Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

Grashof, Franz

Leipzig, 1890

f. Nutzeffect

urn:nbn:de:bsz:31-282943

Visual Library

das Volumen des von der trocknen Luftpumpe für je 1 Kgr. Abdampf anzusaugenden Gemisches

$$v = \frac{\mu}{p - p''} \text{ Liter} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

zu setzen, die Arbeit zur Förderung dieses Gemisches:

$$L_2 = \frac{m}{m-1}\,\mu b\,\frac{p}{p-p''}\left[\left(\frac{1}{p}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] \ldots\ldots\ldots (7)$$

mit etwa $m = \frac{4}{3}$, während für n und L_1 die Gleichungen (1) und (5) nach wie vor gelten. Die Kühlfläche F entspricht jetzt gemäss §. 68, Gl. (2) der Gleichung:

$$\alpha F(t'' - t_0)(t' - t_1) = D(620 - t') \ldots\ldots\ldots (8).$$

Wäre z. B. wie oben

$$t_0 = 15 \qquad t_1 = 29{,}5 \qquad p = 0{,}1\,(t = 46{,}2)$$

und würde $t' = 45$ angenommen, so ergäbe sich aus (8) mit $\alpha = 95$ und $F = 0{,}2$ für $D = 8$:

$$t'' = 30{,}6 \text{ entsprechend } p'' = 0{,}043;$$

damit und mit $\mu = 1{,}8$ aus (6) : $v = 31{,}6$. Die Temperatur t'', mit welcher die Luft von der trocknen Luftpumpe abgesaugt wird, wäre also noch erheblich $> t_0$, doch brauchte immerhin diese Pumpe nur etwa halb so gross zu sein, als eine nasse Luftpumpe ($v = 61$) unter übrigens gleichen Umständen.

f. Nutzeffect.

§. 110. Allgemeine Erörterungen.

Wenn F Quadratcentimeter die dampfberührte Kolbenfläche einer Eincylindermaschine, s Meter der Kolbenhub, c Sekundenmeter die mittlere Kolbengeschwindigkeit, p_i Kilogramm für 1 Quadratcentimeter die mittlere indicirte Dampfspannung bedeuten, so sind (§. 92) die indicirte Arbeit L_i für einen Hub in Meterkilogramm und der indicirte Effect N_i in Pferdestärken:

$$L_i = F s p_i \text{ und } N_i = \frac{F c p_i}{75} \ldots\ldots\ldots\ldots (1).$$

Dieselben Ausdrücke (F, s, c auf den Niederdruckcylinder bezogen) gelten für eine Mehrcylindermaschine, wenn p_i entsprechend bestimmt wird, insbesondere z. B. gemäss §. 98 für eine Zweicylindermaschine.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Die Nutzarbeit für einen Hub $= L_n$ und die Nutzpferdestärke $= N_n$, welche von der Kurbel- und Schwungradwelle an die zu treibenden Arbeitsmaschinen, bezw. zunächst an eine sich anschliessende Transmission übertragen werden, sind wegen der Nebenwiderstände der Maschine kleiner. Die diesen Widerständen entsprechende Arbeit ist theils Reibungsarbeit der Maschine, worin auch Arbeitsverluste durch Stösse, Luftwiderstand und die verhältnissmässig kleine Betriebsarbeit zur Kesselspeisung einbegriffen seien, theils ev. die Betriebsarbeit des Condensators. Die Reibungsarbeit kann unterschieden werden als Arbeit der leer gehenden Maschine, welche der letzteren mit Schwungradwelle an und für sich eigenthümlich ist, indem sie vom Dampfe geleistet werden müsste, um nach Abkupplung der Transmission und ev. nach Abstellung des Condensators den Leergang der Maschine mit unveränderter Geschwindigkeit zu ermöglichen, und als zusätzliche Reibungsarbeit, herrührend von der Vergrösserung des Drucks in den Berührungsflächen der relativ bewegten Maschinentheile infolge grösserer Anstrengung der arbeitenden im Vergleich mit der leer gehenden Maschine. Sind dann also die Arbeit der leer gehenden Maschine und die Betriebsarbeit des Condensators für einen Dampfkolbenhub bezw.

$$L_m = Fsp_m \quad \text{und} \quad L_c = Fsp_c \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

und wird die zusätzliche Reibungsarbeit der Nutzarbeit proportional gesetzt $= \mu L_n$ für einen Hub, unter μ den sogenannten Coefficienten der zusätzlichen Reibung verstanden, so ist:

$$L_n = L_i - L_m - \mu L_n - L_c = \frac{L_i - L_m - L_c}{1 + \mu},$$

also, wenn

$$L_n = Fsp_n, \quad \text{somit} \quad N_n = \frac{Fcp_n}{75} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

gesetzt wird, gemäss (1), (2), (3):

$$p_n = \frac{p_i - p_m - p_c}{1 + \mu} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

und der Wirkungsgrad (als indicirter Wirkungsgrad im §. 62 mit η_i bezeichnet):

$$\eta = \frac{L_n}{L_i} = \frac{N_n}{N_i} = \frac{p_n}{p_i} = \frac{1}{1+\mu}\left(1 - \frac{p_m + p_c}{p_i}\right) \ldots\ldots (5).$$

