

### III. ABSCHNITT.

#### Dampf- und Druckverteilung, Arbeitsverhältnisse, Dampfverbrauch und Wirkungsgrad der Dampfmaschinen. Die Kondensation.

##### § 10.

##### Die Dampfverteilung und das Indikator-Diagramm der Eincylindermaschinen.

In der Eincylindermaschine geht während einer ganzen Umdrehung die **Dampfverteilung** auf einer und derselben Kolbenseite in der folgenden Weise vor sich.

In der Totlage ist der Einlasskanal für die hintere Kolbenseite schon zum Teil geöffnet, und dieser Kanal lässt während des Dampfeintrittes so lange frischen Dampf hinter den Kolben treten, bis dass der letztere einen Teil seines einfachen Hubes zurückgelegt hat. Der nach dem Schluss des Kanales im Cylinder befindliche Dampf wirkt dann auf dem grössten Teile des bis zur anderen Totlage noch verbleibenden Kolbenweges während der Expansionsperiode durch seine Expansivkraft weiter treibend auf den Kolben, wobei die Spannung des Dampfes ab-, das Volumen desselben zunimmt. Noch ehe aber der Kolben die andere Totlage erreicht hat, öffnet sich auf der hinteren Kolbenseite der Auslasskanal für den sogenannten Dampfaustritt, der bis zur Totlage andauert und einen allmählichen Ausgleich zwischen der Expansionsendspannung und der Spannung im Auslasskanale herbeiführt. Nun beginnt die Rückkehr des Kolbens. Während des grössten Teiles derselben findet der eigentliche Dampfaustritt statt, wobei der Dampf vor dem Kolben durch den noch immer offenen Auslasskanal ins Freie oder in den Kondensator tritt. Nach Schluss des Kanales wird der noch im Cylinder befindliche Dampf einer Kompression unterzogen, bei der sein Volumen verringert, seine Spannung erhöht wird. Ehe aber der Kolben in die ursprüngliche Totlage zurückge-  
langt ist, öffnet sich schon wieder der Einlasskanal für den Dampfvoreintritt, der frischen Dampf bis zur Totlage eintreten lässt und also dafür sorgt, dass in der

letzteren, wo die angegebene Dampfverteilung von neuem beginnt, der volle Druck des frischen Dampfes hinter dem Kolben herrscht.

Für eine und dieselbe Kolbenseite ergeben sich also während einer ganzen Umdrehung der Kurbelwelle oder während eines Doppelhubes des Kolbens die folgenden Dampfverteilungsperioden.

Hinter dem Kolben, von der einen zur anderen Totlage:

1. Dampfeintritt, Admission oder Volldruck,
2. Expansion,
3. Dampfaustritt oder Nachwirkung.

Vor dem Kolben, von der anderen Totlage zurück in die ursprüngliche:

4. Dampfaustritt oder Emission,
5. Kompression,
6. Dampfvoreintritt oder Gegendampf.

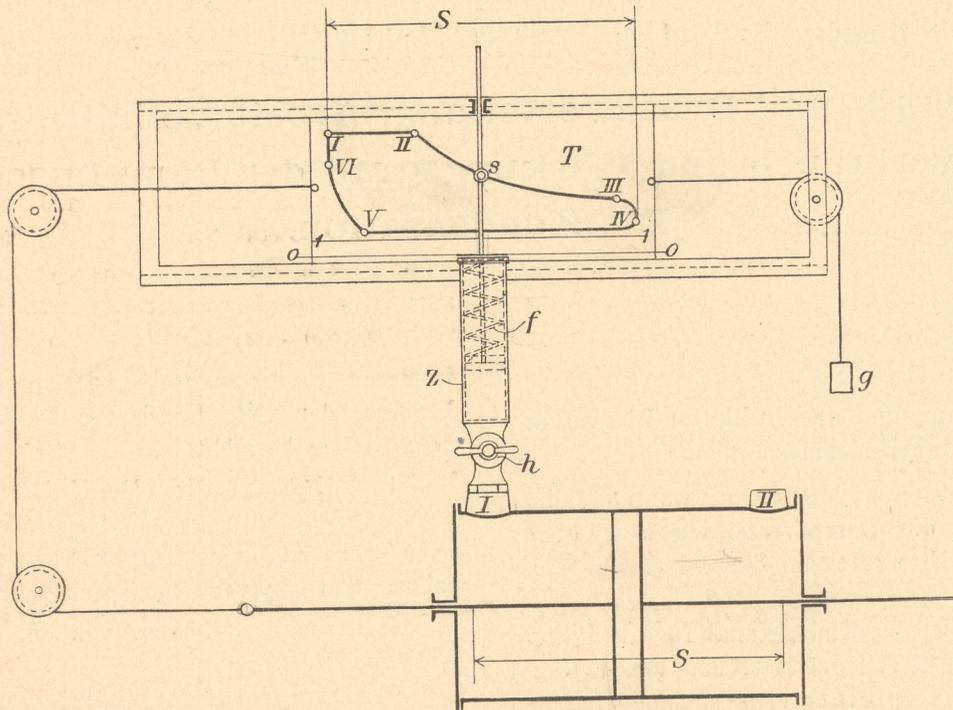
Diese beiden Gruppen der Dampfverteilungsperioden finden in der angegebenen Reihenfolge natürlich auf beiden Seiten des Kolbens während einer halben Umdrehung oder eines einfachen Hubes gleichzeitig statt, so dass also auf der einen, hinteren Kolbenseite die Perioden 1 bis 3, auf der anderen, vorderen zu derselben Zeit die Perioden 4 bis 6 vor sich gehen.

Die in einer Maschine stattfindende Dampfverteilung lässt sich besonders leicht und deutlich an der Hand eines **Indikator-Diagramms** verfolgen. Dasselbe wird von einem Instrumente, dem Indikator, selbstthätig gezeichnet und bildet die graphische Darstellung der Zustandsänderungen, denen der hinter den Kolben tretende frische Dampf während einer vollen Umdrehung der Maschine unterzogen wird. In seiner einfachsten Gestalt hat der Indikator, auf dessen vollkommene Ausbildung wir am Ende dieses Abschnittes zurückkommen, die folgende Einrichtung.

