Lässigkeitsverluste mit abnehmender Leistung. Es wird um so schwieriger werden, auf diesem Wege einen Ausgleich zwischen den Versuchsergebnissen und den mittels der unrichtigen Formel für die Abkühlungsverluste gefundenen C_i -Werten herzustellen, je kleiner faktisch die Lässigkeitsverluste sind.

70. Die oben für die Umrechnung des Verbrauchs aus den Versuchsergebnissen einer vorhandenen Maschine gewählten Maschinen weichen in der Größe und zum Teil auch in der Bauart sehr erheblich von der Originalmaschine ab. Durch die Wahl solcher in ihren Verhältnissen stark verschiedener Maschinen sollte der Einfluß der Abweichungen auf die Verluste besonders stark hervorgehoben werden.

Bei der infolge der Schwierigkeit des Problems bestehenden Unsicherheit (Art. 40 bis 42 und 61) wird man in der Praxis jedoch das Umrechnungsverfahren nicht auf so weit abliegende Maschinengrößen und -typen anwenden, besonders nicht, wenn es sich um Eingehung folgenschwerer Garantieverbindlichkeiten handelt. Den Dampfmaschinenfirmen steht ja aber auch über die von ihnen ausgeführten Maschinen reicheres Versuchsmaterial zur Verfügung, welches gestatten wird, für die Umrechnung Maschinen zugrunde zu legen, welche von der neu zu entwerfenden weniger stark abweichen.

71. Abgekürztes Verfahren. Bei der Feststellung des Abkühlungsverlustes der Originalmaschine aus dem Versuchsergebnis (Art. 65) wurde von dem festgestellten Verbrauch außer dem adiabatisch nutzbaren Verbrauch noch der (vermutete) Lässigkeitsverlust abgezogen. Mit dem als Abkühlungsverlust gefundenen Rest wurde die Umrechnung vorgenommen und dann der nutzbare Verbrauch und der Lässigkeitsverlust, letzterer mit dem nach Größe und Art der Maschine vermuteten Betrage, wieder zugeschlagen.

Von dem Anteil, welchen die Lässigkeitsverluste an den unsichtbaren Verlusten haben, weiß man heute nur, daß er bei neuen gut konstruierten Dampfmaschinen für gesättigten Dampf¹⁾ sehr gering ist. Die Formeln, welche man aufgestellt hat, werden vielfach als „empirische“ bezeichnet; diese Benennung ist ganz unpassend und sogar irreleitend. Das Gesetz der Änderung der Lässigkeitsverluste mit der Maschinengröße und dem Dampfdruck ist theoretischen Erwägungen entsprungen, und mag vielleicht die Abhängigkeit einigermaßen treffen, die Konstanten darin sind aber ihrer Größe nach reine Phantasiegebilde und nichts weniger als Ergebnisse der Empirie.

72. Bei Versuchen wird fast stets ein möglichst vollkommener Dichtungszustand der Kolben, Stopfbuchsen und Steuerungsteile angestrebt, indem Experimentatoren die unsicheren Einflüsse für ihre wissenschaftlichen Untersuchungen, so gut es geht, auszuschließen bestrebt sein werden, und Dampfmaschinenfirmen für Garantievorsuche ebenfalls schon der Erfüllung ihrer Garantien wegen um einen möglichst guten Zustand der dichtenden Flächen bemüht sein werden (Versuch nach einer mäßig langen Betriebszeit, die das gute Einlaufen der Teile gewährleistet, kleine Nacharbeiten vor dem Versuch).

Es wird daher bei fast allen Zahlen über den versuchsmäßig festgestellten Dampfverbrauch anzunehmen sein, daß sie bei vorzüglichem Dichtungszustand erhalten wurden; daher ist auch ein solcher Zustand bei Rückschlüssen über die Abkühlungsverluste, welche durch Abzug der vermutlichen Lässigkeitsverluste von den unsichtbaren Verlusten gefunden werden, vorauszusetzen.

¹⁾ Bei Heißdampfzylindern mit Einlaßventilsteuerung können wegen der statischen Unbestimmtheit der Dichtungsdrucke in den beiden Ventilsitzen und wegen der großen Verschiedenheit der Temperaturen, denen Gehäuse und Ventil ausgesetzt sind, die Undichtheiten der Einlaßsteuerung größer sein. Der Nutzen des Einschleifens in warmem Zustande ist fraglich, wenn nicht das Ventil kühler gehalten wird wie das Gehäuse. Am wirksamsten ist vielleicht das Sicheinschlagenlassen der Ventile im Betrieb bei knapp bemessener Sitzringbreite.

Die Dampflässigkeitsverluste pro Leistungseinheit steigen zweifellos mit abnehmender Maschinengröße und die Lässigkeitsverluste durch den Arbeitskolben noch mit dem Verhältnis D/s . Der Sinn dieser Abhängigkeit kommt aber auch bei den Abkühlungsverlusten zur Geltung (vgl. die Verlustzahlen 2,9; 4,1; 5,03 der Versuchsmaschine und der umgerechneten Maschinen). Man wird also keinen großen Fehler (gegenüber den üblichen Annahmen über das Lässigkeitsgesetz vielleicht überhaupt keinen positiven Fehler) begehen, wenn man die Verluste in das Gesetz der Abhängigkeit der Abkühlungsverluste einbegreift, zumal die Lässigkeitsverluste im Vergleich zu den Abkühlungsverlusten bei dem für die Umrechnung vorauszusetzenden Maschinenzustand sehr klein sind.

73. Die Berechnung der Totraumverluste ist ziemlich umständlich. Das Verfahren zu ihrer Bestimmung in Art. 32 wurde auch mehr zu dem Zwecke auseinandergesetzt, um den Nachteil des toten Raumes in Verbindung mit einer den Nachteil möglichst mildernden Kompression bei gleichbleibendem p_1 klarzulegen, und dann eine Faustregel gegeben, welche auch hier, um das Umrechnungsverfahren abzukürzen, benutzt werden möge, jedoch unter Beachtung der oben gegebenen Anmerkung, daß sie nur Gültigkeit hat, wenn bei der Versuchsmaschine die in Art. 12 und 13 S. 6 und 7 empfohlenen Kompressionsgrade einigermaßen zutreffen.

Irrtümer übertragen sich durch Einbegreifung von Verbrauchsgrößen, welche nicht von s und n abhängig sind, in die Umrechnungsformel nur mit einem kleinen Bruchteil auf das Gesamtergebnis. Daher braucht man bei Umrechnungen mit der Berechnung des Totraumverlustes nicht gar zu ängstlich zu sein.

74. Man geht also bei dem abgekürzten Verfahren folgendermaßen vor: Man bestimmt den Druck p gemäß Art. 30 S. 15 und 16 entsprechend Fig. 6a aus mehreren der aufgenommenen Indikatorgramme, die als mittlere gelten können. Ebenso bestimmt man den Druck p_3 Fig. 1 S. 2 aus einer Anzahl aufgenommenener Diagramme. Alsdann berechnet man mit Hilfe der Funktionsskala und unter Zugrundelegung des aus allen Diagrammen des Verbrauchsversuchs bestimmten p_1 den adiabatischen Verbrauch $C_{a,s}$ nach Art. 9 bis 11 und schlägt den Ergänzungsverbrauch der Völligkeitsverluste und den mit Hilfe der Faustformel berechneten Totraumverbrauch auf $C_{a,s}$ auf und bringt die Summe von dem gemessenen Verbrauch in Abzug. Der Rest wird der Umrechnung unterworfen.

Zum Beispiel sei der gemessene Verbrauch wie oben = 9,2, C_{as} sei berechnet = 5,45; die Völligkeitsverluste seien gemessen im Mittel = 2,6 Prozent der Diagrammfläche, dann ist der Ergänzungsverbrauch für die Völligkeitsverluste nach Art. 31 $1,25 \cdot 2,6 = 3,25$ Prozent von C_{as} . Der Totraumverbrauch sei = 5,4 Prozent von C_{as} gefunden, dann ist (vgl. die Zusammenstellung der Verbrauchsbezeichnungen Art. 78)

$$C_{as} + C_u + C_t = 5,45(1 + 0,0325 + 0,054) = \sim 5,92 \text{ kg.}$$

Die Differenz $9,2 - 5,92 = 3,28$ ist der Abkühlungsverlust und Lässigkeitsverlust zusammengenommen, d. h. $C_k + C_l$, wenn mit C_l die Lässigkeitsverluste bezeichnet werden. 3,28 werden der Umrechnung unterworfen und gesetzt:

$$3,28 = \Phi_1 \frac{O}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,6}} = \Phi_1 4,8 \frac{1}{0,8} \frac{1}{110^{0,6}}; \quad \Phi_1 = 9,15;$$

für die Maschine des Beispiels 1 wird dann:

$$C_k + C_l = 9,15 \cdot 5 \frac{1}{0,5} \frac{1}{150^{0,6}} = 4,52 \text{ kg;}$$

$$C_i = 5,92 + 4,52 = 10,44 \text{ kg.}$$

Umrechnung der Verluste an der gleichen Maschine für andere Tourenzahlen.

75. Es kommt auch der Fall vor, daß für ein und dieselbe Maschine der Dampfverbrauch bei verschiedenen Tourenzahlen angegeben werden soll. Man kann, da s und O/F dann unverändert bleiben, mit diesen Größen in den Faktor Φ_1 gehen, womit dann $C_k + C_l$ umgekehrt proportional n^k wird.

Das Gesetz der Veränderung der Lässigkeitsverluste mit der Tourenzahl ist hier, wenigstens soweit sie auf die Steuerorgane zurückzuführen sind, ein anderes wie bei verschiedenen Maschinen, die je nur mit einer bestimmten Tourenzahl laufen, für welche ihre Steuerorgane bemessen sind.

Die Steuerung von Maschinen, welche mit verschiedenen Tourenzahlen laufen sollen (Pumpmaschinen, Gebläsemaschinen, Lokomotivmaschinen usw.), muß für die größte vorkommende Tourenzahl bemessen sein und ist daher für die kleinere Tourenzahl übermäßig reichlich. Die Dichtungslängen sind größer, als sie für die kleine Tourenzahl zu sein brauchten, so daß die relative Größe der Lässigkeitsverluste für kleine Tourenzahlen größer sein wird wie die einer in den Zylinderabmessungen gleich großen Maschine, welche für die kleinere Tourenzahl gebaut ist.

Man wird gut tun, wenn man die unbekanntenen Lässigkeitsverluste in die Umrechnung mit einschließen will und man von dem Verbrauch bei normaler Tourenzahl, der bekannt sei, zu dem Verbrauch bei einer kleineren Tourenzahl bei derselben Maschine übergeht, mit einem höheren Exponenten von n , etwa mit 0,7, zu rechnen und nicht den Anspruch zu erheben, daß die Formel in allzu weiten Tourengrenzen Geltung behält.