Unter den Reibungen ist diejenige der Schwungradwelle gewöhnlich von vorwiegender Bedeutung, und da sie sich ausserdem zuverlässiger schätzen lässt, als die übrigen Nebenwiderstände, werde ihre Arbeit für einen Hub $= L_w = Fsp_w$ als Bestandtheil von L_m besonders berechnet;

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

der andere Bestandtheil $= L_r = Fsp_r$, die Reibungsarbeiten von Kolben, Kolbenstange, Kurbelmechanismus und Steuerungstheilen nebst den oben erwähnten nebensächlichen Widerstandsarbeiten enthaltend, ist auf summarische erfahrungsmässige Schätzung angewiesen. Entsprechend

$$L_m = L_w + L_r \text{ wird also } p_m = p_w + p_r \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

gesetzt. Ist nun

G Kgr. das Gewicht des Schwungrades mit zugehöriger Welle,

d_1 Mtr. der Durchmesser dieser Welle in ihren Lagern,

ϱ der betreffende Reibungscoefficient,

d Mtr. der lichte Durchmesser des Cylinders, ev. des Niederdruckcylinders, so ist

$$L_w = \varrho G \frac{\pi d_1}{2} = Fsp_w = \frac{\pi (100\, d)^2}{4} s p_w$$

$$p_w = \frac{2\varrho}{10000} \frac{G d_1}{d^2 s} \quad \ldots\ldots\ldots (7).$$

Nun kann p_m aus Indicatordiagrammen, die beim Leergange abgenommen wurden, bestimmt werden; die Subtraction von p_w, nach Gl. (7) berechnet, wobei meistens $\varrho = 0{,}06$ bis $0{,}08$ zu setzen sein wird, liefert dann p_r. Auf solche Weise ergiebt sich aus Versuchen von J. Völckers* mit 6 verschiedenen Eincylindermaschinen von $d = 0{,}28$ bis $0{,}54$ Mtr. Cylinderdurchmesser, wenn p_r umgekehrt proportional d (die ganze auf den Kolben reducirte betreffende Reibung Fp_r proportional d) angenommen wird, ungefähr:

$$p_r = \frac{0{,}023}{d} \quad \ldots\ldots\ldots (8).$$

Für eine Zweicylindermaschine mit dem Durchmesser d' des Hochdruckcylinders und dem Verhältnisse v der Hubvolumina von Niederdruck- und Hochdruckcylinder könnte dann unter der Voraussetzung, dass von jenem p_r der Theil ap_r von den unmittelbar zum Cylinder gehörigen bewegten Theilen herrührt, gesetzt werden:

$$p_r = 0{,}023 \left(\frac{1}{d} + \frac{a}{v d}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (9).$$

Die Ausdrücke (7)—(9) sind als Anhalt zur Annahme von $p_m = p_w + p_r$ für eine erst zu entwerfende Maschine verwendbar, während p_c gemäss §§. 106—109 veranschlagt werden kann. Für verschiedene Fälle wurde nämlich die dort mit L bezeichnete Betriebsarbeit des Condensators für je 1 Kgr. Abdampf berechnet; ist also D_1 der durchschnittliche Dampf-

* „Der Indicator", als zweite Auflage erweitert von R. Ziebarth.

verbrauch der Maschine für einen einfachen Kolbenhub, so ist die oben (Gl. 2) mit L_c bezeichnete Arbeit:

$$L_c = Fsp_c = LD_1 \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (10),$$

wodurch p_c bestimmt ist.

Was endlich den Coefficienten μ der zusätzlichen Reibung betrifft, so ist er aus Gl. (5) zu bestimmen, wenn p_i durch Indicator-, p_n durch Bremsversuche ermittelt worden ist, ausserdem $p_m + p_c$ durch Indicirung der ev. bei möglichst vollem Betriebe des Condensators übrigens leer gehenden Maschine. Dieser Coefficient wird sehr verschieden, etwa zwischen 0,06 und 0,15 liegend gefunden; um so kleiner, je grösser, je besser ausgeführt und unterhalten die Maschine ist, im Allgemeinen auch etwas kleiner bei den einfacheren Ein-, als bei Zwei- und Mehrcylindermaschinen.

§. 111. Empirische Formeln.