In einem kleinen Metallcylinder *z* (Fig. 17 des Textes) ist ein Kolben vollkommen dicht eingeschliffen. Derselbe hat über sich eine Spiralfeder *f*, die oben am Deckel des Cylinders befestigt ist und eine Kolbenstange durchtreten lässt. Letztere ist ausserhalb des Cylinders nochmals geführt und hier mit einem Schreibstift *s* versehen. Der Raum unter dem Kolben des Indikators, der mit einem Dreiwegehahn *h* auf dem einen von zwei durchlochten Putzen I und II des Dampfzylinders befestigt wird, kann je nach der Stellung des Hahnkükens mit der äusseren Atmosphäre oder mit der betreffenden Kolben-seite des Dampfzylinders in Verbindung gesetzt werden. Der unter dem Indikatorkolben herrschende Druck sucht dann den

Lässt man zunächst während des Ganges der Maschine die äussere Luft durch den Dreiwegehahn unter den Indikatorkolben treten, so beschreibt der Stift eine gerade Linie 1—1 (Fig. 17 des Textes), welche man die atmosphärische Linie nennt. Parallel zu dieser und in einem Abstände, welcher der Verkürzung der Feder bei 1 kg Belastung auf 1 qcm der Kolbenfläche entspricht, wird die sogenannte Nulllinie 0—0 verlaufen, welche nachträglich von Hand gezogen werden kann. Setzt man weiter den unteren Raum des Indikators mit der

Fig. 17.



Schreibstift *s* zu heben und die Spiralfeder *f* zusammenzudrücken. Da aber die hierbei sich ergebenden Verkürzungen der Feder stets in demselben Verhältnis zu der jeweiligen Belastung der letzteren stehen, so werden auch die Erhebungen des Schreibstiftes über diejenige Lage, welche er bei Null-Druck unter dem Indikatorkolben einnimmt, stets dem jeweiligen Drucke daselbst proportional sein. Drückt sich z. B. die Spiralfeder bei einer Pressung von 1 kg auf 1 qcm des Indikatorkolbens um 10 mm in ihrer Längsrichtung zusammen, so wird bei einer Spannung von 4 kg auf 1 qcm im unteren Raume des Indikators sich der Schreibstift um 40 mm höher stellen, als wenn unter dem Kolben ein absolutes Vakuum mit Null kg Pressung herrschen würde, und um 30 mm höher, als wenn hier die äussere Atmosphäre mit rund 1 kg auf 1 qcm drückt.

Der Schreibstift *s* berührt schliesslich das glatt gespannte Papier einer Tafel *T*, die beim Gange der Maschine durch deren Kolben und durch ein Gewicht *g* auf eine aus der Figur ersichtliche Weise in einer Führung hin- und hergeschoben wird. Solange die Pressung unter dem Indikatorkolben konstant ist, wird offenbar der Schreibstift auf dem Papier der Tafel eine gerade Linie ziehen. Ist die Pressung dagegen veränderlich, so beschreibt der Stift eine krumme Linie, welche die Änderung des Druckes unter dem Indikatorkolben und, wenn der Raum daselbst mit der einen Kolben-seite des Dampfzylinders in Verbindung steht, auch die Änderungen der Dampfspannung hier während des Ganges der Maschine ersehen lässt. Verfolgen wir das Spiel des Schreibstiftes, so erkennen wir das Nachstehende.

einen Kolben-seite des Dampfzylinders in Verbindung, so wird offenbar der Schreibstift während eines Doppelhubes der Maschine eine krummlinige Figur I II III IV V VI I beschreiben, welche das Indikator-Diagramm dieser Kolben-seite bildet und die Dampfverteilungsperioden wie folgt erkennen lässt.

Befindet sich der Dampfkolben in der linken Totlage, so herrscht, wie zu Anfang dieses Paragraphen angegeben, hinter ihm und also auch unter dem Indikatorkolben die Spannung des frischen Dampfes; der Schreibstift wird sich also der Grösse dieser Spannung und dem Massstabe der Feder entsprechend über die atmosphärische oder Nulllinie erheben, also z. B. in I stehen. Geht dann der Dampfkolben aus seiner Totlage nach rechts, so wird der Schreibstift, so lange die Spannung konstant bleibt, was annähernd während des Dampfesintrittes der Fall ist, auf dem Papiere der sich nun nach links bewegenden Tafel eine gerade oder wenig von dieser abweichende Linie I II beschreiben. Hört aber bei Beginn der Expansion der Dampfesintritt auf, so wird der Stift auf dem weiter nach links gehenden Papier eine abfallende Linie II III verzeichnen, da ja während der Expansion die Spannung des Dampfes im Cylinder und also auch die Pressung unter dem Indikatorkolben ab-

nimmt. Im Punkte III beginnt der Dampfaustritt, der bis zur anderen Totlage des Dampfkolbens dauert und sich gemäss dem vollständigen oder teilweisen Übergange der Expansionsendspannung in die Spannung der Austrittsleitung durch die Kurve III IV darstellt.

Bei der Rückkehr des Dampfkolbens aus seiner rechten Totlage nach links geht das Papier der Tafel nach rechts. Der Stift beschreibt zunächst die Dampfaustrittslinie IV V, die wegen der für gewöhnlich wenig oder gar nicht veränderlichen Spannung in der Auslassleitung eine gerade Linie bildet, die parallel zur atmosphärischen Linie verläuft und bei Auspuffmaschinen über, bei Kondensationsmaschinen unter dieser liegt. Es stellt ferner V VI die nach Schluss des Auslasskanales jetzt vom Schreibstift aufgetragene Kompressionslinie dar. Dieselbe muss schräg ansteigen, da während dieser Periode das Papier sich entsprechend dem nach links gehenden Dampfkolben weiter nach rechts bewegt und die Dampfspannung vor dem letzteren wächst. Kurz vor der linken Totlage wird schliesslich der Einlasskanal für den Dampfvereintritt geöffnet, und steigt gemäss der zunehmenden Grösse des Einlassquerschnittes für den frischen Dampf der Stift auf der Linie VI I allmählich empor, bis er in der Totlage selbst wieder in die anfängliche Lage zurückgekehrt ist.

Das Indikator-Diagramm einer Maschine weicht für gewöhnlich in seiner Form mehr oder weniger von dem in Fig. 17 des Textes angedeuteten ab. Soweit diese Abweichungen in dem durch die Verhältnisse bedingten Verlauf und namentlich in dem Schluss der einzelnen Perioden begründet sind, werden dieselben nachstehend erörtert, soweit diese Abweichungen aber Folge einer mangelhaften oder falschen Dampfverteilung sind, gelangen dieselben am Ende dieses Abschnittes zur Besprechung.

Der Inhalt des Indikator-Diagrammes ist natürlich der Arbeit proportional, welche von dem Dampfe auf der einen Kolbenseite während einer vollen Umdrehung der Maschine geleistet wird. Wie diese Arbeit zu berechnen ist, soll im nächsten Abschnitte gezeigt werden.

Über den Zweck und den Verlauf der einzelnen Dampfverteilungsperioden ist zu bemerken:

Während der **Dampfeintrittsperiode** soll der frische Dampf aus dem Schieber- oder Ventilkasten durch die geöffneten Steuerungsorgane und durch die Dampfkanäle hinter den Kolben treten und den während dieser Periode vom Kolben durchlaufenen Raum anfüllen. Das soll ohne Spannungsabfall und mit möglichst geringen Dampfverlusten geschehen.