76. In der Regel wird im Betriebe mit der Veränderung der Tourenzahl auch eine Veränderung der Füllung verbunden sein, ja es wird die Veränderung der Füllung das Mittel sein, die Veränderung der Tourenzahl herbeizuführen. Damit fällt dann die Aufgabe aus dem Rahmen der vorausgegangenen Entwicklungen, welche ein unverändertes Indikatordiagramm voraussetzen, heraus und muß in Verbindung mit den nachstehenden Entwicklungen gelöst werden (vgl. Art. 77 ff.). Wenn zwischen Tourenzahl und mittlerem Gegenmoment der Arbeitsmaschine eine feste Beziehung (Leistungsfunktion, Führer 47, 5) besteht, muß sie für die Berechnung bekannt sein.

Bei Kolbenpumpen lautet die Leistungsfunktion, wenn sie nur Förderhöhe und keine oder nur sehr geringe Widerstandshöhe zu überwinden haben, fast $p_i = \text{const.}$, d. h. eine sehr geringe Steigerung der Füllung bringt bei nicht gedrosseltem Dampf eine sehr erhebliche Steigerung der Tourenzahl mit sich. Die vorausgegangenen Regeln werden daher in diesem Falle ohne Zuhilfenahme der Umrechnungsformel für veränderliches p_i gelten.

Der Fall veränderter Tourenzahl bei unverändertem p_i liegt auch vor bei Versuchen mit konstantem Bremsmoment, die dazu dienen sollen, die Funktion $f(n)$ (Art. 53 bis 63) festzustellen. Daß bei Schlussfolgerungen aus solchen Versuchen wegen des andersartigen Gesetzes der Lässigkeitsverluste Vorsicht geboten ist, wenn nicht die Gewißheit besteht, daß die Steuerorgane unbedingt dicht sind, wurde in der Anmerkung zu Art. 62 hervorgehoben.

Umrechnungsformel für veränderliche Belastung

(veränderliches p_i bei gleichbleibender Tourenzahl, gleichbleibendem Anfangszustand und gleichbleibendem Ausschubgedruck).

77. Für den Dampfmaschinenbetrieb ist es außerordentlich wichtig, das Gesetz zu kennen, nach welchem sich der Dampfverbrauch der Dampfmaschine mit der Belastung ändert. Aber auch für die richtige Größenwahl der Hauptabmessungen ist das Gesetz der Abhängigkeit

des Dampfverbrauchs von der Belastung von Bedeutung.¹⁾ Bei der Festsetzung der Verkaufsnormalleistung muß auch der Fabrikant wissen, um wieviel er diese Leistung über der dampfökonomisch günstigsten Leistung ansetzen darf, ohne einerseits auf zu hohe Verbrauchsziffern und andererseits auf zu hohe Fabrikationskosten der Maschine pro PS zu kommen.

Im Betriebe kann man freilich eine Reihe Versuche unter verschiedenen Belastungen anstellen. Jeder solcher Verbrauchsversuche nimmt aber viel Zeit in Anspruch, ist kostspielig und im Betriebe sehr störend. Die Ergebnisse von solchen Versuchen oder von Rechnungen der nachfolgenden Art können in einem Betriebe mit mehreren Dampfmaschinen (z. B. Elektrizitätswerken) dazu dienen, festzustellen, wann beim Zunehmen oder Abnehmen der Belastung zweckmäßig Maschinen zu- und abgeschaltet werden, um mit dem kleinsten Dampfverbrauch auszukommen.

78. In nachfolgendem soll eine Formel aufgestellt werden, mittels welcher der Verlauf der Verbrauchskurve für verschiedene Belastungen aus einem einzigen Verbrauchsversuch einigermaßen genau, aus zwei Verbrauchsversuchen mit weitgehenderer Genauigkeit festgestellt werden kann.

Vorausgesetzt ist, daß die Tourenzahl und der Eintrittszustand des Dampfes (Druck und Temperatur des Admissionsdampfes) sowie der Ausschubgedruck unverändert gehalten wird.

Die Abhängigkeit des adiabatischen Dampfverbrauchs von der Belastung (von p_i) ist durch Rechnung mit Sicherheit leicht zu ermitteln, nachdem man den Admissionsdruck p und den Ausschubgedruck aus Diagrammen des Hauptversuchs festgestellt hat (Art. 7 bis 28). Der Völligkeitsverbrauch und Totraumverbrauch kann bei verschiedenen Belastungen auch ohne Verbrauchsversuche durch Entnahme von Indikatorgrammen festgestellt werden. Es genügt aber auch, wenn solche Feststellungen nicht möglich sind oder die Auswertung der Diagramme nach dieser Richtung zuviel Zeit in Anspruch nehmen würde, die Veränderung, welche diese Verluste mit der Leistung erfahren, in das Gesetz der anderen Verluste mit einzuschließen, wie das weiter unten gezeigt ist.

Die unsichtbaren Verluste werden für die Versuchsbelastung als Differenz zwischen dem Versuchsergebnis und dem nutzbaren adiabatischen Verbrauch gefunden. Um die Bedeutung der gewählten

¹⁾ Über Mißgriffe bei der Größenwahl von Dampfmaschinen in Elektrizitätswerken ohne Akkumulatorenbatterien vgl. Führer 51, 37 u. 38.

Bezeichnungen und die Zusammenfassung der einzelnen Verbrauchswerte klar zu übersehen, sei hier noch eine Übersicht der Benennungen und Zusammenfassungen gegeben:

$$C_i = C_a + \underbrace{C_u + C_t}_{C_f} + \underbrace{C_k + C_l}_{C_v}$$

C_b

Die Bedeutung der Werte der ersten Reihe ist in Art. 34 und 37 gegeben, die der beiden folgenden Reihen durch die Klammern gekennzeichnet.

79. Über die Veränderung, welche die Abkühlungsverluste, insbesondere die Verluste durch inneren Wärmeaustausch, mit der Belastung und mit der Füllung erfahren, kann folgendes ausgesagt werden: Die Dauer der Berührung des Frischdampfes mit den schädlichen Dauerflächen wird bei kleinen Füllungen und Leistungen nicht viel kleiner sein wie bei großen, weil der Kolben zunächst sehr langsam vorschreitet und die relativ nicht unbedeutende Voreinstromungszeit ungefähr als Konstante hinzukommt. Da ferner die Wärmeabgabe bei Beginn am stärksten ist (vgl. Art. 55), wird die Funktion, welche den stündlichen Gesamtaustauschverlust $N_i C_k$ in Abhängigkeit von der Füllung oder auch von der Leistung darstellt, mit einer starken Anfangskonstanten behaftet sein. Die geringen Verluste durch äußere Abkühlung (Art. 39) mögen mit in C_k enthalten sein. Sie werden ebenfalls bei geringer Belastung nicht viel kleiner sein wie bei großer, aber auch mit der Füllung und mit der Belastung etwas steigen.

Die Lässigkeitsverluste C_l wird man auch hier aus den in Art. 72 erörterten Gründen mit den Abkühlungsverlusten zusammenfassen müssen zu dem unsichtbaren Verlust $C_k + C_l = C_v$ und wird die Zusammenfassung ohne Gefahr, einen großen Fehler bei gutem Zustande der Dichtungen zu begehen, auch vornehmen dürfen, weil die Gesamtlässigkeitsverluste $N_i C_l$ ein ähnliches Gesetz befolgen werden wie die Austauschverluste wegen der bei kleinen Leistungen und Füllungen verhältnismäßig langen Volldruckzeit; die Verluste werden also bei kleinen Füllungen, absolut genommen, verhältnismäßig groß sein und mit zunehmender Füllung wenig steigen.

(Undichtheiten der Einlaßventile werden freilich die umgekehrte Wirkung haben wie Undichtheiten des Kolbens und der Auslaßorgane und bei kleinen Leistungen auch absolut größer sein wie bei großen.)

Im Vergleich zu den Austauschverlusten werden die Lässigkeitsverluste aber bei dem nach Art. 72 vorauszusetzenden Versuchszustande der Maschine klein sein.

80. Durch verschiedene Auftragungen, Erwägungen und Rechnungen, bei welchen ich zunächst das Gesetz der Quadratwurzel aus der Berührungszeit annahm, sowie durch Vergleich mit einer Anzahl Versuchsreihen bin ich auf ein sehr einfaches Gesetz der Abhängigkeit der gesamten Austausch- und Abkühlungsverluste $N_i C_k$ von der Leistung N_i gekommen. Es zeigte sich, daß dieselben annähernd durch eine gerade Linie dargestellt werden können.

In der zweiten (nicht im Buchhandel erschienenen) Auflage dieser Anleitung habe ich unter Einbegreifung der Lässigkeitsverluste in dies Gesetz die Formel

$$N_i C_v = A + B p_i \quad (30)$$

gegeben, welche ich neuerdings noch verbessert habe (Art. 87 und 88). Da jedoch diese einfache Formel für manche Verhältnisse sehr bequem ist, mag sie an einem einfachen Beispiel erläutert werden.

Führt man für N_i den Wert $N_i = [1/60 \cdot 1/75 \cdot 2 n s F] p_i$ ein und geht mit dem die Maschinenabmessungen enthaltenden Klammerausdruck in die Konstanten der rechten Seite, so geht die obige Gleichung über in

$$p_i C_v = A + B p_i \quad (31); \quad \text{oder in } C_v = A \left(\frac{1}{p_i} + \frac{B}{A} \right). \quad (32)$$

81. Das Verhältnis B/A hat sich für gesättigten Dampf als ziemlich konstant erwiesen, wodurch die Gleichung wesentlich an Gebrauchsfähigkeit gewinnt. Für Einzylindermaschinen kann es nach einer noch beschränkten Zahl von Versuchsreihen = 0,35 bis 0,5 gesetzt werden. Die Konstante A wechselt natürlich stark mit den Größen, welche (p_i ausgenommen) den Wärmeaustausch beeinflussen, d. h. mit O/F , n , s , p .

Wenn ein zweiter Verbrauchsversuch bei einem anderen p_i vorliegt, kann man auch das Verhältnis B/A bestimmen, indem man für A und B/A zwei lineare Gleichungen hat, in denen C_v und p_i bekannt sind. Beachte jedoch Art. 97.

In dem folgenden Beispiel werde B/A auf Grund einer solchen Ermittlung an einer älteren Maschine = 0,36 angenommen.

