

$T - t$  (s. Fig. 23) stellt die übertragene Kraft  $P$  dar,  $N_1 - N_2$  ist der vertikale Druck auf die Achse der Rolle  $e$  infolge des Riemenzuges. Bezeichnet  $F$  die an derselben Achse wirkende äußere Gegenkraft, so gilt:

$$F = 2 \cdot P \cdot \sin \alpha.$$

$F$  ist die Differenz aus der in der Feder wirkenden Kraft und dem auf den Angriffspunkt der Feder reduzierten Gewicht von  $Z$ . Weiter ist:

$$P = \frac{F}{2 \cdot \sin \alpha},$$

und da  $\frac{1}{2 \cdot \sin \alpha}$  für den Apparat eine Konstante ist, die wir  $a$  nennen wollen, so folgt:

$$P = a \cdot F.$$

Erwähnt seien hier noch die Transmissions-Dynamometer von Fischinger und Rateau. Bei ersterem kommen zur Bestimmung der übertragenen Leistung Belastungen an Hebelgetrieben in Frage, während bei dem letzteren an einer Skala ablesbare Federspannungen die übertragene Kraft angeben.

### Erstes Beispiel.

#### Prüfung an einer Ventildampfmaschine der Firma Beck & Rosenbaum.

Die in Frage stehende Maschine wurde nach einjährigem Betriebe vom Verfasser untersucht. Dieselbe diente zum Betriebe einer Eismaschine, einer Dynamomaschine für die elektrische Beleuchtung und einiger kleinerer Maschinen. Die Maschine war mit Dampfmantel versehen und arbeitete ohne Kondensation.

a) Die Zylinderdaten sind:

Zylinderdurchmesser . . . . .	375 mm,
Kolbenhub . . . . .	750 "

Durchmesser der zu beiden Seiten durchgehenden Kolbenstange 50 mm, schädlicher Raum zu beiden Seiten je 4,2 Proz.

Die Untersuchung sollte sich auf folgende Fragen erstrecken:

1. Wie groß ist die mittlere indizierte Leistung?
2. Wie groß ist der dabei stattfindende Speisewasserverbrauch pro Stunde und indizierte Pferdestärke?
3. Wie groß ist der indizierte Dampfverbrauch pro Stunde und Pferdestärke?
4. Wie groß ist der Dampfverlust in Prozenten des Dampfverbrauches?
5. Auf Bestimmung des Dampfverbrauches nach der Krause'schen Formel und den Regnault'schen und Fliegnerschen Angaben

zur Kontrolle des experimentell und rechnerisch bestimmten Wertes unter 3.

b) Beschreibung der Versuche:

Der Versuch, der sich auf Indizieren, Messung der Tourenzahl und Bestimmung der Speisewassermenge erstreckte, dauerte fünf Stunden. Sowohl die Aufnahme der Indikatordiagramme wie die Messung der Tourenzahl an einem fortlaufend registrierenden Tourenzähler erfolgte von 10 zu 10 Minuten. Die Diagramme wurden an beiden Zylinderseiten aufgenommen. Wie zu erwarten, war der Unterschied in der Größe der beiderseitigen Diagramme vermöge der Gleichheit der effektiven Kolbenflächen jeweils gering und somit eine getrennte Berechnung der beiderseitigen Leistungen nicht erforderlich. Die unten zahlenmäßig gegebenen Diagrammflächen stellen jeweils die Mittelpunkte dar. Die Bewegung des Indikatorpapierzylinders wurde durch eine Gegenkurbel, die am Kurbelzapfen angebracht war, bewirkt; dieselbe war mit kurzer Pleuelstange versehen derart, daß die Kolbenbewegung kinematisch genau übertragen wurde; letzteres wurde vor dem Versuche dadurch konstatiert, daß die beiden Mittelstellungen des Kreuzkopfes für vorwärts und rückwärts gehenden Kolben denselben Punkt des Diagrammes und zwar den Mittelpunkt der atmosphärischen Linie ergaben.

Der Dampfverbrauch wurde durch Messung des Speisewassers bestimmt, wozu ein schmiedeeisernes Reservoir von rechteckiger Grundform verwendet werden konnte. Geringe Undichtigkeiten der Speisepumpe konnten durch Auffangen und Messen des Verlustwassers berücksichtigt werden.

Der Dampfdruck im Kessel wurde an einem Kontrollmanometer abgelesen.

Der Barometerstand betrug während des Versuches 750 mm Hg oder 1,02 kg/qcm.

c) Gemessene Werte und Ausrechnung.

