

Formel die mittlere Länge dieser Ordinaten bestimmt. Die Längen der einzelnen Ordinaten werden entweder durch die den Indikatoren beigegebenen Maßstäbe oder durch einen gewöhnlichen Maßstab gemessen; im letzteren Falle muß die gefundene mittlere Ordinatenlänge noch mit der Skalanummer der benützten Indikatorfeder multipliziert werden.

Sei p_m dieser mittlere wirksame Vorderdampfdruck, p_m' der mittlere wirksame Dampfdruck auf der anderen Kolbenseite in kg/qcm, a und a' die korrespondierende wirksame Kolbenfläche in qcm, ferner l in Metern die Länge des Kolbenhubes, dann ist die pro Doppelhub beziehungsweise pro Umdrehung der Kurbel geleistete indizierte Arbeit

$$l(p_m a + p_m' a') \text{ kgm};$$

die bei n Umdrehungen in der Minute geleistete Arbeit

$$nl(p_m a + p_m' a') \text{ kgm};$$

endlich die sekundliche Arbeit in PS_i ausgedrückt

$$N_i = \frac{nl(p_m a + p_m' a')}{60 \times 75}.$$

Gewöhnlich sind a und a' nahezu gleich, namentlich bei Maschinen mit durchgehender Kolbenstange; man kann daher an Stelle des Klammerausdruckes das Mittel dieser Werte $\left(\frac{a + a'}{2}\right)$ mit $(p_m + p_m')$ multiplizieren. Hat man viele Diagramme einer Maschine zu berechnen, dann empfiehlt es sich, den Ausdruck $\frac{l(a + a')}{2 \times 4500}$ als einen konstant bleibenden Faktor zu rechnen und denselben für jedes Diagrammpaar mit $n(p_m + p_m')$ zu multiplizieren, um die indizierte Leistung zu ermitteln.

106. Beispiele von Indikator diagrammen. Fig. 54 zeigt ein Paar Indikator diagramme einer Eincylinder-Corlißkondensationsmaschine

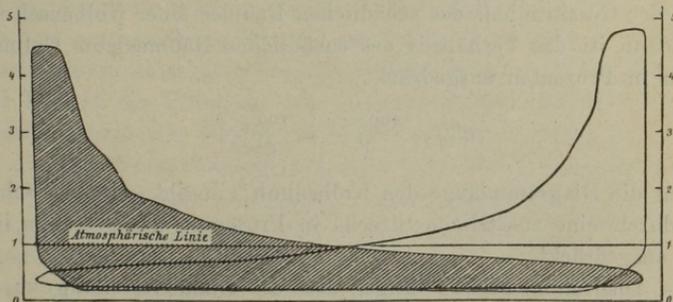


Fig. 54. Indikator diagramme einer Corlißmaschine.

kleiner Füllung und geringer Admisionsspannung. Die Dampfdrücke sind in kg/qcm eingetragen. In diesen Diagrammen sowie in allen folgenden

ist die Linie des absoluten Vakuums sowie die dem schädlichen Raume entsprechenden Grenzordinaten eingezeichnet.

Die Vakuumlinie würde der Indikator schreiben, wenn unter dem Kolben absolutes Vakuum bestünde. Der Abstand dieser Linie von der Atmosphärenlinie, zu der sie vollkommen parallel verläuft, ist das Maß des Druckes der Atmosphäre zur Zeit der Beobachtung. Nachdem der Barometerstand an verschiedenen Orten und zu verschiedenen Zeiten ein anderer ist, so wird bei ein und derselben Feder die Lage des absoluten Vakuums sich ändern.

Für einen Barometerstand von 76 cm (28,075 Pariser oder 29,92 englische Zoll) beträgt der Druck einer Atmosphäre 1,033 kg/qcm (14,696 englische Pfund pro Quadratzoll). Ändert sich der Barometerstand, so ist für genaue Untersuchungen die Korrektur des Vakuums nötig.

Für das Maß des Vakuums gilt stets die effektive Atmosphäre, während für den Überdruck die neue Atmosphäre d. i. 1 kg auf 1 qcm angenommen wird; eine neue Atmosphäre ist gleich 0,968 alten Atmosphären (14,223 englische Pfund pro Quadratzoll).

In nahezu allen praktischen Fällen werden jedoch die Differenzen des Vakuums bei geändertem Barometerstande ungemein klein und können zumeist vernachlässigt werden, namentlich wenn man berücksichtigt, daß in der Regel der Barometerstand etwas geringer als 76 cm, die alte Atmosphäre hingegen größer als die neue ist; es tritt also von selbst ein gewisser Ausgleich ein.