82. Beispiel: Der Dampfverbrauch pro PS_i -Stunde sei bei einer Belastung von $p_i = 2,6$ Atm., durch einen mehrstündigen Verbrauchsversuch gemessen $C_i = 8,72$ kg; C_a oder C_{as} wird gerechnet nach

Die unsichtbaren Verluste trägt man zweckmäßig nach unten auf, damit die obere Kurve, die im wesentlichen feststeht, von Änderungen in den Annahmen über das Verlustgesetz nicht berührt wird. Da für die unsichtbaren Gesamtverluste eine Gerade als Gesetz der Abhängigkeit von der Belastung angenommen ist, genügt die Bestimmung zweier Punkte: Der eine ist durch den Versuch bei der Belastung $p_i = 2,6$ bestimmt; seine Ordinate für $p_i = 2,6$ ist $p_i C_v = p_i (C_i - [C_a + C_f]) = 2,6 (8,72 - [5,62 + 0,45])$. Einen zweiten Punkt findet man, indem man auf der rechten Seite der Gleichung 31 p_i gleich Null setzt, womit $p_i C_v = A$ wird. Das Verlustgesetz ist zwar für indizierte Drucke, die wesentlich kleiner wie 1 sind, nicht mehr recht zutreffend, aber die (punktirt gezeichnete) Verlängerung des geradlinigen Teils kann doch zur Bestimmung von A benutzt werden. Als Maßstab kann man etwa wählen: für p_i eine Atmosphäre ± 5 oder besser 10 cm, für die Einheit des Produktes $p_i (C_a + C_f)$ usw. 1 cm, also z. B. $2,6 (5,62 + 0,45) \pm 15,78$ cm. Das errechnete A ist dann ebenfalls in Zentimeter aufzutragen.

84. Um die Kurve des spezifischen Verbrauchs $C_i = f(p_i)$ oder $C_i = f(N_i)$ zu erhalten, dividiert man die ganzen Ordinaten¹⁾ zwischen der oberen und unteren Verbrauchslinie durch die Abszissen und trägt den gefundenen Quotient in einem beliebigen Maßstab (am besten über der gleichen Grundlinie wie die Kurve des Gesamtverbrauchs) auf (Fig. 267, C_i -Maßstab links). Bei den empfohlenen Maßstäben hat man den Quotient noch mit 5 bei einem Abszissenmaßstab von 1 Atm. ± 5 cm, oder mit 10 bei 1 Atm. ± 10 cm zu multiplizieren, um direkt den Verbrauch in Kilogramm pro PS_i -Stunde zu erhalten.

Abgekürztes Verfahren.

85. Die Ermittlung des Gesetzes für die Völligkeits- und Totraumverluste $C_u + C_t$ aus Indikatordiagrammen bei verschiedenen Belastungen ist ziemlich umständlich.

Wie sich die Völligkeitsverluste, die an sich nicht sehr bedeutend sind, mit der Belastung ändern, läßt sich schwer sagen. Der Vorausströmungsflächenverlust wird zweifellos mit abnehmender Belastung und abnehmender Expansionsspannung, absolut genommen, sinken, ebenso ein durch zu knappe Vorausströmung bei großer Belastung eintretender Verlust durch verschlepten Ausstoß. Die allgemeine

¹⁾ Die Ordinaten, welche im Beispiel Art. 82 ausgerechnet sind, sind in der Figur 267 ausgezogen.

Tendenz des Gesetzes ist also die gleiche wie die der Abkühlungsverluste. Das Verhältnis B'/A' für eine Gerade, die man etwa auf Grund zweier Indikatordiagramme bei verschiedener Belastung als Annäherung an das tatsächliche Gesetz $p_i C_u = f(p_i)$ der Völligkeitsverluste einführt, wird vermutlich größer sein wie bei den Abkühlungsverlusten, indem A' verhältnismäßig klein sein wird.

Die Totraumverluste (Art. 32) werden, wenn die Kompression bei der Füllungsveränderung unverändert gelassen wird, absolut genommen, fast konstant bleiben, also eine starke Konstante A'' in einer Gleichung von der Form der Nummer 30 haben.

86. Faßt man beide Verluste zu einem gemeinsamen Gesetz zusammen, das man proportional gleich demjenigen der Abkühlungsverluste setzt, so wird dadurch das Verfahren außerordentlich vereinfacht und, wenn man ganz abnorme Fälle ausschließt, kein so großer Fehler begangen, daß er angesichts der Unsicherheit des Abkühlungsgesetzes stark ins Gewicht fällt. Man hätte dann C_b statt C_v zu bestimmen als Differenz $C_i - C_a$ und hätte C_b der Berechnung von A zugrunde zu legen. In obigem Beispiel wird dann A aus der Gleichung gefunden:

$$C_b = 8,72 - 5,62 = 3,10; \quad 3,10 = A \left(\frac{1}{2,6} + 0,36 \right); \quad A = 4,17.$$

B/A wird man, wenn kein zweiter Verbrauchsversuch vorliegt, wie oben angenommen, beibehalten. Die Ermittlung von B/A beim Vorliegen eines zweiten Versuchs würde die durch die Zusammenlegung der Verluste entstandene Ungenauigkeit fast vollständig beseitigen.

Bei der Auftragung des Gesamtverbrauchs wird man jetzt nur $p_i C_a$ nach oben abtragen (vgl. Art. 83 mit Anm. 2), alle Verluste $p_i C_b = p_i (C_u + C_f + C_k + C_l)$ nach unten.

Neueres Verfahren und Verlustgesetz.

87. Besser noch als das oben (Formel 30) angegebene Gesetz für die Abkühlungsverluste bringt die Formel $N_i C_k = a + b p_i C_a$ die Abhängigkeit der Abkühlungsverluste von der Belastung zum Ausdruck. Faßt man wieder die Lässigkeitsverluste mit den Abkühlungsverlusten zusammen und drückt N_i durch p_i aus, so geht die Gleichung, wenn man noch mit den in eckige Klammern gesetzten Konstanten der die Beziehung zwischen N_i und p_i ausdrückenden Gleichung (Art. 80) in die Konstanten der rechten Seite geht und die Aufnahme von C_l ebenfalls durch Änderung dieser Konstanten berücksichtigt, über in

$$p_i C_v = a + b p_i C_a. \quad (33)$$

Das Verhältnis b/a , welches nachstehend mit k bezeichnet werden möge, ist wieder bei gleichartigen, mit gesättigtem Dampf betriebenen Maschinen eine wenig veränderliche Größe; sie mag für Einzylindermaschinen = 0,07 bis 0,1 gesetzt werden.

Die Formel wird dann zweckmäßig geschrieben:

$$p_i C_v = a(1 + k p_i C_a) \quad (34)$$

$$\text{oder} \quad C_v = a \left(\frac{1}{p_i} + k C_a \right) \quad (35)$$

88. C_a ist bei kleineren und mittleren Belastungen wenig veränderlich, erst bei höheren Belastungen beginnt es stärker mit der Belastung zu steigen; dieses Steigen bringt in der Gleichung für C_v gut den zunehmenden Einfluß der größeren Zuwachsflächen (Art. 51) bei größeren Füllungen zum Ausdruck. Sonst weicht die Kurve für $p_i C_v$ als Funktion von p_i bei entsprechender Wahl der Konstanten von der früheren nicht allzusehr ab.

Nimmt man wieder den Verlust C_f in das Änderungsgesetz der Abkühlungsverluste auf, so lautet das Gesetz (etwas weniger zuverlässig) mit einer anderen Bedeutung der Konstanten a :

$$p_i C_b = a(1 + k p_i C_a) \quad (36)$$

$$\text{oder} \quad C_b = a \left(\frac{1}{p_i} + k C_a \right) \quad (37)$$

Das Verhältnis $k = b/a$ wird man ebenso groß annehmen wie in Gleichung 34 und 35 vorausgesetzt oder wird es beim Vorliegen eines zweiten Verbrauchsversuches (Art. 81) auch bestimmen können.¹⁾

89. Die Auftragung der Kurve des Gesamtverbrauchs $p_i C_i$ wird hier besonders einfach, weil der zweite Summand in der Gleichung 36 proportional den Größen $p_i C_a$ ist, die ohnehin aufgetragen werden.

Man trage zunächst den mit p_i multiplizierten, nach Art. 10 und 11 oder 14 bis 28 berechneten adiabatischen Verbrauch $p_i C_a$ als Funktion von p_i von der Linie OE aus (Fig. 268) nach oben auf, etwa in dem in Art. 83 empfohlenen Maßstab.

Hierbei kann man sich eines Kunstgriffes bedienen, der die Verzeichnung der Kurve erleichtert, indem man einen sehr leicht

¹⁾ Sind C_{i1} und C_{a1} die gemessenen bzw. berechneten Verbrauchswerte bei der Belastung p_{i1} und C_{i2} und C_{a2} die bezüglichen Verbrauchswerte bei der Belastung p_{i2} , so wird

$$k = \frac{b}{a} = \frac{p_{i2}(C_{i2} - C_{a2}) - p_{i1}(C_{i1} - C_{a1})}{p_{i1} p_{i2} [(C_{i1} - C_{a1}) C_{a2} - (C_{i2} - C_{a2}) C_{a1}]} \quad (38)$$

Wenn k auf Grund eines zweiten Verbrauchsversuches nach der Anm. 1 S. 402 = 0,1 gefunden ist,¹⁾ wird aus Gleichung 37:

$$3,1 = a \left(\frac{1}{2,6} + 0,1 \cdot 5,62 \right), \quad a = 3,27.$$

Die Verluste bei anderen Belastungen werden dann gefunden durch die Gleichung 36: $p_i C_b = a(1 + k p_i C_a)$ oder, da $ka = b$ ist (im vorliegenden Falle = $0,1 \cdot 3,27 = 0,327$), aus der Gleichung:

$$p_i C_b = 3,27 + 0,327 p_i C_a.$$

Man ziehe im Abstände a unterhalb der Linie OE eine Parallele $O_g H$ und trage von da aus die Werte $b p_i C_a = 0,327 p_i C_a$ nach unten ab.

91. Die entstandene Kurve $O_g V$ unterhalb der Linie $O_g H$ ist eine affine Verkleinerung der Kurve OA über der Linie OE im Verhältnis $b:1$. Um eine Gerade-Grundlinie zu erhalten, denke man sich die Ordinaten der Kurve $O_g V$ unter $O_g H$ nach oben als Verlängerung der Ordinaten der Kurve OA aufgetragen. Die Ordinaten der neu entstandenen Kurve OB über OE sind dann $p_i C_a + b p_i C_a = (1 + b) p_i C_a$.

Die Ordinaten der Kurve OB über $O_g H$ stellen den Gesamtdampfverbrauch pro Stunde dar, die Abszissen in einem nachträglich nach den Maschinenabmessungen feststellbaren Maßstab die Leistung.