Indem die Berechnung von p_m und p_c gemäss vorigem Paragraph auf verschiedenen unsicheren Annahmen beruht und gleichwohl die Kenntniss einer grösseren Zahl von Elementen erfordert, werden gewöhnlich empirische Formeln dazu benutzt, durch welche jene Grössen als Functionen weniger Elemente angenähert ausgedrückt sind, insbesondere des Cylinderdurchmessers (bei Condensationsmaschinen des Niederdruckcylinderdurchmessers) $= d$ Mtr. und der Spannung $= p$ Atm. (Kgr. für 1 Quadratcentimeter), womit der Dampf in die Maschine einströmt, für welche wenigstens die letztere hinsichtlich der Stärke ihrer Theile gebaut ist. Insbesondere setzt Hrabák* auf Grund von vergleichenden Rechnungen und eigenen Versuchen, sowie unter der Voraussetzung, dass namentlich in Betreff des Schwungradgewichtes keine ungewöhnlichen Verhältnisse vorliegen, für Auspuffmaschinen:

$$p_m = 0{,}042\,\sqrt{p} + \frac{0{,}025}{d} \ldots \ldots \ldots \ldots (1),$$

für Condensationsmaschinen:

$$p_m + p_c = 0{,}025 + 0{,}05\,\sqrt{p} + \frac{0{,}045}{d} \ldots \ldots \ldots (2).$$

Zwischen Ein- und Zweicylindermaschinen ist hier nicht unterschieden, indem für letztere zwar p_r (§. 110) grösser, aber p_w kleiner ist wegen geringerer Schwere des Schwungrades unter sonst gleichen Umständen.

* Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker, S. 96 der theoretischen Beilage.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

Den Coefficienten der zusätzlichen Reibung setzt Hrabák mit geflissentlich reichlicher Schätzung bei Eincylindermaschinen:

$$\mu = \frac{0,11}{d+0,4} \text{ für } d < 1, \quad \mu = \frac{0,6}{d+6,6} \text{ für } d > 1 \quad \ldots (3),$$

bei Zweicylindermaschinen:

$$\mu = \frac{0,11}{d+0,31} \text{ für } d < 1, \quad \mu = \frac{0,92}{d+10} \text{ für } d > 1 \quad \ldots (4).$$

R. R. Werner* setzt durchschnittlich für Eincylindermaschinen ohne oder mit Condensation:

$$p_m = \frac{0,1}{0,12+d} \text{ und } \mu = 0,1 \quad \ldots\ldots\ldots (5)$$

$$\text{bezw. } p_m + p_e = \frac{0,13}{0,12+d} \text{ und } \mu = 0,11 \quad \ldots\ldots\ldots (6).$$

Durch diese Gleichungen wird übrigens der mit d wachsenden Maschinengrösse ein ohne Zweifel allzu erheblicher Einfluss auf p_m zugeschrieben und letztere Grösse für kleine Maschinen übermässig gross gesetzt; es wäre z. B. für Auspuffmaschinen mit $p = 5$ Atm. Einströmungspannung und

	$d = 0,25$	0,5	0,75 Mtr.
nach Gl. (1):	$p_m = 0,19$	0,14	0,13 Atm.
nach Gl. (5):	$p_m = 0,27$	0,16	0,11 „

Auf Grund amerikanischer von R. H. Thurston besprochener Versuche mit schnell laufenden Auspuffmaschinen setzte Werner auch später**:

$$p_m = \frac{0,08}{0,26+d} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7),$$

z. B.	$= 0,16$	0,11	0,08
für	$d = 0,25$	0,5	0,75.

Der Coefficient μ dürfte umgekehrt nach den Formeln von Hrabák mit abnehmender Maschinengrösse übermässig wachsen. Nach (3) wäre z. B.

für $d = 0,25$	0,5	0,75
$\mu = 0,17$	0,12	0,1;

wogegen Werner aus den erwähnten amerikanischen Versuchen, bei welchen d nur $= 0,17$ bis 0,23 Mtr. war, sogar auf $\mu = 0,08$ im Mittel schliessen zu dürfen glaubte. Eine grosse Zuverlässigkeit können somit diese durchschnittlichen Zahlenwerthe und einfachen empirischen Formeln nicht in Anspruch nehmen. —

Handelt es sich um die Berechnung einer zu entwerfenden Dampf-

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1884, S. 353.

** Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1887, S. 346.

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg

maschine für eine gegebene Nutzpferdestärke N_n, sowie für angenommene Werthe der mittleren Kolbengeschwindigkeit c und der zur Bestimmung von p_i dienenden Elemente (Einströmungsspannung, Füllungsgrad u. s. w.), so müsste vor Allem die Gleichung (3) im vorigen Paragraph:

$$75\, N_n = F c p_n$$

zur Bestimmung von F, also von d benutzt werden. Indem aber die mittlere Nutzspannung

$$p_n = \frac{p_i - p_m - p_e}{1 + \mu}$$

sich aus p_i gemäss den erwähnten empirischen Formeln erst mit Hülfe des eben gesuchten Cylinderdurchmessers d bestimmen liesse, ist es in solchen Fällen nöthig, für das Verhältniss $p_n : p_i = \eta$ vorläufig einen angenäherten Werth anzunehmen, der durch gegebene Grössen, vor Allem durch N_n, ausserdem etwa durch die angenommene mittlere Kolbengeschwindigkeit c bestimmt ist. Vielfach ist dazu eine empirische Formel von der Art

$$\eta = \frac{N_n + A}{N_n + B} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

benutzt worden, indem die Constanten A und B ($A < B$) für verschiedene Maschinengattungen erfahrungsmässig oder durch vergleichende Rechnungen bestimmt wurden. Indessen hebt Hrabák mit Recht hervor, dass es ein Mangel dieser Formel sei, für dieselbe Maschine einen um so grösseren Wirkungsgrad zu ergeben, mit je grösserer Geschwindigkeit sie arbeitet, weil in gleichem Verhältnisse dann N_n grösser wird. Er schlägt deshalb vor, besser

$$\eta = \frac{\frac{N_n}{c} + a}{\frac{N_n}{c} + b} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

$$\text{oder einfacher } \eta = \alpha + \beta \frac{N_n}{c} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

zu setzen, wonach gemäss obigem Ausdrucke von N_n auch η proportional $F p_n$ zunehmen würde. Dabei sind aber die Constanten a, b bezw. α, β angemessener Weise verschieden zu wählen für verschiedene Grenzen, zwischen welchen $\frac{N_n}{c}$ enthalten, so dass es einfacher ist, die Werthe von η einer so entstandenen Tabelle zu entnehmen, wie sie von Hrabák in seinem erwähnten Tabellenwerke (S. 134 der theoretischen Beilage) für Auspuffmaschinen und für Condensationsmaschinen mit einem oder mit zwei Cylindern unter Voraussetzung meist gebräuchlicher Füllungen mitgetheilt werden. Diesen Tabellen sind beispielsweise die folgenden Werthe entnommen:

$\frac{N_n}{c} =$ 5	10	20	50	100	200
$\eta_1 =$ 0,72	0,75	0,78	0,82	0,84	0,86
$\eta_2 =$ 0,68	0,71	0,75	0,79	0,82	0,84
$\eta_3 =$ —	0,68	0,72	0,77	0,79	0,81

$\eta_1 = \eta$ für Auspuffmaschinen,
$\eta_2 = \eta$ für Condensationsmaschinen mit einem Cylinder,
$\eta_3 = \eta$ für Condensationsmaschinen mit zwei Cylindern.

g. Dampfverbrauch.

§. 112. Nutzbarer Dampfverbrauch und Uebersicht der Dampfverluste.

Die Dampfmenge $= D$ Kgr., welche eine Dampfmaschine zu ihrem Betriebe stündlich verbraucht, kann aus 3 Theilen A, B, C zusammengesetzt betrachtet werden, welche mit Hrabák bezw. als nutzbarer Dampfverbrauch, als Abkühlungsverlust und als Dampflässigkeitsverlust bezeichnet seien.

Was zunächst den für einen Hub nutzbaren Dampfverbrauch $= A_1$ betrifft, welcher bei einer Hublänge $= s$ Mtr. und mittleren Kolbengeschwindigkeit $= c$ Sek. Mtr. zu A in der Beziehung steht:

$$\frac{A}{A_1} = \frac{3600\,c}{s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (1),$$

so sind dafür ausser den betreffenden Dampfspannungen die Abmessungen des Cylinders, bei Mehrcylindermaschinen die des Hochdruckcylinders massgebend. Ist m der Coefficient seines schädlichen Raums, F die vorläufig in Quadratmtr. ausgedrückte dampfberührte Kolbenfläche und s_1 Mtr. der Kolbenweg während der Einströmung, so ist der zu Ende der letzteren hinter dem Kolben vom Dampfe eingenommene Raum

$$= F(s_1 + ms) \text{ Cubikmtr.}$$

und die Spannung in demselben etwas kleiner, als die mittlere Hinterdampfspannung p_1 bei der Einströmung. Wird aber gleichwohl das entsprechende specifische Dampfgewicht $= \gamma_1$ gesetzt = dem Gewichte in Kgr. eines Cubikmeters gesättigten Dampfes von der Spannung p_1, um dem durchschnittlichen Wassergehalt dieses Dampfes einigermassen Rechnung zu tragen, so wäre

BLB BADISCHE LANDESBIBLIOTHEK Baden-Württemberg