

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:

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

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

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

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,<sup>1)</sup> d. h. in einem Zylinder mit solchen gedachten Eigenschaften seiner Wandungen, daß er weder Wärme aufnimmt, noch

<sup>1)</sup> 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.<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> 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.