92. Bei dieser Auftragsweise (Gesamtverbrauch $p_i C_i$ als Funktion der Leistung p_i) wird ganz allgemein, d. h. auch wenn das Gesetz der Verluste und des nutzbaren Verbrauchs ein ganz anderes ist wie das hier vorausgesetzte, und vielleicht die Punkte der B-Kurve über $O_g H$ durch eine Serie von Versuchen einzeln festgestellt sind, der Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit dargestellt durch den tg des Winkels δ , welchen ein vom Nullpunkt O_g nach dem fraglichen Ordinatenendpunkt X gezogener Strahl mit der Abszissenachse bildet.

Dieser Winkel wird ein Minimum, wenn der Strahl die B-Kurve berührt: Man findet also den Punkt M, in welchem der spezifische Dampfverbrauch ein Minimum wird, indem man von O_g aus eine Tangente an die B-Kurve zieht. Der zu M gehörige mittlere indizierte Druck wird in Fig. 268 = 2,17 Atm. gefunden.

¹⁾ Bei der Wahl von k , welche erforderlich wird, wenn nur ein Versuch vorliegt, ist wieder das in Art. 97 Gesagte zu berücksichtigen. Es ist hier ohne besondere Absicht ein verhältnismäßig hoher Wert von k eingeführt (0,1, bei den Grenzen 0,07 bis 0,1), während vorne (Art. 87) für B/A ein verhältnismäßig niedriger Wert (0,36, bei den Grenzen 0,35 bis 0,5) angenommen wurde. Bei neueren Maschinen scheinen die höheren Werte besser zu passen.

Wegen des flachen Verlaufs der Verbrauchskurve ist die graphische Bestimmung des Berührungspunktes ziemlich unsicher.

93. Bei dem hier angewandten Verfahren der Auftragung der Verlustkonstanten nach abwärts lassen sich aus dem flachen Verlauf der Kurve

wichtige Schlüsse über den Einfluß der Verluste auf die Lage des Verbrauchsminimums

ziehen. Da die A-Kurve der B-Kurve über der Achse OE affin ist, kann man bei entsprechender Änderung des Maßstabes auch die A-Kurve als Kurve des Gesamtverbrauchs auffassen. Man muß dabei aber natürlich auch den Maßstab der Konstanten a entsprechend ändern. Das Affinitätsverhältnis der A-Kurve zur B-Kurve mit OE als Achse ist $1:(1+b)$. Diesem Verhältnis entsprechend ist OO_g zu verkleinern. Es ist

$$OO' = \frac{a}{1+b} = \frac{a}{1+ka} \quad (39)$$

zu machen und durch O' eine neue Nulllinie $O'K$ zu legen.

Zieht man von O' eine Tangente an die A-Kurve, so muß diese bei dem angenommenen Verlustgesetz die A-Kurve auf derselben Ordinate und bei demselben p_1 berühren wie die Tangente von O_g aus die B-Kurve.

94. Bei dieser Umrechnung behält die A-Kurve als Kurve des Gesamtverbrauchs ihre Lage gegen OE für veränderte Annahmen über die Verluste bei. Die Abhängigkeit des Verbrauchsgesetzes von den Verlusten wird durch die Lage der Linie $O'K$, welche die Ordinaten-Nulllinie bildet, bestimmt.

Will man für eine Maschine, deren Verluste andere sind (infolge abweichender Größe des Verhältnisses O/F oder der Tourenzahl n oder des Hubes s), das Verbrauchsgesetz finden, so hat man nur die Größe OO' in dem oben angegebenen Verhältnis zu verändern und den Punkt O' und mit ihm die Ordinaten-Nulllinie zu verschieben.

Läßt man jetzt den Punkt O' auf der Nullordinate wandern, so erkennt man, wie außerordentlich schnell der Berührungspunkt der von O' aus an die A-Kurve gezogenen Tangente auf der Kurve wegen ihres flachen Verlaufs vorschreitet und daß bei einer mäßig großen Veränderung der Verluste eine starke Verschiebung des Verbrauchsminimums eintritt.

Bei den Verbesserungen, welche die Einzylindermaschinen mit Kondensation in neuerer Zeit erfahren haben, hat sich das Verbrauchsminimum dieser Maschinen stark gegen früher verschoben nach einem

relativ niedrigen, mittleren indizierten Druck und einer im Vergleich zur Maschinengröße relativ kleinen Leistung hin. Man hat sich berechtigt gehalten, bei Vergleichen nun auch die Normalleistung entsprechend herabzusetzen. Das ist in dem Maße, wie es geschehen ist, ungerechtfertigt, weil die Maschine mit der daraus folgenden Normalleistungsgröße pro PS_1 viel zu teuer wird.

Vergleiche auch die Kurven des Verbrauchs pro PS_1 -Stunde im Führer S. 685 für drei verschiedene Maschinenarten, von denen die Kurven I_s und I_h einer Einzylindermaschine gewöhnlicher Bauart angehören. Wenn dort auch die Anfangsdampfzustände der drei miteinander verglichenen Maschinenarten verschieden sind und daher auch das theoretische Minimum nicht genau an derselben Stelle liegt, so ist doch die durch die ungleiche Größe der Verluste bedingte starke Verschiedenheit der Abszissen des Minimums charakteristisch.

Das theoretische Minimum der verlustlosen Maschine mit Kondensation und einem Ausschubgedruck von 0,2 bis 0,25 liegt bei den üblichen Admissionsdrucken und Admissionstemperaturen bei Einzylindermaschinen und bei Verbundmaschinen in der Nähe von $p_i = 1$ Atm., bei niedrigen Anfangsdrucken etwas unter 1, bei hohen Anfangsdrucken etwas über 1. Die Anfangstemperatur macht für die Lage des Minimums wenig aus.

95. Die Auffassung der A-Kurve als Kurve des Gesamtverbrauchs über der Linie $O'K$ unter gleichzeitiger Einführung einer Maßstabsveränderung wurde lediglich für die vorstehenden Schlussfolgerungen über den Einfluß der Größe der Verluste auf die Lage des Minimums eingeführt. Für die Untersuchung der Abhängigkeit des Verbrauchs von der Belastung bei einer bestimmten Maschine wird man zweckmäßiger den alten Maßstab und die Linie O_gH als Ordinaten-Nulllinie beibehalten und, wenn man die Verzeichnung einer der beiden Linien (A oder B) sparen will, nur die B-Linie verzeichnen, indem man die Werte $p_i C_a$ vorweg mit $1 + b$ multipliziert.

Der für die bequeme Verzeichnung der B-Linie wichtige Punkt 3_b , in welchem die Tangente von O aus die B-Linie berührt, liegt auf derselben Ordinate (bei demselben p_i) wie der nach Art. 89 berechnete Punkt 3, aber über OE im Verhältnis $(1 + b):1$ höher.

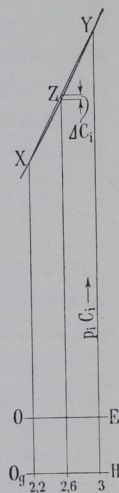
96. Mit Hilfe der Kurve des Gesamtdampfverbrauchs kann man sehr leicht die in Art. 379 berührte Frage des Einflusses der ungleichen Füllung auf beiden Zylinderseiten auf den Dampfverbrauch beantworten. Soll der mittlere indizierte Druck z. B. 2,6 Atm. betragen

und ist er durch ungleiche Füllung ungleichmäßig auf beide Seiten verteilt, z. B. derart, daß er auf der einen Seite 3 Atm., auf der anderen nur 2,2 beträgt, so kann man getrennt für die Kurbelseite und für die Deckelseite auf der Kurve des Gesamtdampfverbrauchs, die mit dem in Frage kommenden Teil in Fig. 269 herausgezeichnet ist, den Dampfverbrauch durch die Punkte X und Y finden.

Der Mittelwert des Verbrauchs liegt auf der Mitte der geraden Verbindungslinie beider Punkte. Der Verbrauch für die beiderseits gleiche Füllung mit $p_i = 2,6$ liegt auf der Kurve selbst senkrecht unter dem Mittelpunkt Z der Geraden XY.

Der Füllungsunterschied ist in dem vorstehenden Beispiel der Deutlichkeit wegen sehr groß angenommen, viel größer als er aus anderen Gründen (wie z. B. zur Vermeidung vorzeitiger Erreichung der größten Füllung auf der einen Seite) sein dürfte. Man erkennt aber, daß der Einfluß auf den Dampfverbrauch doch nur sehr gering ist. Die mit ΔC_i bezeichnete Höhe gibt den Mehrverbrauch im Vergleich zur Ordinate von Z über der Grundlinie $O_g H$ an.

Fig. 269.



Einfluß der Voreinströmung auf das Verlustgesetz.

97. Die Erwägungen, welche auf das vorstehend (Art. 77 bis 96) erläuterte Gesetz für die Verluste in Abhängigkeit von der Belastung führten und eine starke Anfangskonstante ergaben, setzen voraus, daß der vor Erreichung des Totpunktes liegende Verlust bei Veränderung der Belastung und Füllung unverändert bleibt. Das wird einigermassen der Fall sein bei solchen Steuerungen, deren Voreinströmung von der Füllungsveränderung nicht berührt wird (Doppelschiebersteuerungen, auslösende Ventil- und Schiebersteuerungen).

Bei zwangsläufigen, einfach abschließenden Steuerungen mit veränderlicher Füllung ändert sich jedoch stets die Voreinströmung, und zwar entweder der Voreinströmungswinkel oder das lineare Voröffnen oder beide Größen. Der Einfluß dieser Veränderungen auf die Verluste mag nicht ganz unbedeutend sein, auch wenn die verschiedenen Voreinströmung aus den Dampfdiagrammen gar nicht ersehen werden kann (vgl. dazu auch Art. 328). Es wird von diesen Einflüssen besonders die Konstante a berührt werden, die dadurch aufhört einigermassen eine Konstante zu sein.

Es wird ein Änderungsgesetz von Voreinströmungswinkel und linearem Voröffnen geben, das bezüglich der Wirkung auf die vor

Erreichung des Totpunktes eintretenden Verluste einem vollkommen unveränderten Voröffnen (Winkel und lineares Voröffnen) der oben erwähnten Steuerungsarten gleichkommt, vielleicht wird es aber auch ein anderes, durch eine geeignete Scheitelkurve erfüllbares Gesetz geben, welches die Austauschverluste bei kleinen Füllungen gegenüber vollkommen unveränderlicher Voreinströmung zu verringern geeignet ist. (Ähnliche Erwägungen, wie sie in Art. 300 bezüglich der Gleichheit der vor dem Totpunkt eingelassenen Dampfmenge auf beiden Zylinderseiten angestellt sind.)

Anwendbarkeit der vorstehenden Umrechnungsverfahren auf Heißdampfmaschinen.

