

der zu einem Ganzen vereint gedachten Maschinen- und Kesselanlage darstellt; man kann diese Zahl daher mit Recht den wirtschaftlichen Wirkungsgrad nennen. In der Praxis pflegt man die Wirtschaftlichkeit der kompletten Anlage gewöhnlich durch den Verbrauch an Kohle pro Pferdekraft-Stunde auszudrücken, wobei selbstverständlich Kohle bestimmten Heizwertes vorausgesetzt wird, weil für den Benützer der Maschine der Kohlenverbrauch weit mehr Interesse bietet, als das Resultat einer, wenn auch noch so gewissenhaften thermodynamischen Analysis und andererseits der Brennstoffkonsum leicht zu messen und ständig zu kontrollieren ist.

In England war seinerzeit ein anderer Ausdruck für die Beurteilung des Gesamtwirkungsgrades von Maschine, Kessel und Feuerung, „*duty*“ genannt, sehr gebräuchlich; man verstand darunter die in Fußpfunden ausgedrückte Arbeit, welche pro 1 Centner (112 Pfund) Kohle geleistet wurde, also das Verhältnis

$$\frac{112 \times 550 \times 60 \times 60}{\text{pro PS-Stunde verbrauchte Kohle in Pfunden}}$$

Dieser Ausdruck ist jedoch heute bereits veraltet.

Große, gut ausgeführte Zweicylindercompoundmaschinen mit Kondensation und guter Kesselanlage brauchen durchschnittlich 0,9 kg Steinkohle von 7500 W.E. mittlerem Heizwert pro PS₇-Stunde; bei den besten modernsten Anlagen mit Dreifachexpansionsmaschinen sinkt die Verbrauchsziffer auf im Mittel 0,6 kg. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad (bezogen auf die indizierte Leistung der Maschine) beträgt daher nach dem Verhältnisse

$$\frac{\text{Wärmewert der geleisteten Arbeit}}{\text{Wärmewert des hierzu verbrauchten Brennstoffes}}$$

0,09 bis 0,1 für die Compound-, beziehungsweise 0,13 bis 0,14 für die Dreifach-Expansionsanlage. Auf die effektive Leistung bezogen ist diese Zahl natürlich im Verhältnis des mechanischen Wirkungsgrades der Maschine kleiner. Bei unseren besten, größten Dampfmaschinenanlagen sind daher pro PS₇-Stunde durchschnittlich 4500 W.E. erforderlich, während der Wärmewert der geleisteten Arbeit nur 634 W.E. beträgt; es gehen somit von dem Wärmewerte des Brennstoffes unter Ausnützung aller Errungenschaften der Neuzeit auf dem Gebiete des Dampfkessel- und Dampfmaschinenbaues noch immer 86 bis 87 Prozent verloren.

97. Versuchsergebnisse. Maschinen ohne Kondensation. Im folgenden sollen nun, wie vorhin bemerkt, einige Resultate, welche an gut ausgeführten Maschinen im Wege sorgfältig durchgeführter Versuche gewonnen wurden, daher gleichsam typisch sind, namhaft gemacht werden.

Über Auspuffmaschinen liegen verhältnismäßig wenig genaue Ver-

suche vor, mit Ausnahme der ausführlichen, von Willans mit seinen einfachwirkenden Schnellläufern durchgeführten Versuchsreihen, auf welche bereits an früherer Stelle hingewiesen wurde. Die von Emery mit den Eincylindermaschinen des Vereinigten-Staaten-Dampfers „Gallatin“ durchgeführten Versuche enthielten einige Versuche ohne Kondensation; der Dampfverbrauch betrug 11,5 kg pro PS_i-Stunde mit Mantelheizung und 13,4 kg ohne Mantelheizung*). Das Expansionsverhältnis war etwas über 4, die Kesselspannung 5 kg/qcm Überdruck. Mit Kondensation und Mantelheizung sank der Dampfkonsum auf 9 kg/qcm. Drei Eincylindermaschinen, mit Corlißschiebern gesteuert, ohne Mantelheizung, ergaben anlässlich einer von J. W. Hill**) durchgeführten Versuchsreihe bei einer Kesselspannung von 6½ kg/qcm, ⅙ Füllung, 95 Touren pro Minute und einer durchschnittlichen Leistung von 140 PS, einen Dampfverbrauch von 11,5 bis 10,6 kg pro PS_i-Stunde ohne Kondensation, beziehungsweise 9,3 bis 8,6 kg mit Kondensation.