Eine Drosselung und damit verbundene Spannungsabnahme des einströmenden Dampfes wird eintreten, wenn der letztere mit dem in ihm enthaltenen Wasser infolge zu geringer Eröffnung der Steuerungsorgane oder zu kleiner Querschnitte in den Dampfkanälen eine sehr grosse Geschwindigkeit annehmen muss, um dem vorwärtseilenden Kolben folgen zu können, und deshalb beträchtliche Widerstände durch Reibung, Wirbelbildung u. s. w. auf seinem Wege findet. Während sich nun, wie wir im V. Abschnitte sehen werden, der Querschnitt der Dampfkanäle stets leicht hinreichend gross

herstellen lässt, auch während des grössten Teiles des Dampfeintrittes eine genügende Eröffnung der Steuerungsorgane wohl zu erzielen ist, also ein Spannungsabfall hier vermieden werden kann, ist das gegen Ende der Dampfeinströmung, wo sich ja die Durchgangsöffnung in der Steuerung schliessen muss, natürlich nicht möglich. Die deshalb hier für gewöhnlich stattfindende Drosselung und Spannungsabnahme des Dampfes und der dadurch entstehende Arbeitsverlust wird um so bedeutender ausfallen, je langsamer sich der Einlasskanal schliesst, je schleichender, wie man sagt, der Schluss der Steuerungsorgane erfolgt, und je grösser die Kolbengeschwindigkeit während des Kanalschlusses ist, und umgekehrt. Bei Füllungen unter 0,5 geht ausserdem der Kanalschluss gerade bei der während der Einströmung grössten Kolbengeschwindigkeit vor sich; während der eintretende Dampf also hier gerade die volle Eröffnung der Steuerungsorgane verlangt um dem Kolben unbehindert und ungeschwächt folgen zu können, wird thatsächlich die Durchgangsöffnung in den Einlassorganen immer kleiner. Die Spannungsabnahme während des Kanalschlusses zeigt sich im Indikator-Diagramm in der Weise, dass die Einlasslinie a b c (Fig. 19 des Textes auf Seite 25), welche horizontal verläuft, so lange keine Drosselung auftritt, gegen Ende der Einströmungsperiode abfällt. Dieser Abfall erfolgt aber, da sich bei eintretender Drosselung und Spannungsabnahme sofort auch eine Expansion des schon im Cylinder befindlichen Dampfes bemerkbar macht, nicht in gerader, schräger Linie, sondern in einem Bogen b c, der die Eintrittslinie allmählich in die Expansionslinie überführt. Der Bogen fällt um so grösser aus, je schleichender, und um so kleiner, je plötzlicher der Kanalschluss durch die Steuerung erfolgt. Um also eine Drosselung und den durch sie bedingten Spannungsabfall des einströmenden Dampfes möglichst zu vermeiden, wird man für genügend weite Dampfkanäle, für hinreichende Eröffnung derselben durch die Steuerungsorgane, sowie für einen möglichst schnellen Schluss der letzteren zu sorgen haben.

Ein nicht horizontaler Verlauf der Einströmungslinie a b im Indikator-Diagramm braucht aber<sup>1)</sup> nicht immer ein Zeichen von Drosselung zu sein. Bei schnelllaufenden Maschinen mit hoher Kompression findet man häufig, dass die Admissionslinie schräg abfällt, ungefähr wie die punktierte Linie a b, in Fig. 19 des Textes auf Seite 25 andeutet. Es rührt dies keineswegs von einer Drosselung, sondern von der Expansion des Dampfes während der Einströmung her und ist durchaus nicht nachteilig. Infolge der hohen Spannung des Dampfes vor dem Kolben zu Ende der Kompression kann nämlich während der Dampfvereintrittsperiode kein Dampf in den Cylinder treten; bei Beginn des neuen Hubes und des eigentlichen Dampfeintrittes befindet sich also der Dampf noch in Ruhe. Der letztere bedarf aber jetzt, um dem voraneilenden Kolben folgen zu können, einer gewissen Beschleunigung, und diese äussert sich in einer Expansion des Dampfes und einem allmählichen Abfall der Admissionslinie. Bei kleiner Kom-

1) Siehe „Gerdau, Die Dampfmaschinen für den Dynamobetrieb“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, 1892.

pression fällt in einem solche Falle die Einströmungslinie horizontal aus, weil der Dampf schon während der Voreinströmung in den Cylinder treten konnte, sich also bei der Totlage des Kolbens schon in Bewegung befand.

Dampfverluste entstehen, wenn man von den durch Wärmeausstrahlung des Cylinders hervorgerufenen absieht, hauptsächlich durch die sogenannte Eintrittskondensation und durch Undichtheiten des Kolbens, der Stopfbuchsen und Abschlussorgane. Die Eintrittskondensation, welche den weitaus grössten Teil der Dampfverluste einer Maschine bewirkt, hat zunächst in dem Folgenden ihren Grund. Zu Beginn des Dampfeintrittes besitzen die Wandungen des Cylinders, Kolbens u. s. w., soweit solche in Frage kommen und wenn sie nicht von aussen geheizt werden, eine bedeutend niedrigere Temperatur als der frische Dampf. Diese Wandungen standen nämlich während des vorigen Hubes mit dem ausströmenden Dampfe in Berührung, der eine viel niedrigere Spannung und Temperatur als der frische hat und, wie später gezeigt wird, während dieser Zeit sogar den erwähnten Wandungen Wärme entzieht. Infolge dessen wird sich namentlich zu Beginn des Dampfeintrittes eine gewisse Dampfmenge an diesen Wandungen in Form von Nebel oder Tau niederschlagen und hier verbleiben. Die niedergeschlagene Dampfmenge muss natürlich durch anderen Dampf ersetzt werden und führt so zu Dampfverlusten.

Die Eintrittskondensation und der durch sie bewirkte Dampfverlust, auch Abkühlungsverlust genannt, wird unter sonst gleichen Verhältnissen um so grösser sein, je stärker zunächst die in Frage kommenden Wandungen durch den ausströmenden Dampf abgekühlt werden und mit je höherer Temperatur der frische Dampf eintritt, je grösser also das sogenannte Temperaturgefälle der Maschine, das ist die Differenz der Temperaturen des ein- und ausströmenden Dampfes, wird. Der Niederschlag ist z. B. bei derselben Admissionsspannung in einer Kondensationsmaschine grösser als in einer Auspuffmaschine und steigt in jedem Falle mit der Höhe der Admissionsspannung. Grosse Temperaturgefälle in einem und demselben Cylinder sind also hinsichtlich des Dampfverbrauches unvorteilhaft. Die Eintrittskondensation wächst ferner mit der Grösse der Abkühlflächen. Von diesen scheinen, wie viele Versuche ergeben haben, namentlich die Flächen des schädlichen Raumes von bedeutendem Einfluss auf den vorliegenden Dampfverlust zu sein, und man wird also diese Flächen durch kurze (aber genügend weite) Dampfkanäle, durch geringes Spiel zwischen Cylinderdeckel und Kolben in dessen Totlage, durch Wahl eines langen Hubes bei kleinem Durchmesser (Umfang) des Cylinders möglichst zu beschränken suchen. Auch befördert der Feuchtigkeitsgehalt des frischen Dampfes die Eintrittskondensation, indem durch das sich ebenfalls zum Teil an den Wandungen des Cylinders niederschlagende Wasser des Dampfes die Kondensationsfähigkeit dieser Wandungen erhöht wird. Die Verwendung eines möglichst

trockenen Dampfes zum Betriebe der Maschinen ist also in dieser Hinsicht ebenfalls geboten.