98. Sowohl das Umrechnungsverfahren (Art. 53 bis 76) für unveränderliches Indikatordiagramm und verschiedene Maschinengrößen, -bauarten und -gangarten, wie auch dasjenige für verschiedene Füllungen an ein und derselben Maschine stützen sich auf Entwicklungen und Erwägungen mit Voraussetzungen, die nur bei gesättigtem Dampf zutreffend sind, für überhitzten Dampf aber ganz und gar nicht gelten, nämlich auf die Voraussetzung der Konstanz der Dampftemperatur während der Füllungsperiode und eines durch den Niederschlagsvorgang und Verdampfungsvorgang bedingten rapiden Wärmeaustauschs zwischen dem Dampf und der innersten Wandungsschicht, der von der Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf die Flächen trifft oder an den Flächen vorbeistreicht, ziemlich unabhängig ist (Art. 41).

Bei ruhendem überhitztem Dampf findet der Wärmeaustausch sehr langsam statt und wird erst bei hohen Geschwindigkeiten lebhafter. Auf einige hierdurch bedingte Unterschiede in der Schädlichkeit von Flächen verschiedener Zugänglichkeit bei gesättigtem und überhitztem Dampf wurde schon in drei Anmerkungen zu Art. 45 hingewiesen.

Man rechnet den Wärmeübertrittskoeffizienten zwischen ruhendem gesättigtem Dampf an Metallwandungen = 6000 bis 10 000 WE pro Quadratmeter und Grad Temperaturdifferenz und Stunde. Selbst bei namhaften Geschwindigkeiten, wie sie in Überhitzern vorkommen, ist der Wärmeübertrittskoeffizient des überhitzten Dampfes noch ganz erheblich geringer wie bei ruhendem gesättigtem Dampf. Er kann bei 20 m Geschwindigkeit nur etwa = 200 WE pro Grad Temperaturdifferenz und Stunde angenommen werden. Auf diesem völlig abweichenden Verhalten des überhitzten Dampfes beruht bekanntlich vor allem seine ökonomische Überlegenheit gegenüber

dem Sattedampf. Der durch Verminderung der Austauschverluste mit überhitztem Dampf erreichte Gewinn ist in der Regel noch größer wie der adiabatische Gewinn (Art. 14 nebst Anm.).

99. In der Dampfmaschine treten nun zwar zeitweise erheblich höhere Geschwindigkeiten auf, besonders während des Voreintritts bei geringer voraufgegangener Kompression. Die erste Eintrittsbewegung wird, da der Dampf nicht weiterströmen kann, wahrscheinlich noch von Oszillationen begleitet sein, welche den Wärmeaustausch im Anfange des Eintritts beleben werden. Weiteres über den Zusammenhang von Kompression und Absturzwirbel vgl. Art. 101.

Beim Vorschreiten des Kolbens werden nur noch die Kanalwandungen einer starken Strömung ausgesetzt sein, während an den übrigen Flächen die Dampfgeschwindigkeit kaum die in Überhitzern übliche Höhe erreichen wird.

Es ist einleuchtend, daß bei der großen Bedeutung, welche die Geschwindigkeit und die Umlagerung der Dampftheile bei überhitztem Dampf für den Austausch haben, das Gesetz des Austauschs durch eine große Zahl von Umständen stark beeinflusst wird, deren Verschiedenheit bei Maschinen verschiedener Bauart für die an sich großen Austauschverluste des gesättigten Dampfes wenig ausmacht.

Nicht nur die Geschwindigkeit der Einströmung selbst, sondern auch die Richtung, in welcher der Dampf die Flächen trifft, und die Art und Weise, in welcher er seiner Geschwindigkeit durch die Form der getroffenen und bestrichenen Flächen beraubt wird, und schließlich auch die Lage der Flächen von verschiedenem Heizungs- und Oberflächenzustand in bezug auf die Einströmungsöffnung werden von großem Einfluß auf den zeitlichen und örtlichen Verlauf des Wärmeaustauschs sein.

100. Es wird also besonders die Anwendbarkeit des Unrechnungsgesetzes für Maschinen mit gleichem Indikatorgramm, aber verschiedener Größe, Bauart und Gangart auf überhitzten Dampf in Frage gestellt sein, während das Unrechnungsgesetz für verschiedene Belastung an ein und derselben Maschine (natürlich mit anderen Konstanten) eher anwendbar bleiben wird. Wenn hier die Beibehaltung der beiden Gesetze auch für überhitzten Dampf empfohlen wird, so geschieht es nur in Ermangelung von etwas besserem.

Bei aller Verschiedenheit in den Vorgängen des Wärmeaustauschs wird doch das eine bestehen bleiben und sogar in noch verstärktem Maße bei überhitztem Dampf Geltung haben, daß der Wärmeeintritt bei Beginn der Einströmung am größten ist, nicht nur weil die

innerste Schicht zu Anfang für die Wärmeaufnahme am empfindlichsten ist, sondern auch weil der Wärmeeintritt bei überhitztem Dampf durch die starke Wirbelung gefördert wird. Dieser Umstand deutet für überhitzten Dampf in Formel 27 auf eine niedere Potenz von n , in Formel 36 und 37 auf ein kleineres $k = a/b$ hin.

Was vorstehend (Art. 98 bis 100) über die Anwendbarkeit der Umrechnungsverfahren für überhitzten Dampf gesagt ist, bezieht sich wie das bisher über Umrechnungen Gesagte auf verschiedene Maschinen und verschiedene Betriebsweisen bei gleichem Anfangszustand, also auch gleicher Überhitzung des Admissionsdampfes. Über Umrechnungen der Verluste auf verschiedene Überhitzungsgrade vgl. Art. 105 und 106.

101. Zu der in Art. 99 nur berührten Frage des Zusammenhanges zwischen Kompression und Wärmeaustausch während der Voreinstromungsperiode ist folgendes zu sagen:

Für die bei Anfüllung des schädlichen Raumes mit Dampf auftretende Geschwindigkeit wird vor allem der Kompressionsenddruck maßgebend sein. Um diese Geschwindigkeit und den durch sie bedingten Einsturz- oder „Absturzwirbel“, wie ich den Vorgang nennen möchte, klein zu halten, wird es notwendig sein, die Kompression hoch zu treiben. Andere Gründe wirtschaftlicher Art verlangen jedoch eine weniger hohe Kompression.

Da nun bei gesättigtem Dampf der Einfluß des mehr oder weniger starken Absturzwirbels nicht oder doch nur in ganz geringem Maße vorhanden ist, so folgt, daß man mit dem Kompressionsenddruck bei gesättigtem Dampf nicht über das aus anderen Gründen wirtschaftlich zweckmäßige Maß hinausgehen soll, dagegen bei überhitztem Dampf die Kompression über dieses Maß zur Verminderung des Absturzwirbels soweit steigern wird, daß sich aus dem Zusammenwirken aller dieser Umstände die günstigsten Verhältnisse ergeben.¹⁾

Es wird erwartet werden können, daß gerade bei Einzylindermaschinen die Wirkung des (nur bei überhitztem Dampf bedeutsamen)

¹⁾ Bei gesättigtem Dampf bringt eine über ein gewisses Maß hinausgehende Kompression Wärmeverluste durch Eintritt von Kompressionswärme in die Wandungen mit sich. Dieser Wärmeeintritt ist fälschlich vielfach als ein Vorteil der hohen Kompression bezeichnet. Die Kompressionswärme und Restdampfwärme ist aber mindestens ebenso wertvoll wie die Frischdampfwärme; durch Erhöhung der Kompression wird die Wärmeingangszeit vergrößert und die Wärmeausgangszeit nicht verkürzt, weil die Wandungen in allen Fällen schon trocken sind und damit der Wärmeaustritt aus denselben aufgehört hat, lange bevor die Kompression den Wärmeaustritt verhindern kann.

Absturzwirbels stark hervortritt und eine stark unterschiedliche Wahl der Kompression bei Satttdampf und Heißdampf notwendig machen wird. Bei Verbundmaschinen reicht die Kompression im Hochdruckzylinder aus anderen Gründen schon soweit herauf, daß ein starker Absturzwirbel nicht entstehen wird.

Dieser eine sehr verschiedene Wahl der Kompression für gesättigten und überhitzten Dampf begründende Gedanke ist meines Wissens in der Literatur noch nicht ausgesprochen. Ich habe ihn durch eine noch beschränkte Zahl von Versuchen bestätigt gefunden.

Es gibt noch ein anderes Mittel, den Absturzwirbel zu mildern, nämlich eine frühzeitige gedämpfte Voreinströmung. Bei Schiebersteuerungen kann sie durch eine passend liegende kleine Öffnung im Schieberspiegel oder durch entsprechende Profilierung der abschneidenden Kanten erreicht werden, bei Ventilsteuerungen durch nicht ganz dicht schließende Deckungsringe (vgl. Führer 48, 33) an den Einlaßventilen.

Solche Öffnungen zum frühzeitigen gedämpften Voreintritt sind schon mehrfach ausgeführt, ob in der Absicht, den Absturzwirbel bei mäßiger, nach anderen ökonomischen Rücksichten gewählter Kompression zu vermindern oder nur, um bei mäßiger Kompression den Druckwechsel zu verlegen, kann nicht gesagt werden, doch muß aus den vorstehenden Betrachtungen gefolgert werden, daß das frühzeitige gedämpfte Voröffnen (da es an sich, d. h. ohne Rücksicht auf den Absturzwirbel, unökonomisch ist) nur bei Maschinen mit namhafter Überhitzung eine Dampfersparnis durch Minderung des Absturzwirbels bringt.

Anwendbarkeit der vorstehenden Umrechnungsverfahren auf Verbundmaschinen.

102. Die Umrechnungen der Verluste von Verbundmaschine zu Verbundmaschine können mit nahezu gleich guten Aussichten auf Richtigkeit der Ergebnisse bei Einführung anderer Konstanten nach den in den Art. 53 bis 76 und 77 bis 95 gegebenen Regeln vorgenommen werden, wenn die Maschinen mit gesättigtem Dampf von gleichem Anfangsdruck betrieben und betrieben gedacht werden.

Aber auch für den Vergleich und die Umrechnung von Maschinen mit (untereinander gleicher) Überhitzung sind die Aussichten, daß die aufgestellten Regeln einigermaßen Gültigkeit behalten, nicht so ungünstig wie für Einzylindermaschinen. Denn der Niederdruckzylinder erhält bei den üblichen Überhitzungen meist schon gesättigten

oder doch nur sehr schwach überhitzten Dampf, und im Hochdruckzylinder ist der Absturzwirbel wegen der hochreichenden Kompression gering.