Ad 1. — Die Diagramme, 31 an der Zahl, ergaben nach Planimetrierung folgende Flächeninhalte:

1. 1495 qmm	12. 1405 qmm	23. 1240 qmm
2. 1425 "	13. 1545 "	24. 1215 "
3. 1330 "	14. 1570 "	25. 1205 "
4. 1305 "	15. 1435 "	26. 1220 "
5. 1430 "	16. 1410 "	27. 1255 "
6. 1468 "	17. 1370 "	28. 1240 "
7. 1550 "	18. 1390 "	29. 1205 "
8. 1420 "	19. 1330 "	30. 1340 "
9. 1525 "	20. 1237 "	31. 1350 "
10. 1425 "	21. 1205 "	Sa. = 42205 qmm
11. 1435 "	22. 1230 "	

Die Länge war bei allen Diagrammen ziemlich genau

$$l = 69 \text{ mm.}$$

Der mittlere indizierte Druck aus sämtlichen Diagrammen ergibt sich aus der Summe der Diagramminhalte 42 205 qmm, der Zahl der Diagramme 31 und der Länge 69 mm als

$$(p_i) = \frac{42\,205}{69 \cdot 31} = 19,72 \text{ mm (s. S. 34 u. f.),}$$

oder in Kilogramm-Quadratcentimeter ausgedrückt, da der Diagrammmaßstab 10 mm = 1 kg/qcm ist, zu

$$p_i = 1,972 \text{ kg/qcm.}$$

Die indizierte Dampfmaschinenleistung betrug nach Formel (6) und (7), s. S. 25 u. f.:

$$N_i = 4,444 \cdot p_i \cdot O \cdot n \cdot s.$$

Die einzusetzenden Werte sind:  $O = \frac{\pi}{4} \cdot (0,375^2 - 0,050^2) = 0,10848 \text{ qm}$ ; Gesamtumdrehungszahl in fünf Stunden laut Angabe des Zählers = 19 990, Touren pro Minute  $n = 19\,990 : 300 = 66,6$ .

Somit:

$$N_i = 4,444 \cdot 1,972 \cdot 0,10848 \cdot 66,6 \cdot 0,75 = 47,5 \text{ PS}_i.$$

Aus sämtlichen Diagrammen als Mittelwert berechnet ergaben sich folgende Werte für die Spannungen:

Mittlere Endspannung: 0,36 kg/qcm Überdruck;

oder, da der atmosphärische Druck 1,02 kg/qcm betrug, absolut:

$$p_2 = 0,36 + 1,02 = 1,38 \text{ kg/qcm,}$$

der mittlere Kompressionsdruck:

$$p_1 = 3,22 + 1,02 = 4,24 \text{ kg/qcm,}$$

der mittlere Admissionsdruck:

$$p_a : 5,6 + 1,02 = 6,62 \text{ kg/qcm,}$$

die mittlere Dampfspannung im Kessel:

$$p_k : 6,07 + 1,02 = 7,09 \text{ kg/qcm.}$$

Ad 2. — Die Grundfläche des Speisewasserbehälters betrug 2,204 m  $\times$  3 m, d. h. (mit Rücksicht auf die Abrundung der Kanten) 6,59 qm. Die Gesamtsenkung des Wasserspiegels während des Versuches war 478 mm.

Die mittlere Speisewassertemperatur ergab sich aus nachstehenden Messungen:

9	Uhr 15'	. . . . .	68° C
10	" 15'	. . . . .	76 "
11	" 20'	. . . . .	78 "
12	" 15'	. . . . .	74 "
1	" —	. . . . .	75 "
2	" —	. . . . .	78 "
Im Mittel . . .			75° C

Bei 75° C ist das Volumen von 1 kg Wasser 1026 cbcm = 0,001026 cbm.

Das Volumen des verbrauchten Wassers war nach obigem:

$$6,59 \times 0,478 = 3,15 \text{ cbm.}$$

Das Gewicht desselben:

$$\frac{3,15}{0,001026} = 3070 \text{ kg.}$$

Davon ist das Speisewasser, das aus der Speisepumpe durch Undichtheit verloren ging, im Betrage von 42,4 kg abzuziehen.