Unter Umständen kann deshalb bei Verwendung eines feuchten Dampfes eine mässige Drosselung des letzteren, die aber am Absperrventile der Maschine, nicht in der Steuerung stattzufinden hat, von Vorteil sein. Durch die Drosselung wird nämlich der Eintrittsdampf getrocknet, also eine Verminderung der Eintrittskondensation erzielt. Die hiermit verbundene Abnahme des Dampfverlustes dürfte in den meisten Fällen nicht nur die geringen Mehrkosten, welche durch Erzeugung eines um den Betrag der Drosselung höheren Dampfdruckes entstehen, vollständig aufwiegen, sondern noch mit Gewinn verbunden sein.

Schliesslich steigt die Eintrittskondensation mit der Menge des bei Beginn des Dampfeintrittes schon im Cylinder befindlichen Kondenswassers, da dieses von niedrigerer Temperatur als der frische Dampf ist und zu seiner Erhitzung einer gewissen Wärmemenge bedarf, die dem Dampfe entzogen wird und deshalb wiederum zu einer teilweisen Kondensation der letzteren führt. Für schnelle Abführung des Kondenswassers und möglichste Verhütung der Bildung desselben ist also Sorge zu tragen. Dagegen zeigt sich die Eintrittskondensation um so geringer, je grösser die Umdrehungszahl der Maschine ist, wahrscheinlich weil der diese Kondensation bewirkende Wärmeaustausch zwischen Dampf- und Cylinderwandung um so mangelhafter vor sich geht, je weniger Zeit für ihn verbleibt, je mehr Hübe also die Maschine in der Minute macht. Grosse Tourenzahlen sind also für den Dampfverbrauch vorteilhaft.

Heizt man die Dampfzylinder, indem man sie in einem Mantel mit Dampf von zweckmässiger Temperatur umgiebt, so lässt sich in den meisten Fällen eine ziemliche Verminderung der Eintrittskondensation und des Dampfverlustes durch Abkühlung gegenüber ungeheizten Cylindern nachweisen. Die Wirkungsweise der Dampfmäntel und der Einfluss derselben auf den Dampfverbrauch ist in § 14 einer näheren Besprechung unterzogen. Das beste Mittel, das Niederschlagen des eintretenden Dampfes an den Cylinderwandungen zu beschränken bzw. ganz zu verhüten, dürfte aber wohl eine hinreichende Überhitzung des frischen Dampfes bieten, da bei einer solchen der eintretende Dampf sich erst dann kondensiert, wenn er bis auf seinen Sättigungszustand abgekühlt wird. Früher gestattete man mit Rücksicht auf die Erhaltung der arbeitenden Cylinder- und Steuerungsteile nur eine mässige Überhitzung, da bei zu hohen Temperaturen die aus Tier- oder Pflanzenstoffen hergestellten Schmiermittel sich zersetzten und die Packungen verbrannten. Durch die Anwendung der Mineralöle und der Metallpackungen ist diesem Übelstande wohl in der Hauptsache begegnet, und thatsächlich kommen in neuerer Zeit auch höhere Überhitzungstemperaturen zur Anwendung. Die zur Überhitzung des Dampfes aufzuwendende Wärmemenge dürfte bei manchen Kesselanlagen ohne weitere Kosten zur Verfügung stehen.

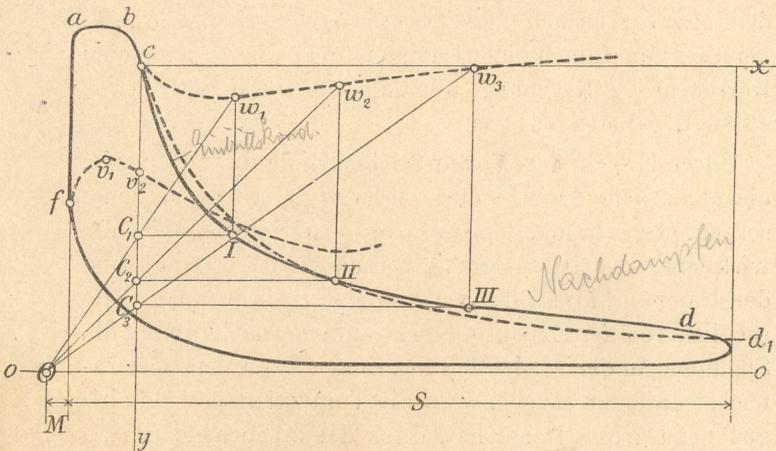
Von den durch Undichtheiten veranlassten Dampfverlusten, die man auch wohl als Lässigkeitsverluste bezeichnet, können während des Dampfeintrittes wohl

nur diejenigen des Kolbens in Frage kommen. Sie hängen unter sonst gleichen Verhältnissen ausser von der Güte der Ausführung der Maschine noch von der Differenz der Dampfspannungen auf beiden Seiten des Kolbens, die während der Dampfeinströmung am grössten ist, sowie von dem Cylinderumfange bzw. von der Grösse der Cylinderbohrung ab. Es dürfte also mit Rücksicht auf diese Dampfverluste, die bei gut ausgeführten und gut im Stande gehaltenen Maschinen bedeutend kleiner als die früher erwähnten Abkühlungsverluste sind, ebenfalls geboten sein, grosse Druck- und Temperaturgefälle in einem und demselben Cylinder zu vermeiden, sowie das Verhältnis von Kolbenhub zu -durchmesser gross zu nehmen.

Die Dauer der Dampfeintrittsperiode, also die Grösse der Füllung, wird man bei einer neuen Maschine vorteilhaft so bemessen, dass bei der am meisten vorkommenden, normalen Leistung der letzteren die Betriebskosten, einschliesslich der Verzinsung und Amortisation der Maschinen-Herstellungskosten, möglichst gering ausfallen. Über diese beste normale Füllung, wie sie Hrabák<sup>1)</sup> bezeichnet, siehe § 15.

Die Eintrittskondensation des frischen Dampfes erstreckt sich bei Maschinen mit ungeheiztem Cylinder noch auf den ersten Teil der **Expansionsperiode**, wenn auch das Niederschlagen des frischen Dampfes hier, wie viele Versuche ergaben, nicht mehr so energisch vor sich geht wie zu Beginn des Hubes. Infolge dessen zeigen die Indikator-Diagramme solcher Maschinen ohne Dampfmantel meistens eine Expansionskurve, die zu Anfang unterhalb der Adiabate liegt, wie sie die

Fig. 18.