103. Wenn auch bei Verbundmaschinen die den Wärmeaustausch beeinflussenden Größen viel zahlreicher sind wie bei Einzylindermaschinen und eine mehr summarische Behandlung im Interesse der Einfachheit geboten erscheint, so wird doch die Aussicht im Gesamtverbrauch pro PS_i-Stunde, das Richtige zu treffen, kaum geringer sein wie bei Einzylindermaschinen, weil die Austauschverluste viel geringer sind wie bei Einzylindermaschinen: Ein Fehler im Gesetz der Abhängigkeit der Austauschverluste von den vielen Einzelgrößen wird wegen des starken Anteils des adiabatischen Verbrauchs am Gesamtverbrauch, wenn ein Wert durch einen Versuch festliegt, nicht so viel ausmachen.

Der Völligkeitsverlust ist selbst bei der in Art. 30 Anmerkung gegebenen eingeschränkten Begriffsbestimmung größer wie bei Einzylindermaschinen und nimmt auch bei stärkerer Belastung, absolut genommen, stärker zu, daher wird in Gleichung 36 und 37 das Verhältnis $b/a = k$ größer einzuführen sein, wie in Art. 87 angegeben. Wenn es nicht durch einen zweiten Versuch ermittelt ist, möge es = 0,1 bis 0,15 für gesättigten Dampf und = 0,09 bis 0,12 für überhitzten Dampf gesetzt werden.

Was hier in Art. 102 und 103 gesagt ist, gilt wieder nur für gleiche Zustände des Admissionsdampfes, für andere Überhitzungen und andere Admissionsdrucke gilt (weniger zuverlässig) das in Art. 105 und 107 sowie 111 und 112 Gesagte.

104. Beispiel 1: Eine mit gesättigtem Dampf betriebene Verbundmaschine mit $s = 0,8$ m, ($D_h = 0,4$ m, $D_n = 0,75$ m), $n = 135$, $p = 12$ Atm. $p_3 = 0,20$ möge bei einem reduzierten indizierten Druck von $p_{i\text{red.}} = 2,0$ einen Dampfverbrauch von 6,2 kg pro PS_i-Stunde ergeben haben. Es soll der voraussichtliche Verbrauch einer erheblich größeren Maschine von 1,3 m Hub ($D_h = 0,6$ m, $D_n = 1$ m) und 90 Touren bei ähnlicher Bauart und gleichem p , p_3 und p_i berechnet werden.

Nach Art. 11 hat eine solche Maschine einen adiabatischen Verbrauch von 4,32 kg. Die Verluste betragen also = 6,2 - 4,32 = 1,88 kg pro PS_i-Stunde = C_b . Nach dem abgekürzten Verfahren Art. 74 ergibt sich Φ_1 aus der Gleichung:

$$1,88 = \Phi_1 \frac{O_r}{F} \frac{1}{0,8} \frac{1}{135^k}$$

Mit $O_r/F = 4,6$ und $k = 0,6$ wird $\Phi_1 = 6,21$.

Hiermit wird für die größere Maschine mit einem $O_r/F = 4,4$:

$$C_b = 6,21 \cdot 4,4 \frac{1}{1,3} \frac{1}{90^{0,6}} = 1,42 \text{ kg.}$$

Also $C_i = C_{as} + C_b = 4,32 + 1,42 = 5,74 \text{ kg.}$

Beispiel 2: Es soll der voraussichtliche Verbrauch der ersten Maschine bei einer niedrigeren Belastung $p_{i \text{ red.}} = 1,2$ bestimmt werden mit $k = 0,12$. Nach Gleichung 8 S. 352 wird

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{1,2 + 0,2}{12} = 0,1167; \text{ gemäß Art. 11 ist } 0,1167 \cdot 300 \text{ mm} = 35,01 \text{ mm.}$$

In der Funktionsskala S. 353 wird durch Abmessen von 35,01 mm gefunden $\varepsilon = 32,3$ und damit, indem v nach S. 350 für 12 Atm. = 0,168 ist:

$$C_{as} = \frac{27}{0,168 \cdot 1,2 \cdot 32,3} = 4,15 \text{ kg.}$$

Mit Hilfe des oben für $p_i = 2,0$ gefundenen $C_b = 1,88$ wird a bestimmt aus Gleichung 37:

$$1,88 = a \left(\frac{1}{2,0} + 0,12 \cdot 4,32 \right), \quad a = 1,846;$$

damit wird dann für $p_{i \text{ red.}} = 1,2$:

$$C_b = 1,846 \left(\frac{1}{1,2} + 0,12 \cdot 4,15 \right) = 2,46 \text{ kg und}$$

$$C_i = 4,15 + 2,46 = 6,61 \text{ kg.}$$

Umrechnung auf Überhitzung und auf andere Überhitzungsgrade.

105. Die unsichtbaren Verluste für überhitzten Dampf findet man, wenn man den für gesättigten Dampf gefundenen Verlust mit dem Werte τ multipliziert, den ich für Einzylindermaschinen mit Kondensation setze:

$$\tau = \frac{t_s}{t_s + (\alpha + \beta t_n) t_n} \quad (40)$$

mit der Bedeutung von t_s und t_n auf S. 349. α und β sind hierin zwei Koeffizienten, welche nach einer noch beschränkten Zahl von Versuchen gesetzt werden können: $\alpha = 0,35$; $\beta = 0,001$.

Für Verbundmaschinen kann gesetzt werden:

$$\tau = \frac{t_s}{t}. \quad (41)$$

Die Umrechnung hat sich bei Einzylindermaschinen nur auf die unsichtbaren Verluste zu erstrecken, bei Verbundmaschinen auf die ganzen Verluste, d. h. auf die Differenz zwischen gemessenem und adiabatischem Verbrauch.

Es muß besonders darauf hingewiesen werden, daß der Faktor τ nur die Verminderung der Austauschverluste mit der Überhitzung zum Ausdruck bringt und daß die rein theoretische Ersparnis besonders zu berechnen ist (Art. 13 bis 28).

Es scheint verlockend, diese Formel für die Verminderung der Austauschverluste durch Überhitzung zu vereinigen mit der Ersparnisformel für adiabatischen Verbrauch zu einer Regel von vielleicht großer Einfachheit. Man muß jedoch bedenken, daß der adiabatische Verbrauch ganz unabhängig ist von dem Verhältnis O_r/F , von der Größe der Maschine, dem Hub und der Tourenzahl, und daß die Einführung von Mittelwerten für alle diese Größen in die Formel für die Austauschverluste die Brauchbarkeit der zusammengesetzten Formel sehr beeinträchtigen würde. Aus der Verschiedenartigkeit der beiden Ursachen des ökonomischen Gewinns der Überhitzung folgt auch, daß die ziemlich eingebürgerte Faustregel: „für je 7° mehr oder weniger Überhitzung 0,1 kg weniger oder mehr Dampfverbrauch pro PS_i-Stunde“ keinen Anspruch auf einigermaßen allgemeine Geltung machen kann.

106. Ein Bedürfnis zur Umrechnung des Verbrauchs von einer Überhitzungshöhe auf eine andere besteht häufig für Auseinandersetzungen zwischen Lieferant und Käufer, wenn die vertragsmäßig vorausgesetzte Überhitzung im Garantievorsuch nicht erreicht wurde.

Beispiel: Für eine Einzylindermaschine mit Kondensation und $n = 145$, $s = 0,7$ m, $D = 0,45$ m, $p = 6,5$ Atm. abs., $p_3 = 0,21$ sei bei einem $p_1 = 2,5$ und bei einer Überhitzung von 300°, entsprechend einer Übertemperatur $t_a = 300 - 161,1 = 138,9^\circ$, ein Dampfverbrauch von 6,0 kg pro PS_i-Stunde garantiert. Das entspricht einem Wärmeverbrauch von $W_i = i 6,0$ WE. Nach Art. 16 wird gefunden $i = 594,7 + 0,477 \cdot 300 - 0,62 \cdot 6,5 = 741,8$; und somit $W_i = 741,8 \cdot 6,0 = 4450,8$ WE.

Im Versuch möge im Durchschnitt durch die (von einem anderen Lieferanten herrührende) Kessel- und Überhitzeranlage nur eine Dampftemperatur von 277,1°, entsprechend einer Übertemperatur von 116,0°, erreicht sein. Es soll bestimmt werden, welcher Verbrauch bei der niedrigeren Temperatur den Garantiebedingungen entsprechen würde mit der Erwartung, daß bei Änderung der Überhitzeranlage und Erreichung der gewünschten Überhitzung der garantierte Verbrauch eintreten wird.

Die adiabatische Wärmeersparnis, welche von der Größe, Bauart und Gangart der Maschine unabhängig ist, ergibt sich nach Art. 14

bei einer Dampftemperatur von 300° oder einer Übertemperatur von $138,9^{\circ}$ zu

$$E = \frac{138,9}{100} \left(2,5 + 22 \frac{2,5 - 0,3}{6,5 + 10} \frac{138,9}{100} \right) = 9,13 \text{ \%}.$$

Bei der im Versuch erreichten Temperatur kann gegenüber Satt-
dampf eine adiabatische Ersparnis erwartet werden von

$$E = \frac{116}{100} \left(2,5 + 22 \frac{2,5 - 0,3}{6,5 + 10} \frac{116}{100} \right) = 6,85 \text{ \%}$$

von dem adiabatischen Sattdampfverbrauch. Dieser wird wieder mit
der Funktionsskala Art. 9 und 10 bestimmt. Es ist

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{2,5 + 0,21}{6,5} = 0,417; \quad 300 \frac{\beta}{\varepsilon} = 300 \cdot 0,417 = 125,1.$$

Die Funktionsskala ergibt $\varepsilon = 6,29$; damit wird, indem $v = 0,299$ ist:

$$C_{as} = \frac{27}{0,299 \cdot 2,5 \cdot 6,29} = 5,74 \text{ kg},$$

oder da λ nach Hütte, 21. Aufl. Bd. 1 S. 435, = 661,1 ist, der adiabatische
Wärmeverbrauch für gesättigten Dampf $W_{as} = 5,74 \cdot 661,1 = 3796 \text{ WE}$.

Die adiabatische Ersparnis in Wärmeeinheiten beträgt also bei
 300° gegenüber Sattdampf $0,0913 \cdot 3796 = 347 \text{ WE}$, während sie bei
 $277,1^{\circ}$ nur $0,0685 \cdot 3796 = 260 \text{ WE}$ beträgt. Der Unterschied $347 - 260$
 $= 87 \text{ WE}$ stellt den durch die geringere Überhitzung bedingten adia-
batischen Mehrverbrauch dar. Ohne den Einfluß der Überhitzung auf
die Austauschverluste usw. würde der Wärmeverbrauch infolge der
geringeren Überhitzung also steigen auf $4450,8 + 87 = 4537,8 \text{ WE}$.