Somit war der effektive Speisewasserverbrauch:

$$3070 - 42,4 = 3027,6 \text{ kg in fünf Stunden,}$$

oder pro Stunde und indizierte Pferdekraft (PS<sub>i</sub>):

$$\frac{3027,6}{5 \cdot 47,5} = 12,75 \text{ kg.}$$

Ad 3. — Der indizierte Dampfverbrauch berechnet sich nach der auf S. 28 gegebenen Formel (13):

$$\frac{D_i}{N_i} = \frac{27}{p_i} \cdot \{(1 + m) \cdot \gamma_2 - m \cdot \gamma_1\}.$$

Der Koeffizient des schädlichen Raumes ist, wie schon erwähnt,  $m = 0,042$ . Das spezifische Gewicht des Dampfes bei der Endkompressionsspannung 1,38 kg/qcm bzw. bei der Endkompressionsspannung 4,24 kg/qcm ist nach den Fliegnerschen Tabellen:

$$\gamma_2 = 0,788$$

$$\text{bzw. } \gamma_1 = 2,260.$$

Mit Einsetzung dieser Werte erhält man die pro Stunde und indizierte Pferdekraft verbrauchte Dampfmenge zu:

$$\frac{D_i}{N_i} = \frac{27}{1,972} \cdot \{(1,042) \cdot 0,788 - 0,042 \cdot 2,260\} = 9,94 \text{ kg.}$$

(Bei Anwendung der Groveschen Korrektur, Formel (15), S. 29, erhält man einen wirklichen Dampfverbrauch von 13,1 kg.)

Ad 4. — Wir fanden den Verbrauch von Speisewasser pro Stunde und indizierte Pferdekraft durch Messung zu 12,75 kg und aus den Diagrammen zu 9,94 kg. Daraus ergibt sich der Dampfverlust zu:

$$17,75 - 9,94 = 2,81 \text{ kg,}$$

oder — in Prozenten des nutzbaren Dampfes ausgedrückt — zu:

$$\left( \frac{2,81}{9,94} \cdot 100 = \right) 28,3 \text{ Proz.}$$

Ad 5. — Nach der Krauseschen Formel (22), S. 30 sind für eine indizierte Pferdekraftstunde an Wärme in Dampf aufzuwenden:

$$630 + 9780 \frac{p_2}{p_1} \text{ Kal.}$$

Setzt man für  $p_2$  und  $p_i$  die oben angegebenen Werte ein, so ergibt sich:

$$630 + 9780 \frac{1,38}{1,972} = 7470 \text{ Kal.}$$

Aus diesem erforderlichen Wärmeaufwand und der in einem Kilogramm Dampf enthaltenen Gesamtwärme findet man die erforderliche Dampfmenge pro indizierte Pferdekraft und Stunde. Die Gesamtwärme des Dampfes von der Admissionsspannung 6,62 kg/qcm setzt sich zusammen aus [s. Formeln (18), (19), (20), (21), S. 30]:

der Flüssigkeitswärme . . . . .	$q = 163,6$	Kal.
der inneren Verdampfungswärme . . . . .	$q = 447,8$	"
und der äußeren Verdampfungswärme $A.p.u =$	$44,9$	"

Daher Gesamtwärme rd. 656 Kal.

Demnach berechnet sich ein Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft und Stunde von

$$\frac{7470}{656} = 11,40 \text{ kg.}$$

Zu dem so gefundenen Werte für den Dampfverbrauch rechnet man meist noch einen Zuschlag von etwa 10 Proz.; alsdann erhält man 12,5 kg Dampf. Dieser Wert stimmt recht gut mit dem sub 2 bzw. 3 gefundenen Werte von 12,75 bzw. 13,1 kg überein.

## Zweites Beispiel.

### Leistungsversuch an einer Hochdrucklokomobile <sup>1)</sup> der Maschinenfabrik „Badenia“ vorm. Wm. Platz Söhne A.-G., Weinheim.

#### I. Hauptabmessungen der Maschine.

Zylinderdurchmesser 280 mm.

Kolbenhub 360 mm.

Durchmesser der Kolbenstange (einseitig) 42 mm.

Heizfläche 27,55 qm.

Rostfläche 0,66 qm.

#### II. Versuche.

Es sollten ermittelt werden:

Wirkungsgrad, somit effektive und indizierte Leistung der Maschine bei normaler Belastung, sowie Kohlen- und Speisewasserverbrauch.

Die Feststellung der effektiven Leistung geschah durch Bremsung; hierzu kam eine auf der Kurbelwelle befestigte Scheibe mit Bremsband in Anwendung.

<sup>1)</sup> Aus einem Abnahmebericht des großherzogl. Baurats Pöhlmann entnommen.