Sei d der Durchmesser des Cylinders der zu untersuchenden Maschine, δ der Durchmesser der Kolbenstange, s der Kolbenhub, in beliebigem Maßstabe gemessen, dann ist die wirksame Kolbenfläche $f = \frac{\pi}{4} (d^2 - \delta^2)$ Quadrateinheiten und das Cylinderhubvolumen $V = f \times s$ Kubikeinheiten. Betrage der Gesamtinhalt des schädlichen Raumes einer Kolbenseite v Einheiten, dann ist das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Cylinderhubvolumen in Prozenten ausgedrückt

$$\sigma\% = \frac{100 \times v}{V} = \frac{100 \times v}{f \times s}.$$

Nachdem die Diagrammlänge den Kolbenhub s angibt, wird der schädliche Raum durch eine zusätzliche Strecke in Prozenten dieser Länge im Diagramm ausgedrückt.

Das Diagramm Fig. 54 zeigt, daß die Dampfverteilung zu beiden Cylinderseiten ziemlich gleichförmig war; die Kompression würde vorteilhafterweise zu vergrößern sein. Zeichnet man durch den Anfangspunkt der Expansion unter Annahme eines normalen Feuchtigkeitsgehaltes eine Adiabate, dann sieht man, daß die Expansionslinie des Indikator-

grammes anfänglich unter der Adiabate liegt, sich jedoch später über dieselbe erhebt als Folge der eingetretenen Wiederverdampfung des Kondensates (§ 83).

Figg. 55 und 56 mögen als Beispiel der Indikatordiagramme einer

kleineren Compoundmaschine mit Schiebersteuerung dienen; Fig. 55 gibt die Diagramme des Hochdruck-, Fig. 56 jene des Niederdruckcyinders. Die Diagramme zeigen, daß diese Maschine hinsichtlich der Dampfverteilung in jeder Beziehung gut funktionierte; der Übergang aus der Admissionslinie in die Expansionslinie ist genügend scharf, der Beginn der Ausströmung und Kompression ist deutlich

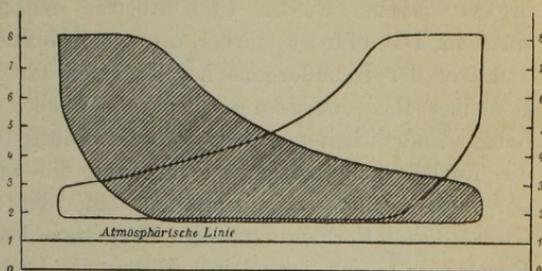


Fig. 55.

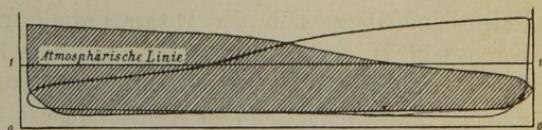


Fig. 56.

markiert, die Ausströmung erfolgt frei ohne merkbare Drosselung. Andere Beispiele von Compoundmaschinen werden an späterer Stelle besprochen werden.

Was den Verlauf der einzelnen Linien eines guten Indikatordiagrammes betrifft, so soll die die Dampfeinströmung darstellende Linie, die sogenannte Einströmlinie, nahezu vertikal verlaufen, da die Eröffnung des Dampfeinlasses meist in der Nähe des toten Punktes und zwar vor demselben beginnt. Nach-einströmung kann im Systeme der Steuerung oder aber in schlecht unterhaltenen und ausgelaufenen Steuerungen durch toten Gang in den Bolzen, Scharnieren oder in fehlerhafter Dampfverteilung überhaupt ihren Grund haben.

Der Verlauf der Füllungs- oder Admissionslinie soll möglichst horizontal sein, damit der Dampf mit seiner vollen Spannung gegen den Kolben drücke; häufig fällt jedoch diese Linie mehr oder minder stark ab. Die Ursache dieser Erscheinung ist Drosselung des Dampfes infolge zu geringer Durchgangsquerschnitte bei gegebenem Cylinderdurchmesser und gegebener Kolbengeschwindigkeit.

Der Verlauf der Expansionslinie verglichen mit der Adiabate gesättigten Dampfes wurde bereits früher mit einigen Worten erörtert. Den tatsächlichen Verhältnissen des in einem Dampfzylinder expandierenden Dampfes liegt die isothermische Kurve konstanter Temperatur näher als die Adiabate, und da sich diese sehr leicht konstruieren läßt, so wird sehr

häufig das Studium der Expansionslinie des Indikatorgrammes unter Zugrundelegung der Mariotte vorgenommen.