Mit einer Corlißmaschine von 500 mm Cylinderdurchmesser und 1100 mm Hub wurden von Delafond***) Versuche hinsichtlich des Dampfverbrauches durchgeführt; dieselben ergaben ohne Kondensation bei einer Kesselspannung von 7,24 kg/qcm Überdruck bei 62 minutlichen Umdrehungen und einer Leistung von 197 resp. 240 PS_i einen Speisewasserverbrauch von 10,0 beziehungsweise 9,6 kg pro PS_i-Stunde entsprechend einem Wärmeverbrauche von 6585 resp. 6335 W.E.

Als Mittelwert des Dampfverbrauches einer guten Eincylinderexpansionsmaschine ohne Kondensation kann daher ein Betrag von 10 bis 11 kg pro PS_i-Stunde angenommen werden.

Es bietet ein gewisses Interesse, diese Werte mit jenen zu vergleichen, welche erforderlich wären, wenn die idealen Bedingungen des § 46, vollständige adiabatische Expansion inbegriffen, erfüllt werden könnten. § 54 Gleichung (8) gibt das Maximum an Arbeit, welches unter diesen Bedingungen von der Gewichtseinheit Dampf geleistet werden kann; diese Gleichung lautet:

$$W = (T_1 - T_2) \left(1 + \frac{I_1}{T_1}\right) - T_2 \log_e \frac{T_1}{T_2}.$$

Für die in dem früheren Beispiele gegebene Kesselspannung von 6½ Atmosphären Überdruck beträgt die Dampftemperatur 166,8° C, somit die absolute Temperatur $T_1 = 439,8^\circ \text{C}$; nachdem der in die Atmosphäre entweichende Dampf eine Temperatur von mindestens 100° C besitzt, ist

*) Siehe Peabodys *Thermodynamics of the Steam-Engine*, S. 272.

**) Ebendasselbst, S. 263.

***) Dinglers *Polyt. Journal*, 1885.

$T_2 = 373^\circ$. Für diese Temperaturen wird $\frac{L_1}{T_1} = \Phi_s - \Phi_w = 1,106$; somit

$$W = (439,8 - 373) (1 + 1,106) - 373 \log_e \frac{439,8}{373} = 78 \text{ W.E.}$$

Um eine Pferdekraft, welche 634 W.E. äquivalent ist, zu erzeugen, sind somit nach dem idealen Kreisprozesse (siehe § 46) $\frac{634}{78} = 8,13$ kg Dampf erforderlich, während die unter gleichen Verhältnissen durchgeführten Versuche einen Dampfverbrauch von 11,5 bis 10,6, im Mittel 11 kg pro PS,-Stunde ergaben.

Legt man dem Vergleiche die vorhin angeführten Mittelwerte des Dampfverbrauches einer guten Eincylindermaschine ohne Kondensation zu Grunde, so ergibt sich für je 1 kg verbrauchten Dampf eine Arbeit äquivalent $\frac{634}{10}$ bis $\frac{634}{11}$ oder 63,4 bis 57,6 W.E., während das theoretische, dem idealen Prozesse entsprechende Äquivalent 78 W.E. beträgt. Das Verhältnis der geleisteten Arbeit zu jener Arbeit, welche die Maschine leisten könnte, wenn keine der in § 94 angeführten Verlustquellen bestehen würde, ergibt sich aus diesen Vergleichen mit 74 bis 80 Prozent. Man nennt dieses Verhältnis den indizierten Wirkungsgrad der Maschine.

Vergleicht man hingegen den Wärmewert der pro kg Dampf im Cylinder geleisteten Arbeit mit der pro kg Dampf aufgenommenen Wärmemenge, dann erhält man den thermischen Wirkungsgrad.