Um die Veränderung der Austauschverluste durch die veränderte
Überhitzung zu finden, bestimmt man zunächst die in der Garantiezahl
enthaltenen Verluste. Der adiabatische Verbrauch ist $3796 (1 - 0,0913)$
 $= 3449$. Der Völligkeitsverbrauch werde auf Grund von Indikator-
diagrammen = $2,5 \text{ \%}$, der Totraumverbrauch unter Berücksichtigung
der Größe des schädlichen Raumes = $5,5 \text{ \%}$ geschätzt. Dann ist der
Verbrauch in einer normal gesteuerten Maschine mit wärmefesten
Wandungen bei dem der Garantie zugrunde liegenden Zustande des
Admissionsdampfes = $3449 (1 + 0,025 + 0,055) = 3725$, also die zugrunde
liegenden sonstigen Verluste $4450,8 - 3725 = 725,8 \text{ WE}$. Diese
ändern sich durch die geringere Überhitzung im Verhältnis $\tau_g : \tau_v$,
wenn τ_g das τ mit der der Garantie zugrunde liegenden Temperatur
ist, τ_v das τ mit der im Versuch erreichten Temperatur. Also wird
nach Formel 40 Art. 105 der voraussichtliche Verlust C_v im Garantie-
versuch, wenn die Garantie erfüllt sein soll:

$$C_v = 725,8 \frac{161,1 + (0,35 + 0,001 \cdot 138,9) \frac{138,9}{100}}{161,1 + (0,35 + 0,001 \cdot 116) \frac{116}{100}} = 772,3 \text{ WE}.$$

Der Mehrverlust wird also $772,3 - 725,8 = 46,5 \text{ WE}$.

Im ganzen beträgt also der voraussichtliche Wärmeverbrauch nach der Garantie

$$4450,8 + 87 + 46,5 = 4584,3 \text{ WE.}$$

Mit dem Wärmeinhalt des Dampfes im Versuch

$$i = 594,7 + 0,477 \cdot 277,1 + 0,62 \cdot 6,5 = 730,9$$

wird der umgerechnete Garantiedampfverbrauch = $4584,3/730,9 = 6,27$ kg pro PS_i-Stunde.

Die oben angegebene und beanstandete Faustformel ergibt bei der Mindertemperatur von $300 - 277,1 = 22,9^{\circ} = 7 \cdot 3,27^{\circ}$ einen umgerechneten Garantieverbrauch von $6,00 + 0,1 \cdot 3,27 = 6,327$, was mit dem Vorstehenden (mehr zufällig) einigermaßen übereinstimmt.

Umrechnung auf andere Admissionsdrucke und Ausschubgedrucke.

107. Die Umrechnung der unsichtbaren Verluste auf andere Grenzdrucke ist sehr unsicher. Bei gesättigtem Dampf hat man früher die Verluste durch inneren Wärmeaustausch der Differenz zwischen der Temperatur des Admissionsdampfes und der mittleren Temperatur der Wandung proportional gesetzt. Das Gesetz scheint aber selbst für gesättigten Dampf nicht recht zu passen und für Auspuffmaschinen gegenüber Kondensationsmaschinen zu günstig zu sein. Der Einfluß des Zeitpunktes des Trockenwerdens der Wandungen, nach welchem die Abkühlung bis zum Beginn der Wärmezuführung fast gleich Null ist, ist dabei zweifellos sehr bedeutend und wird durch die Temperaturbeziehung vor allem wegen der Unmöglichkeit, die mittlere Wandungstemperatur zu bestimmen, nicht richtig berücksichtigt.

Die Frage des Einflusses des Ausschubgedruckes auf die Austauschverluste ist nicht nur für die Übertragung der bei Maschinen mit Kondensation gefundenen Ergebnisse auf Auspuffmaschinen und für die umgekehrte Übertragung von Interesse, sondern hat neuerdings auch wegen der zunehmenden Anwendung von Gegendruckmaschinen mit Abdampfverwertung an Bedeutung gewonnen. Sie muß heute noch als eine ziemlich offene angesehen werden, und es ist zu wünschen, daß Versuche bald größere Klarheit schaffen.

Der Wirkungssinn des Admissionsdruckes auf die unsichtbaren Verluste ist derart, daß mit steigendem Admissionsdruck die Verluste zunehmen, so daß der adiabatische Gewinn einer Druckerhöhung durch die Zunahme der Verluste wieder geschmälert, bei kleinen Leistungen und bereits hohem Druck unter Umständen sogar aufgehoben wird.

Der Einfluß scheint bei normalen Leistungen ungefähr durch einen Faktor $\sqrt{p+a}$ zum Ausdruck zu kommen, in welchem, vorbehaltlich der Bestätigung durch weitere Versuche, a bei Einzylindermaschinen mit Kondensation = 2, bei Verbundmaschinen = 5 gesetzt werden mag. Da die Größe des Absturzwirbels von der Höhe des Admissionsdruckes mit abhängt, wird nach Art. 101 eine genauere Regel über den Einfluß von p für überhitzten Dampf auch den Kompressionsenddruck enthalten müssen.

Absolute Verlustformel.

108. In den vorausgehenden Artikeln ist gezeigt, wie man unter Benutzung naheliegender Stützpunkte die unsichtbaren Verluste für einen neuen Fall berechnen kann. Daß es heute kaum möglich ist, ohne solche Sondergrundlagen, von welchen alle für die Umrechnung wichtigen Einzelheiten bekannt sein müssen, die Verluste zu bestimmen, wurde schon oben (Art. 40 bis 42) hervorgehoben. Es darf daher nicht wundernehmen, wenn in den nachstehenden Formeln die Konstanten in weiten Grenzen offen gelassen werden, besonders nicht, wenn man beachtet, was in Art. 46 bis 49 über die Unsicherheit des Einflusses des verschiedenen Oberflächen- und Heizungs-zustandes sowie des Einflusses der Beströmungsart und der Lage der schädlichen Flächen gesagt ist.

Absolute Verlustformeln, welche ohne Bezugnahme auf einen naheliegenden Sonderfall die Verluste zu bestimmen gestatten, sind aber einmal für den Schulgebrauch erwünscht, dann aber auch für Überschlagsrechnungen und Vergleiche nicht zu entbehren. Eine solche absolute Verlustformel sei hier zum Schluß gegeben mit dem Hinzufügen, daß dieselbe auch allen Umrechnungsformeln Art. 53 bis 107 hätte vorausgeschickt werden können. Das könnte vielleicht als das Natürlichere erscheinen, indem es dann nur nötig gewesen wäre, beim Übergang von einer Maschine zu einer anderen, diejenigen Variablen als Konstante zu betrachten, welche beim Vergleich als unverändert angenommen werden. Der umgekehrte Weg ist gewählt, um das Maß der Gültigkeit der einzelnen Umrechnungsformeln klarer hervorheben zu können und eine allzu freie Benutzung der absoluten Formel zu verhindern.

Man mag die Verluste durch Wärmeaustausch, äußere Abkühlung, Lässigkeit bei gutem Dichtungszustand setzen in Wärmeeinheiten pro PS₁:

$$W_v = \tau M \frac{O_r}{F} \sqrt{p+2} \frac{1}{s} \frac{1}{R^k} \left(\frac{1}{p_1} + 0,5 \right). \quad (42)$$

O_r/F hat hier die in Art. 49 angegebene Bedeutung, s ist in Metern, p_i und p in Atmosphären einzuführen. p_i bedeutet hier einen mittleren indizierten Druck in der Nähe der Normalleistung (etwa nach Art. 3), da das Gesetz der Abhängigkeit der Verluste von der Leistung in der Formel nur ganz roh angegeben ist. Umrechnungen für andere p_i können nach Art. 87 bis 95 vorgenommen werden. Man behandelt dabei den nach der Formel 42 gefundenen Wert ganz wie ein Versuchsergebnis, nachdem man aus dem Wärmeverlust W_v den Dampfverlust C_v durch Division durch λ oder i berechnet hat.

τ hat die in Art. 105 angegebene Bedeutung und ist für gesättigten Dampf = 1.

Für den Exponenten k mag man, bis er genauer festgestellt ist, 0,6 einführen und die Tabelle auf S. 388 benutzen.

109. M ist eine Konstante, welche man unter Voraussetzung guter Oberflächenzustände der schädlichen Flächen setzen kann bei Einbau der Steuerorgane in die Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise = 1000 bis 1200, sonst = 1200 bis 1500. Die Vorteile des Deckeleinbaues kommen zwar schon in dem niedrigen O_r zum Ausdruck, so daß eine verschieden große Konstante nicht gerechtfertigt erscheint. Versuchsergebnisse deuten jedoch darauf hin, daß der Deckeleinbau einen hierüber hinausgehenden günstigen Einfluß hat.

Durch die Wahl der Konstanten M mag man auch bei der sogenannten Gleichstrommaschine einen etwa anerkannten Nutzen der Strömungsrichtung im Zylinder berücksichtigen. Die Vorzüge der Hinausverlegung des Auslasses aus dem Füllraum und der Einbau der Einlaßorgane in die Deckel (denen ich in einem gleich nach Bekanntwerden des Systems veröffentlichten Aufsatz, Ztschr. d. V. d. Ing. 1909 S. 1558, den Hauptanteil an dem Erfolg zuschrieb) sind schon in dem kleinen O_r/F und in der besonderen für Deckeleinbau der Steuerorgane oben allgemein eingeführten Herabsetzung der Konstanten M berücksichtigt. Der Nutzen des durch die reichlichen Auslaßquerschnitte bedingten niedrigeren Gegendruckes p_3 kommt bei Bestimmung des adiabatischen Verbrauchs zum Ausdruck. Den weiteren Gewinn durch die Strömungsrichtung schätze ich auch heute noch nach den inzwischen gemachten Erfahrungen gering ein; um eine Zahl zu nennen, kleiner wie $1/10$ kg pro PS_i-Stunde. Den Gewinnen durch Mittel, welche nicht auch bei gewöhnlicher Steuerung anwendbar sind, steht der Nachteil des Zwanges des Kompressionsweges gegenüber, der nur dann nicht zu einer Steigerung

des Verlustes C_t und der vor dem Hubwechsel fallenden Wärmeverluste führt, wenn das Vakuum besonders gut oder die Überhitzung hoch ist (vgl. diesen Anhang Art. 32, ferner vorne Art. 454 bis 464). Für Auspuffmaschinen ist wegen der großen Totraumverluste das System zu verwerfen.