Aus dem Verlaufe der wirklichen Expansionslinie gegenüber der isothermischen Kurve läßt sich ein Schluß auf das Dichtsein der Steuerorgane ziehen. Finden Undichtheiten der Ausströmorgane statt, dann sinkt der Dampfdruck stärker, als der theoretischen Linie entspricht. Undichtheit der Einlaßorgane hat hingegen zur Folge, daß sich die Expansionslinie über die theoretische Linie erhebt. Summieren sich jedoch die beiden Undichtheiten derart, daß gleichzeitig Dampf nachströmt und durch die Auslaßorgane abzieht, dann kann die wirkliche Expansionslinie mit der theoretischen zusammenfallen, ohne daß man in der Lage wäre, die Größe dieser Verluste aus dem Diagramm beurteilen zu können. In der Regel verrät sich in solchen Fällen die Undichtheit dadurch, daß beim Zusammenfallen des Anfangs- und Enddruckes der beiden Expansionslinien eine Depression der Diagrammlinie gegenüber der theoretischen Kurve eintritt, da zu Beginn der Expansion die Verluste infolge der undichten Ausströmung, gegen Ende derselben jedoch die Verluste durch undichte Einströmung überwiegen. Zumeist üben die Undichtheiten der Einlaßorgane, wenn sie nicht verhältnismäßig sehr bedeutend sind, auf den Verlauf der Expansionslinie durch Erhöhung der Endspannung keinen merklichen Einfluß; während der Ausströmperiode nehmen sie jedoch infolge der großen Druckdifferenz bedeutend zu; andererseits zieht der Dampf ganz ohne nützliche Arbeit zu verrichten, den Gegendruck steigend beziehungsweise das Vakuum vermindern, vom Cylinder nahezu ohne Kontrolle ab.

Sobald mit Ende der Expansion die Ausströmung geöffnet wird, beginnt die Ausström- beziehungsweise Gegendrucklinie; der Verlauf derselben steht im innigen Zusammenhange mit dem Charakter der Maschine, doch läßt sich hierfür keine allgemein gültige Regel angeben. Bei Einfachexpansionsmaschinen soll nach erfolgter Ausströmeröffnung der Dampfdruck im Inneren des Cylinders so rasch als möglich auf sein Minimum sinken und die Gegendrucklinie parallel und im geringsten Abstände von der atmosphärischen beziehungsweise Nulllinie verlaufen.

Die Kolbenstellung bei welcher der Austritt beginnt, sollte möglichst nahe dem Hubende liegen; sie ist jedoch teils durch die Kolbengeschwindigkeit und die Ausströmverhältnisse, teils durch die Art und Weise der Steuerung bedingt, so daß sich auch in dieser Beziehung keine Norm als Kennzeichen einer gut funktionierenden Maschine aufstellen läßt.

In dem Momente als der Austritt des Dampfes geschlossen wird, beginnt die Kompression des im Cylinder zurückgebliebenen Dampfes. Auf den Verlauf und Enddruck der Kompression sind außer der Dauer der-

selben die Höhe des Gegendruckes mit Schluß der Ausströmung, die Beschaffenheit des rückständigen Dampfes, sowie die Größe des schädlichen Raumes von Einfluß; die theoretische Kompressionskurve kann daher genau nur von Fall zu Fall bestimmt werden, doch legt man derselben gewöhnlich die Mariotte zu Grunde.

Durch die Kompression wird die effektive Gesamtfläche des Diagrammes, somit der mittlere wirksame Dampfdruck, beziehungsweise die indizierte Arbeit der Maschine verringert; andererseits nimmt aber auch die pro Pferdekraftstunde benötigte Dampfmenge mit zunehmender Kompressionsendspannung ab. Bei rasch umlaufenden Maschinen findet ferner durch das allmähliche Anwachsen des Druckes vor dem Hubwechsel ein ruhiger Ausgleich des Dampfdruckes statt, was einen stoßfreien mehr oder minder weichen und ruhigen Gang der Maschine zur Folge hat.

Indikatordiagramme werden auch öfters aufgenommen, um das Spiel der Einlaßventile bei Ventilmaschinen oder die Wirkungsweise des Schiebers bei Schiebermaschinen klar zu legen; erstere nennt man Ventilerhebungsdiagramme, letztere Schieberdiagramme. Schieberdiagramme erhält man, indem man den Indikator derart installiert, daß sein Kolben den Drücken im Dampfzylinder ausgesetzt ist, während der Papierzylinder von der Schieberstange Bewegung erhält; diese Diagramme sind speziell auch geeignet, die im gewöhnlichen Cylinderdiagramm am toten Punkt liegenden Einströmverhältnisse zu verdeutlichen, da dieselben hier in der Nähe der Hubmitte liegen. Leitet man die Bewegung der Papiertrommel wie gewöhnlich von der Bewegung des Kolbens, die Bewegung des Indikator- kolbens jedoch von der Bewegung des Steuerorgans (Schieber, Ventil) ab, dann erhält man die kombinierten Schieberbewegungs- beziehungsweise Ventilerhebungsdiagramme; dieselben stellen nur Wege, somit keine Arbeit dar. Erstere

haben die Form einer geneigten Ellipse, letztere sind von einer Geraden (Ventilschluß) rasch aufsteigende und gegen diese mehr oder weniger steil abfallende Kurven.