Gleichung 18 für eine Expansion des Wasserdampfes in wärmedichten Gefässen ergibt. Es ist dies z. B. aus dem Diagramm in Fig. 18 des Textes, welches einer liegenden Maschine mit ungeheiztem Cylinder entnommen wurde, zu ersehen.  $cd$  ist die wirkliche Expansionslinie, während  $cd_1$  eine nach Gleichung 18 für  $n = 1,125$  ( $x = 0,9$ , 10% Feuchtigkeit des Dampfes vorausgesetzt) eingetragene Adiabate darstellt. Die Wärme, welche

1) Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker von Josef Hrabák, Verlag von Julius Springer, Berlin.

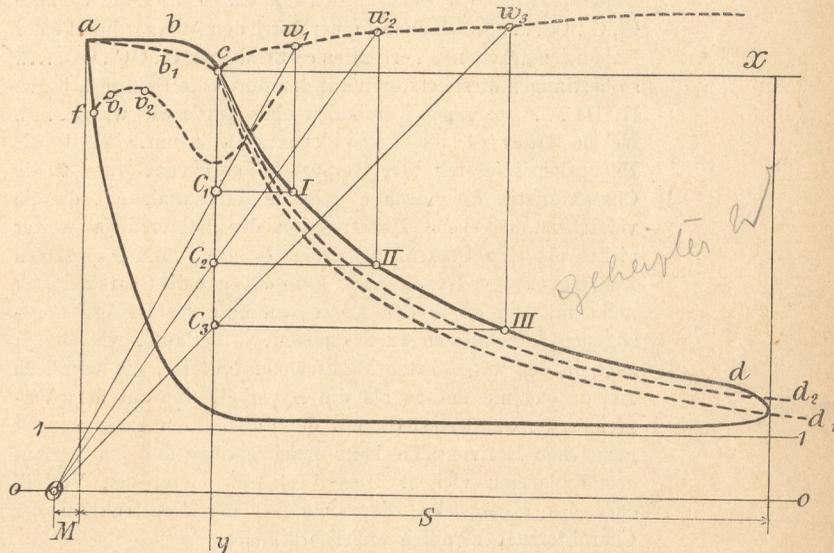
Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

dem expandierenden Dampfe bei der erwähnten Kondensation durch die Cylinderwand entzogen wird, bewirkt also, dass die Dampfspannung schneller sinkt, als wenn die Expansion ohne Wärmeabfuhr in einem wärmedichten Gefässe vor sich geht.

Mit der voranschreitenden Expansion sinkt aber die Spannung und Temperatur des Dampfes im Cylinder. Sobald nun diese Temperatur kleiner als diejenige der während der vorhergehenden Eintrittskondensation erwärmten Cylinderwand geworden ist, beginnt ein neuer Wärmeaustausch zwischen dieser letzteren und dem Cylinderinhalte. Jetzt giebt nämlich die wärmere Cylinderwand wieder Wärme an das auf ihr haftende, während der Expansion kälter gewordene Niederschlagswasser zurück und bewirkt dadurch ein teilweises Wiederverdampfen desselben, ein Vorgang, den man als **Nachdampfen** bezeichnet. Dasselbe wird um so später beginnen, je stärker die Cylinderwand während des Dampfaustrittes abgekühlt wird, fängt also z. B. bei Kondensationsmaschinen ohne Dampfmantel häufig erst mit der Dampfauströmung an. Entfällt das Nachdampfen noch auf die Expansionsperiode, so wird sich das im Indikator-Diagramme dadurch bemerkbar machen, dass die Expansionslinie die Adiabate übersteigt, wie es z. B. bei dem Diagramme in Fig. 18 des Textes der Fall ist. Hier findet demnach, weil der Inhalt des Diagrammes infolge des Nachdampfens grösser geworden ist als ohne dasselbe, ein teilweiser Wiedergewinn der Arbeit statt, welche während der Eintrittskondensation durch Wärmeabgabe des Dampfes an die Cylinderwand verloren ging.

Bei Maschinen mit geheiztem Cylinder verläuft

Fig. 19.



die Expansionslinie schon von Beginn der Expansion an oberhalb der Adiabate und fällt entweder ziemlich vollständig mit der Isotherme oder gleichseitigen Hyperbel des Mariotteschen Gesetzes zusammen, oder sie übersteigt diese sogar. Wegen der höheren Temperatur, welche die Cylinderwand bei diesen Maschinen infolge der äusseren Heizung besitzt, fällt ja für gewöhnlich die

*Handwritten notes in blue ink at the bottom of the page.*

Eintrittskondensation geringer aus und ist schon zu Beginn der Expansion beendet, giebt aber auch die Cylinderwand von Anfang dieser Periode an Wärme an das im Cylinder befindliche Wasser ab und bringt dieses teilweise zum Verdampfen. Dieser frühe Beginn des Nachdampfens lässt dann die Spannung des Dampfes auch während des ersten Teiles der Expansionsperiode höher steigen, als es die Adiabate verlangt, und zwar um so mehr, je grösser die an der Cylinderwand befindliche Wassermenge ist, gleichgiltig ob dieses Wasser von der Eintrittskondensation herrührt oder schon im Cylinder befindliches Kondenswasser ist. Ausser durch das Nachdampfen kann aber die Dampfspannung während der Expansionsperiode noch durch Undichtheiten der Einlassorgane, welche dann auch während dieser Periode frischen Dampf hinter dem Kolben lassen, gesteigert und höher als sonst gelegt werden. In Fig. 19 des Textes ist  $cd$  der wirkliche Verlauf der Expansionslinie einer mit Dampfmantel versehenen Maschine,  $cd_1$  die nach Gleichung 18 mit  $n = 1,125$  ( $x = 0,9$ , 10% Feuchtigkeit des Dampfes vorausgesetzt) verlaufende Adiabate des Wasserdampfes, und schliesslich  $cd_2$  die nach Gleichung 18 mit  $n = 1$  eingetragene Mariottesche Hyperbel. Die wirkliche Expansionskurve übersteigt also hier sogar die Hyperbel, was nur die Folge eines starken Nachdampfens oder einer Undichtheit der Einlassorgane sein kann.

Um in dem einer Maschine entnommenen Indikator-Diagramm den Verlauf der wirklichen Expansionslinie mit dem der Mariotteschen Hyperbel vergleichen zu können, braucht man die letztere nicht zu konstruieren, sondern kann sich eines Verfahrens bedienen, das Professor Doerfel aufgestellt hat und in Fig. 18 und 19 auf Seite 25 des Textes angegeben ist.