110. Die Anwendung der Formel werde noch an dem Beispiel der Hauptaufgabe erläutert: M werde bei dem vorausgesetzten Deckeleinbau = 1100 geschätzt. O_r/F wurde in Art. 50 = 3,906 gefunden. Es ist also

$$W_v = \tau 1100 \cdot 3,906 \sqrt{7 + 2 \frac{1}{0,6} \frac{1}{130^{0,6}} \left(\frac{1}{2,6} + 0,5 \right)} = \tau 1024.$$

Indem τ für gesättigten Dampf = 1 wird, betragen die unsichtbaren Wärmeverluste 1024 WE und die unsichtbaren Dampfverluste $1024/\lambda = 1024/662 = 1,547 \text{ kg} = C_v$.

Für überhitzten Dampf von 320° und 7 Atm. ist $t_n = 320 - 164 = 156$ und nach Art. 105:

$$\tau = \frac{164}{164 + (0,35 + 0,001 \cdot 156) 156} = 0,704.$$

Hiermit wird $W_v = 1024 \cdot 0,704 = 720,9 \text{ WE}$. Mit $i = 743,5$ (nach Art. 16) wird $C_v = 720,9/743,5 = 0,9696 \text{ kg}$.

C_a wurde in Art. 16 = 4,45 gefunden, C_u und C_t werden in Anlehnung an Art. 31 und 32 = $(0,025 + 0,0407) C_a$ geschätzt. Damit wird der Verbrauch an überhitztem Dampf pro PS_i -Stunde:

$$C_i = 4,45 (1 + 0,025 + 0,0407) + 0,9696 = 5,712 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch für die PS_i -Stunde ist also

$$W_i = 5,712 \cdot 743,5 = 4247 \text{ WE}.$$

Absolute Verbrauchsformel für Verbundmaschinen.

111. Es muß von vorneherein hervorgehoben werden, daß von einer kurzen Formel, welche nur wenige der außerordentlich zahlreichen Größen enthält, welche in Verbundmaschinen einen sehr verwickelten Einfluß auf den Dampfverbrauch haben, keine allgemein zutreffenden Ergebnisse erwartet werden können. Es muß auch hier auf die Umrechnung von Versuchsergebnissen ähnlicher Maschinen nach den vorstehend besprochenen Verfahren verwiesen werden.

Immerhin dürfte die nachstehende Formel, so gut es überhaupt ohne Auftragung der Arbeits- und Dampftraumdiagramme möglich ist, für Überschlagsrechnungen und für die allgemeine Beurteilung des Einflusses der Hauptgrößen brauchbare Resultate liefern, die

mehr befriedigen wie die zurzeit bestehenden Regeln und Formeln. Man setze:

$$C_i = C_a + \tau \frac{M}{i} \left[0,35 + \frac{O_r}{F} \sqrt{p + 5} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,6}} \left(\frac{1}{p_i} + 0,5 \right) \right]. \quad (43)$$

Für gesättigten Dampf wird $C_a = C_{a,s}$; $\tau = 1$; $i = \lambda$. Für O_r/F sind die Verhältnisse des Niederdruckzylinders einzuführen unter der Voraussetzung, daß die des Hochdruckzylinders nicht wesentlich andere sind (wenn bei überhitztem Dampf am Hochdruckzylinder die Heizung fehlt, während sie am Niederdruckzylinder vorhanden ist, soll das als keine wesentliche Abweichung angesehen werden).

Bezüglich p_i gilt das gleiche wie in Art. 108. Wenn die Belastung, für welche der Verbrauch bestimmt werden soll, erheblich von der normalen abweicht, ist zunächst der Verbrauch mit einem Normalleistungs- p_i zu berechnen und darauf eine Umrechnung nach Art. 102 bis 104 vorzunehmen.

M kann gesetzt werden: bei Einbau der Steuerorgane in die Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise = 400 bis 500, sonst bei gutem Oberflächenzustand der schädlichen Flächen = 500 bis 800.

Dabei ist ein mäßiger Spannungsabfall beim Austritt des Dampfes aus dem Hochdruckzylinder vorausgesetzt. Der direkte Verlust durch einen stärkeren Spannungsabfall (sogenannter Dreiecksverlust) ist zwar nicht groß, doch werden die Innenflächen des Receivers um so mehr zu schädlichen, je stärker die (besonders durch den Spannungsabfall bedingten) Druckschwankungen sind. Ein kleiner Spannungsabfall ist bei Verbundmaschinen mit Kurbelversatz wahrscheinlich sogar nützlich durch Verminderung der Austauschverluste im Hochdruckzylinder. Daß die Triebwerkskräfte durch den Spannungsabfall vermindert werden, ist selbstverständlich.

112. Beispiel: Tandemmaschine mit Ventilsteuerung und gewöhnlicher Einbauweise der Steuerorgane, $p = 12$ Atm.; $p_3 = 0,20$ (Druck im Kondensator 0,15); $p_i = 2,0$; $s = 0,7$; $n = 150$; ($N_i = 500$ PS_i). Der Dampfverbrauch ist zu bestimmen zunächst für gesättigten Dampf. Nach Art. 11 ist für die gleichen Voraussetzungen $C_{a,s} = 4,32$ gefunden. O_r/F sei = 4,85 ermittelt, M mit Rücksicht auf die Steuerungsart = 600 geschätzt, dann ist:

$$C_i = 4,32 + 1 \frac{600}{668,1} \left[0,35 + 4,85 \sqrt{12 + 5} \frac{1}{0,7} \frac{1}{150^{0,6}} \left(\frac{1}{2} + 0,5 \right) \right];$$

$$C_i = 4,32 + 1 \frac{600}{668,1} 1,764 = 4,32 + 1,59 = 5,91 \text{ kg.}$$

Wenn der Dampf auf 320° überhitzt ist, beträgt die adiabatische Wärmeersparnis (nach Art. 11 Schluß) $6,34\%$. Der adiabatische Verbrauch an überhitztem Dampf wird demgemäß:

$$4,32(1 - 0,0634) \frac{\lambda}{i} = 4,32 \cdot 0,9366 \frac{668,1}{740,7} = 3,650 \text{ kg};$$

τ wird nach Gleichung 41 = $186,9/320$ und damit

$$C_i = 3,65 + \frac{186,9}{320} \frac{600}{740,7} 1,764 = 4,48 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch, auf den es im Betriebe ankommt, ist hier nach für gesättigten Dampf = $\lambda C_{is} = 668,1 \cdot 5,91 = 3948,5$ WE und für überhitzten Dampf $i C_{iu} = 740,7 \cdot 4,48 = 3318,3$ WE für die indizierte Pferdekraftstunde.

113. Für den Verbrauch im laufenden Betriebe und auch für die Kondensator- und Luftpumpenbemessung sind in allen Fällen Zuschläge zu den errechneten Verbrauchswerten zu machen, da überall in diesem Werk ein tadelloser Zustand der Maschine vorausgesetzt ist (vgl. Art. 72), der nicht dauernd erhalten bleibt.

Bei einigermaßen sorgsamer Aufsicht und Instandhaltung ist der durch den Maschinenzustand bedingte Mehrverbrauch jedoch besonders bei Ventilmaschinen gar nicht so groß, wie häufig angenommen wird. Der große Mehrverbrauch, der oft im Betriebe gefunden wird, ist in der Regel auf ganz andere Ursachen zurückzuführen, wie ungünstige Belastung, Abkühlung in unbenutzten oder schwach durchströmten Rohrleitungen, blasende Kondenstöpfe usw.

Einen nicht durch die Maschine selbst bedingten, aber an ihr in Erscheinung tretenden Einfluß muß man bei Abschätzung des Betriebsverbrauchs in Anlagen, die mit überhitztem Dampf betrieben werden, von vorneherein berücksichtigen, daß nämlich die im Garantievorsuch erreichte Überhitzung oft durch Verrußung der Überhitzer stark zurückgeht und damit auch der Wärmeverbrauch der Dampfmaschinen steigt.

Daß die Hauptverluste im Betriebe gegenüber den erreichten Garantieresultaten weniger im Dampfverbrauch wie im Kohlenverbrauch infolge ungünstiger Belastung der Kessel und schlechter Bedienung der Feuerung zu suchen sind, sei hier nur nebenbei erwähnt.

Bei Berechnung des Wärmeverbrauchs wurde überall der Wärmeinhalt (die Erzeugungswärme) von 0° ab gerechnet. Im Betriebe steht aber stets Wasser von höherer Temperatur zur Verfügung. Ohne große Vorkehrungen (Economiser) gelingt es in der Regel leicht, durch

kleine Hilfsmittel die Temperatur des Speisewassers auf 40 bis 50° zu bringen, wodurch die Erzeugungswärme im Kessel nicht unerheblich vermindert wird.

Dies ist auch nicht ganz ohne Bedeutung für die Beurteilung des betriebsmäßigen Gewinns durch Überhitzung. Das Verhältnis des Wärmeverbrauchs pro PS_i-Stunde bei überhitztem und gesättigtem Dampf beträgt von 0° ab gerechnet für das vorstehende Beispiel:

$$\frac{668,1 \cdot 5,91}{740,7 \cdot 4,48} = 1,19 \text{ und von } 50^\circ \text{ ab gerechnet } \frac{(668,1 - 50) 5,91}{(740,7 - 50) 4,48} = 1,18.$$

Anhang IX.

Die Funktionsskala.

Ihre Aufstellung im allgemeinen und ihre Verwendung für thermodynamische Vorgänge.

1. Die Hilfsmittel, deren sich der Ingenieur bedient, um nicht jede Rechnung selbst ganz durchführen zu müssen, sind dreierlei Art: die Zahlentabelle, die Kurventafel und — die Funktionsskala. Mit diesem letzten neuen Namen möge die in nachfolgendem näher besprochene Form der Funktionsdarstellung benannt werden.

Durch den besonderen Namen wird sie sich deutlicher von der Darstellungsform der Kurventafel unterscheiden lassen.

Wie sich noch zeigen wird, kommen auch bei den Funktionsskalen Kurven vor, die jedoch in der Regel keine Funktionen darstellen, sondern nur zur Verbindung gleichartiger Teilpunkte mehrerer Funktionsskalen dienen. Tafeln mit solchen Kurven mögen nicht als Kurventafeln bezeichnet werden; vielmehr soll dieser Name ausschließlich für die Darstellung von Funktionen in Koordinaten reserviert bleiben.

2. Während bei der Funktionsdarstellung durch Kurven beide Veränderliche durch Längen (Koordinaten) ausgedrückt werden und mit Längenmaßstäben meßbar sind, wird in der Funktionsskala nur eine der beiden Veränderlichen, die als **Maßgröße** bezeichnet werden möge, durch Längen zur Darstellung gebracht. Die andere Veränderliche, die **Teilungsgröße** genannt werden möge, wird durch Teilpunkte (Teilstriche) mit Zahlenbeischriften auf der Linie der Maßgröße ausgedrückt.