

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 Schieber Spiegel 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<sub>i</sub>-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<sub>i</sub>-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<sub>i</sub>-Stunde =  $C_b$ . Nach dem abgekürzten Verfahren Art. 74 ergibt sich  $\Phi_1$  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  $\tau$  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.  $\alpha$  und  $\beta$  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  $\tau$  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<sub>i</sub>-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<sub>i</sub>-Stunde garantiert. Das entspricht einem Wärmeverbrauch von  $W_i = i \cdot 6,0$  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  $300^{\circ}$  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  $\lambda$  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  
 $300^{\circ}$  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  $\tau_g$  das  $\tau$  mit der der Garantie zugrunde liegenden Temperatur  
ist,  $\tau_v$  das  $\tau$  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<sub>i</sub>-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.