Zieht man durch die Punkte I, II, III . . . . der Expansionslinie  $cd$  Horizontalen und durch die Schnittpunkte  $C_1, C_2, C_3 \dots$  derselben mit einer durch den Anfangspunkt  $c$  der Expansion gezogenen Vertikalen  $cy$  Strahlen  $OC_1, OC_2, OC_3 \dots$ , so bestimmen diese letzteren auf den durch die Punkte I, bzw. II, III . . . gezogenen Vertikalen eine Kurve  $cw_1 w_2 w_3 \dots$ , welche Doerfel die Charakteristik nennt. Fällt die Expansionslinie mit der Hyperbel zusammen, so ist die Charakteristik die durch  $c$  gehende Horizontale  $cx$ , da die vorstehend gegebene Konstruktion der letzteren ja weiter nichts als eine Umkehrung der auf Seite 7 und 8 erklärten Konstruktion der Hyperbel ist. Fällt dagegen die Charakteristik nicht mit der durch den Anfangspunkt  $c$  der Expansion gezogenen Horizontalen  $cx$  zusammen, so verläuft, wie dies ja auch in den angeführten Figuren der Fall ist, die wirkliche Expansionslinie anders als die Hyperbel, und aus dem Vergleiche der Charakteristik mit der durch ihren Anfangspunkt gezogenen Horizontalen kann man Schlüsse auf den Verlauf der Expansion ziehen. Das Verfahren bietet den Vorteil, dass das eigentliche Diagramm bei der Konstruktion der Charakteristik ziemlich unberührt bleibt.

Da ferner gemäss den Gleichungen 9, 11 und 18 die Mariottesche Hyperbel eine Adiabate mit dem Exponenten  $n = 1$  ist, so erkennt man, dass für jeden von  $n$  abweichenden Wert die Charakteristik nicht horizontal verläuft. Für  $n$  kleiner als 1 steigt die Charakteristik, d. h. während der Expansion tritt Nachdampfen im Cylinder ein, oder es sind Undichtheiten in den Einlassorganen vorhanden, für  $n$  grösser als 1 dagegen sinkt die Charakteristik, d. h. im Cylinder kommen Dampfverluste durch Eintrittskondensation oder Undichtheiten vor. Nur wenn die Charakteristik sich der Horizontalen möglichst nähert,

kann auf einen normalen Verlauf der Expansion in einer mit Dampfmantel versehenen Maschine geschlossen werden.

Über den Verlauf, den die Expansionslinie im Indikator-Diagramm einer mit überhitztem Dampf betriebenen Maschine nimmt, lassen sich noch keine bestimmten Angaben machen, da hier die genügenden Versuche fehlen. Der Vorteil, den aber der überhitzte Dampf gegenüber dem gesättigten infolge seines grösseren Volumens (bei derselben Spannung hat nämlich nach den Angaben auf Seite 13 der überhitzte Dampf eine geringere Dichte, also ein grösseres Volumen für 1 kg als der gesättigte, 1 kg des ersteren leistet also mehr als 1 kg des letzteren) und deshalb auch grössere Arbeitsfähigkeit besitzt, scheint nur gering zu sein. Der Hauptgewinn, den man bei Anwendung des überhitzten Dampfes erzielt, hat vielmehr, wie schon früher erwähnt, in der Verminderung bzw. Vermeidung der Eintrittskondensation seinen Grund. Man sollte deshalb die Überhitzung nur soweit treiben, dass diese Eintrittskondensation vollständig vermieden wird; eine höhere Überhitzung bringt nur wenig Gewinn.

Bei der Berechnung der Leistung einer vorhandenen oder der Dimensionen einer neuen Maschine, sowie bei der Konstruktion des Indikator-Diagrammes der letzteren benutzt man hinsichtlich der Expansionsperiode in der Praxis fast stets das Mariottesche Gesetz bzw. die gleichseitige Hyperbel, wenn dies auch mit genügender Annäherung nach dem Früheren nur bei normalen Maschinen mit Dampfmantel als zulässig erscheint. Der Grund für die Anwendung der Hyperbel in allen Fällen liegt in der Einfachheit und leichten Handhabung dieses Gesetzes und seiner Zustandskurve. In Fällen, wo die Abweichungen des wirklichen Expansionsverlaufes von dem Mariotteschen Gesetze beträchtliche sind, wie z. B. bei allen Maschinen ohne Dampfmantel, scheint aber eine Korrektur der Rechnung, welche diese Abweichung etwas aufhebt, geboten zu sein.

Der Zweck der **Vorausstrittsperiode** besteht darin, die eigentliche Ausströmung vorzubereiten, also dafür zu sorgen, dass in der Totlage vor dem Kolben schon die wirkliche Austrittsspannung vorhanden ist. Damit nun der Dampf während der vorliegenden Periode auch tatsächlich von der Expansionsendspannung bis herab auf die Spannung in der Auslassleitung sinken kann, hat man zunächst dafür zu sorgen, dass die Vorausstrittsperiode eine genügend grosse Dauer hat, dass dieselbe also um so früher beginnt, je schneller die Maschine läuft, dann auch eine genügende Eröffnung der Auslassorgane während dieser und namentlich am Ende dieser Periode zu schaffen.

Bei getrennten Ein- und Auslassorganen, sowie bei Doppelschiebern lässt sich wohl in jedem Falle die genügende Dauer des Dampf vorausstrittes und die hinreichende Eröffnung des Auslasskanales für diesen erzielen. Bei einem einzigen Steuerungsorganen für Ein- und Auslass ist allerdings bei der Bestimmung der vorliegenden Periode auf die von ihr hier abhängige Kompressionsperiode Rücksicht zu nehmen. Es wird dies im V. Abschnitte bei den Steuerungen behandelt werden. Die Strecke, um welche der Auslasskanal bei der

Totlage des Kolbens schon geöffnet ist, nennt man das innere lineare Voreilen oder Voröffnen.

Der **Dampfaustritt** soll möglichst ungehindert erfolgen, da jede unnötige Steigerung der als vorteilhaft erkannten Austrittsspannung vor dem Kolben die Nutzleistung des treibenden Dampfes vermindert, den Inhalt des Indikator-Diagrammes verkleinert. Eine Drosselung des ausströmenden Dampfes wird vermieden, wenn schon zu Beginn der Ausströmung der Vorderdampf die Austrittsspannung besitzt, wenn er ferner während der ganzen Ausströmung keine zu grosse Geschwindigkeit annehmen muss, also die hinreichende Eröffnung der Steuerungsorgane und genügende Weite der Austrittsleitung vorhanden ist, und wenn schliesslich dem Vorderdampfe keine sonstigen Hindernisse in der Leitung oder im Kondensator entgegentreten. Bei unbehindertem Austritt verläuft die Ausströmungslinie vollständig horizontal und steigt nur gegen Schluss der Periode etwas an, und zwar wieder um so mehr, je schleicher der Kanalschluss, und um so weniger, je plötzlicher derselbe erfolgt. Über die vorteilhafteste Grösse der Austrittsspannung siehe unter „Kondensation“ in diesem Abschnitte.