Zur Bestimmung der Leergangswiderstände resp. des Leergangsdampfverbrauches nimmt man zumeist Diagramme bei unbelasteter, also nach außen keine Arbeit abgebender Maschine. Fig. 57 sind ein Paar Dia-

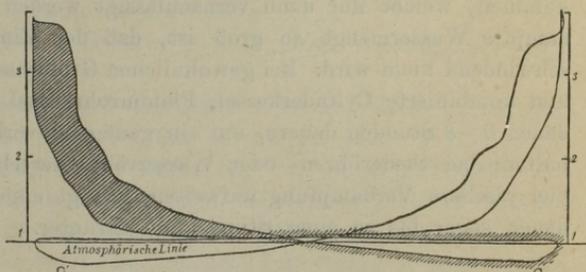


Fig. 57.

gramme einer Corlißkondensationsmaschine, aufgenommen bei ausgehängter

Kondensation; der Auspuff erfolgte in die Atmosphäre; die Expansionsendspannung war kleiner als der Atmosphärendruck, daher bei Eröffnung der Auslaßorgane der Druck im Inneren wieder hinaufging (C, C' in Fig. 57). Die Schlinge des Diagramms stellt daher negative Arbeit dar; der Überschuß der positiven Arbeit gibt somit die zur Überwindung der Reibungswiderstände der Maschine aufgewendete Dampfarbeit. Solche Leergangdiagramme können gleichzeitig zur Untersuchung der Steuerorgane benützt werden, da sich eine Undichtheit derselben gerade in solchen Diagrammen sehr erkenntlich machen würde*).

107. Thermodynamische Untersuchungen. Bestimmung des Dampfverbrauches durch Messung des Speisewassers. Wenn eine Maschine auf ihren thermischen Wirkungsgrad untersucht werden soll, dann wird für den Vergleich mit der geleisteten Arbeit entweder die zugeführte oder abgeführte Wärme durch Messung bestimmt. Gewöhnlich wird die zugeführte Wärmemenge gemessen; es giebt jedoch Fälle, wo diese Bestimmungsmethode unpraktisch und die Messung der abgeführten Wärmemenge leichter durchführbar ist; in allen Fällen ist jedoch die letztere Methode eine wertvolle Kontrolle der ersteren und es wurden viele sehr zufriedenstellende Versuche sowohl nach der einen als auch nach der anderen Methode durchgeführt.

Um die zugeführte Wärme zu bestimmen, wird die von der Maschine verbrauchte Dampfmenge gemessen und zwar durch Messung jener Wassermenge, welche während einer gewissen Zeit in den Kessel gespeist werden muß, um den Wasserstand in demselben konstant zu erhalten. Man wähle die Beobachtungsdauer nicht zu kurz, nachdem durch die unvermeidliche Ungenauigkeit bei Ablesung des Wasserstandes Fehler in die Messung kommen, welche nur dann vernachlässigt werden können, wenn die verdampfte Wassermenge so groß ist, daß der Einfluß dieser Fehler verschwindend klein wird. Bei gewöhnlichen Großwasserraumkesseln (einfache und kombinierte Cylinderkessel, Flammrohrkessel etc.) soll die Versuchsdauer 6—8 Stunden dauern, um ein genügend verlässliches Resultat zu erhalten; bei Siederöhren- oder Wasserröhrenkesseln, welche zumeist eine viel raschere Verdampfung aufweisen, genügt eine viel kürzere Versuchsdauer, sogar bis zu einer Stunde und darunter.

*) Neuere deutsche Litteratur über Indikatoren: Haeder, *Der Indikator*, 3. Aufl., 1900. — Pichler, *Der Indikator und sein Diagramm*, 2. Aufl., 1895. — Rosenkranz, *Der Indikator und seine Anwendung, mit spezieller Beziehung auf den Indikator nach Richards*, 6. Aufl., 1901. Ältere Litteratur: Schäffer und Budenberg, *Über Indikatoren und deren Verwendung bei Prüfung von Dampfmaschinen*, 1883. — Völkers, *Der Indikator*, 2. Aufl., 1878.