Um diesen bestimmen zu können, muß vorerst eine Annahme hinsichtlich der Speisewassertemperatur getroffen werden. Nimmt man den günstigsten Fall an, daß der ausströmende Dampf von der Temperatur 100°C als Wasser dieser Temperatur gesammelt und in den Kessel zurückbefördert werde, dann ergibt sich die pro kg Dampf aufgenommene Wärme unter Voraussetzung der heute gebräuchlichen Spannungsgrenzen für Eincylinderauspuflmaschinen mit

$$H_1 - h_2 = 657 - 100 = 557 \text{ W.E.}$$

Bei einem Dampfverbrauche von 10 bis 11 kg pro PS,-Stunde ist das Wärmeäquivalent der pro kg Dampf geleisteten Arbeit 63,4 bis 57,6, im Mittel rund 60 W.E. Der thermische Wirkungsgrad beträgt daher

$$\frac{60}{557} = 0,108.$$

Der thermische Wirkungsgrad der idealen Maschine wäre jedoch

$$\frac{78}{557} = 0,140.$$

Daraus ergibt sich ein mittlerer indizierter Wirkungsgrad von

$$\frac{0,108}{0,140} = 0,77.$$

Mit dem Carnotschen Kreisprozeß verglichen würde sich ein idealer thermischer Wirkungsgrad

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{439,8 - 373}{439,8} = 0,152,$$

somit ein indizierter Wirkungsgrad von

$$\frac{0,108}{0,152} = 0,71$$

ergeben.

Eine Einfachexpansionsmaschine ohne Kondensation leistet somit um durchschnittlich 30 Prozent weniger als eine thermodynamisch vollkommene, zwischen denselben Temperaturgrenzen arbeitende ideale Maschine, deren Ausströmdampf unter atmosphärischem Drucke kondensiert und in den Kessel ohne Wärmeverlust zurückgespeist wird.

Die früher erwähnten, von Willans mit Schnellläufern seiner Spezialtype durchgeführten interessanten Versuche umfaßten Versuche sowohl mit Eincylinder- als auch mit Compoundmaschinen ohne Kondensation*).

Mit einer kleinen Eincylindermaschine wurde bei 400 minutlichen Umläufen das günstigste Resultat mit 11,6 kg Dampf pro PS_i-Stunde bei einer mittleren Admissionsspannung von 7,2 kg/qcm absolut und einem Expansionsverhältnis von ungefähr 4½ (ca. 22 Prozent Füllung) erreicht. Höhere Effekte wurden mit Compoundmaschinen bei derselben Umlaufzahl erzielt. Bei einer Kesselspannung von im Mittel 7 kg/qcm Überdruck benötigte die Maschine 10,3 kg Dampf pro PS_i-Stunde. Bei etwas über 9 kg/qcm Kesseldruck sank der Dampfverbrauch auf 9,2 kg, bei 11 kg/qcm auf 8,5 kg. Diese gewiß sehr bemerkenswerten Resultate wurden noch bei einigen Versuchen mit Dreifachexpansion übertroffen; bei 11,7 kg/qcm Kesselüberdruck betrug der Dampfkonsum nur 8,2 kg pro PS_i-Stunde als Mittelwert von drei unabhängigen, sorgfältig durchgeführten Versuchen, sämtlich natürlich ohne Kondensation.

Für dieses letzte Resultat berechnet sich nach der Gleichung für W das Maximum an Arbeit, welches nach dem idealen Prozesse von 1 kg Dampf geleistet werden kann, durch das Wärmeäquivalent $W = 97,7$ W.E. Die Maschine lieferte hingegen pro 1 kg Dampf eine Arbeit äquivalent zu $\frac{634}{8,2} = 77,3$ W.E. Der indizierte Wirkungsgrad beträgt daher 0,79. Alle übrigen bekannt gewordenen Versuche mit niedrigeren Spannungen haben ähnliche Resultate wie die hier mitgeteilten ergeben.

98. Versuchsergebnisse. Maschinen mit Kondensation. Hinsichtlich des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschinen liegt eine

*) Siehe *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. XCIII und XCVI.