Während des Dampfaustrittes findet ferner die Fortsetzung des Nachdampfens statt, ja bei Kondensationsmaschinen ohne Dampfmantel beginnt dasselbe häufig erst hier. Die den Cylinderwandungen dabei entzogene Wärme ist für die Nutzleistung der Maschine vollständig verloren, da das durch diese Wärme in Dampf übergeführte Niederschlagwasser mit ins Freie oder in den Kondensator gerissen wird. Bei Maschinen ohne Dampfmantel wird weiter durch dieses Nachdampfen die Cylinderwandung auf eine Temperatur herunter gebracht, welche, abgesehen von selbstverständlichen Schwankungen, ungefähr in der Mitte zwischen der Temperatur des frischen und der des ausströmenden Dampfes liegt und später den frischen Dampf, unter Umständen auch schon den nach dem Dampfaustritt vor dem Kolben komprimierten, zu der früher erwähnten Eintrittskondensation veranlasst.

Durch die **Kompression** sucht man hauptsächlich einen ruhigen, stossfreien Gang der Maschine zu erzielen und die nachteiligen Folgen des schädlichen Raumes so weit als möglich aufzuheben; auch leitet die Kompression den Dampf vor Eintritt ein, sorgt wie diese also auch mit dafür, dass bei Beginn des neuen Hubes der volle Druck des frischen Dampfes hinter dem Kolben vorhanden ist. Den stossfreien Gang schafft eine Kompression von zweckmässiger Grösse in der Weise, dass sie, wie in § 12 näher erklärt wird, die hin- und hergehenden Gestängemassen, die in der zweiten Hälfte des einfachen Hubes in der angefangenen Bewegungsrichtung weiter schnellen wollen, bei der erforderlichen Bewegungsumkehrung am Ende des Hubes gleichsam wie ein elastisches Polster auffängt und dadurch den für jeden Hubwechsel der Maschine unvermeidlichen Druckwechsel, sowie den darauf folgenden Stoss am Kreuzkopf- und Kurbelzapfen nicht plötzlich und heftig, sondern allmählich, sanft und gefahrlos vor

sich gehen lässt. Den nachteiligen Einfluss des schädlichen Raumes, der sich nicht nur in den Abkühlflächen bei der Eintrittskondensation, sondern auch darin äussert, dass der in diesen Raum gelangende frische Dampf keine Volldruck-, sondern nur Expansionsarbeit leistet, kann in unseren Maschinen die Kompression, wie wir in § 14 näher sehen werden, niemals vollständig aufheben, ja eine zu hohe Kompression kann sogar in anderer Weise nachteilig werden. Immer sollte man aber die Kompression soweit treiben, als es die Ruhe des Ganges verlangt, weil die mit einer zu hohen Kompression unter Umständen verbundenen Nachteile niemals so schwer wiegen können als die Vorteile, welche ein sanfter, weicher Gang der Maschine bietet. Unter dem niedrigsten Drucke des frischen Dampfes muss die Endspannung der Kompression stets bleiben, da sonst ja der komprimierte Dampf die Einlassorgane von ihren Sitzen abheben würde, was leicht eine Zerstörung einzelner Teile zur Folge haben könnte.

Über den Verlauf der Kompressionslinie im Indikator-Diagramm einer Maschine kann mit Bestimmtheit noch Nichts gesagt werden. Im Anfange der Kompression wird bei Maschinen mit ungeheiztem Cylinder durch das noch andauernde Nachdampfen die Kompressionskurve höher als die Adiabate gelegt werden, zumal der hier in Frage kommende Teil der Cylinderwandungen ja während des vorigen einfachen Hubes mit dem frischen oder in beginnender Expansion begriffenen Dampfe in Berührung stand, also stärker erwärmt wurde als der übrige Teil der Wandung. Gegen Ende der Kompression, namentlich wenn diese sehr hoch getrieben wird, kommt andererseits schon eine teilweise Kondensation zur Geltung, sobald nämlich die Temperatur des komprimierten Dampfes höher als die der Cylinderwand und des Deckels geworden ist. Hierbei giebt der Dampf Wärme an die Cylinder- und Deckelwandung ab, und die Kompressionskurve sinkt dann unter die Adiabate. Wird sehr hoch komprimiert, so kann sogar bei Beginn des Dampfeintrittes die Oberfläche des schädlichen Raumes durch den komprimierten Dampf so stark erwärmt sein, dass nun kein weiteres oder nur ein geringes Niederschlagen des frischen Dampfes eintritt. Immer bleibt aber der Nachteil der Kondensation bestehen, da es gleichgiltig sein kann, ob die Wärme dem komprimierten oder dem frischen Dampfe von der Cylinderwand entzogen wird. Bei Maschinen mit geheiztem Cylinder fallen die Abweichungen von der Adiabate gewöhnlich nicht so bedeutend aus. Von wesentlichem Einfluss auf den Verlauf der Kompressionslinie im Indikator-Diagramm ist ferner der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes. Auch Undichtheiten der Steuerungsorgane und des Kolbens können diesen Verlauf beeinflussen.

Nach den Versuchen von Professor Doerfel<sup>1)</sup> stimmt die Endspannung bei kleiner Kompression ziemlich genau mit der nach dem Mariotteschen Gesetz berechneten

1) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1889, Seite 1065.

überein, wenn die Mantelheizung fehlt; ist eine solche vorhanden, so liegt die Endspannung höher. Das letztere ist auch bei hoher Kompression, sowie bei feuchtem Dampfe der Fall, ausgenommen dann, wenn die Füllung sehr klein ist. Dies sollte berücksichtigt werden, wenn man wie gewöhnlich die Kompressionslinie der leichten und bequemen Handhabung wegen auch bei hoher Kompression als Mariottesche Hyperbel verzeichnet oder für die Berechnung der Arbeitsleistung annimmt. Andere benutzen hier auch die nach Gleichung 18 berechnete Adiabate und setzen vielleicht  $n = 1,2$  bis  $1$ , je nach dem grösseren oder geringeren Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes. Zur Beurteilung der Kompressionskurve in dem einer vorhandenen Maschine entnommenen Diagramm kann wieder die Doerfelsche Charakteristik dienen, die z. B. in die Figur 18 und 19 auf Seite 25 des Textes als  $f v_1 v_2 \dots$  eingetragen ist.

Der **Dampfvereintritt** vervollständigt die Kompression insofern, als er den Druck vor dem Kolben so weit steigert, dass in der Totlage der schädliche Raum mit Dampf von der Admissionsspannung angefüllt ist. Der Dampfvereintritt kann das nur erreichen, wenn für ihn eine genügende Zeit verbleibt und eine hinreichende Eröffnung der Einlassorgane geschaffen wird. Die Voreinströmung muss deshalb um so eher beginnen, je schneller die Maschine läuft, je weniger komprimiert wird und je grösser die schädlichen Räume sind. Über die erforderliche Eröffnung der Einlassorgane in der Kolbentotlage, das sogenannte äussere lineare Voreilen oder Voröffnen, ist bei den Steuerungen das Erforderliche vermerkt. Unter Umständen kann auch der Dampfvereintritt einen allzu hohen Anstieg der Kompression verhüten.

Bei der Berechnung einer neuen Maschine ist, wie im nächsten Abschnitte gezeigt wird, die **Konstruktion eines Indikator-Diagrammes** für die beabsichtigte Dampfverteilung immer vorteilhaft. Wie dies zu geschehen hat, soll hier schon erklärt werden, wenn auch die dazu erforderlichen Angaben über die zu wählende Dauer der einzelnen Dampfverteilungsperioden, über die Grösse der Spannungen, des schädlichen Raumes u. s. w. erst im nächsten Abschnitte folgen.

Man wählt zunächst für die aufzutragenden Dampfspannungen einen Kräftemassstab, der passend  $10\text{ mm} = 1\text{ kg}$  ist, und trägt nach Fig. 1, Tafel 26 auf einer die Nulllinie darstellenden Horizontalen den Kolbenhub  $S = AA'$  in beliebiger Grösse, gewöhnlich  $S = 100\text{ mm}$ , sowie in demselben Massstabe die Strecke  $M = OA$  auf, welche der auf die nutzbare Kolbenfläche reduzierten Höhe des schädlichen Raumes entspricht. Dann zeichnet man das Diagramm in der folgenden Weise:

Durch Auftragen der absoluten Dampfeintrittsspannung  $p$  über der Nulllinie im Punkte A ergibt sich der Punkt a. Von diesem aus geht die Volldruck- oder Dampfeintrittsline a b c, welche anfangs horizontal, dann aber mit einer Krümmung, entsprechend der beim Kanalschlusse stattfindenden voraussichtlichen Drosselung, allmählich in die Expansionslinie verläuft. Den Punkt c

findet man, indem man von der durch a gezogenen Horizontalen aus nach unten den geschätzten Wert  $\theta p$  der Drosselung absticht, eine zweite Horizontale zieht und auf dieser entweder die Füllung  $S_1$  von A a aus aufträgt, in welchem Falle von c aus die Expansionslinie cv direkt konstruiert werden kann, oder aber indem man die Expansionsendspannung  $p_x = A'v^1$  wählt, von v aus die Expansionslinie rückwärts als Kompressionskurve zeichnet und deren Schnittpunkt c mit der erwähnten zweiten Horizontalen aufsucht.

Die Expansionslinie cv wird, wie früher angegeben, allgemein als gleichseitige Hyperbel des Mariotteschen Gesetzes verzeichnet. Zur Konstruktion derselben kann man sich der auf Seite 7 und 8 angegebenen beiden Verfahren bedienen. Nach dem ersten derselben findet man z. B., wenn die Expansionslinie von c aus konstruiert wird, den Punkt x indem man den Strahl Ok zieht und durch die Schnittpunkte  $B_x$  und y dieses letzteren mit der durch c gehenden Horizontalen bzw. Vertikalen wiederum eine Vertikale bzw. Horizontale legt. Konstruiert man dagegen die Linie von v aus, so bestimmt z. B. der Strahl Ok' auf der durch v gelegten Horizontalen bzw. Vertikalen die Punkte  $B'_x$  und y', und die durch diese Punkte wiederum gezogene Vertikale bzw. Horizontale ergeben den Punkt x' der Kurve.

Die Linie de für den Dampfaustritt kann, nachdem die Grösse  $S - S_2$  dieser Periode aufgetragen worden ist, mit allmählichem Übergange in die Austrittsline nach Gutdünken eingetragen werden. Die Dampfaustrittsline ef verläuft in einem der Austrittsspannung  $p_e$  entsprechenden Abstände über der Nulllinie ganz parallel zu dieser oder, gemäss des gegen Kanalschluss grösser werdenden Widerstandes, am Ende etwas ansteigend. Den Endpunkt f der Austrittsline konstruiert man gewöhnlich in der Weise, dass man zunächst von A aus die Grösse  $S - S_4$  der Voreintrittsperiode und die beabsichtigte Endspannung  $p_3$  der Kompression aufträgt. Von dem so erhaltenen Punkte g aus zeichnet man nun die Kompressionskurve rückwärts als Expansionslinie, welche dann die Austrittsline in dem gesuchten Punkte f schneidet.

Konstruiert man, wie das gewöhnlich geschieht, die Kompressionskurve auch als Mariottesche Hyperbel, so giebt z. B. in der früher angegebenen Weise der Strahl Ok' auf der durch g gehenden Horizontalen bzw. Vertikalen die beiden Punkte  $B_{z1}$  und z und die von diesen ausgezogene Vertikale bzw. Horizontale den Punkt z der Kurve.

Die Voreintrittsline schliesslich kann nur nach Gefühl eingetragen werden.

Das in dieser Weise konstruierte Indikator-Diagramm kann für beide Kolbenseiten einer Maschine gelten, wenn, wie z. B. bei jeder Ventilsteuerung, getrennte Steuerungsorgane für Ein- und Auslass auf jeder Kolbenseite vorhanden sind und also jede Dampfverteilungsperiode in derselben Grösse oder Dauer für beide Kolbenseiten angeordnet werden kann. Bei allen Doppel-Schiebersteuerungen ist weiter für die am meisten vorkommende, normale Leistung der Maschine wohl eine gleiche Füllung, dagegen, wie dies bei den Steuerungen näher erörtert wird, nur eine annähernd gleiche Kompression und Voreintrittsperiode zu erzielen. Es empfiehlt sich deshalb

1) Dabei denkt man sich die Expansion bis ans Hubende gehend.



Kompressions-  
Kopfkopfmaschinen.

hier, nachdem für einen ersten Entwurf des Indikator-Diagrammes in der vorstehend angegebenen Weise die Verhältnisse der Steuerung festgelegt sind, wenigstens die verschiedenen Kompressionen, wie sie infolge der endlichen Schubstangenlänge bei diesen Steuerungen entstehen, zu berücksichtigen, also sich namentlich davon zu überzeugen, dass für Hin- und Rücklauf die Kompressionsendspannung die richtige und zulässige Grösse hat. Dabei verdient das auf Seite 27 unten Gesagte wohl beachtet zu werden.

Man entnimmt unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge in einem solchen Falle für die eine und andere Kolbenseite die Strecken  $S_3$  und  $S_4$  (Fig. 1, Tafel 26), durch welche der Beginn und Schluss der Kompression auf jeder Seite bestimmt ist, dem Steuerungs-Diagramm, das im V. Abschnitte behandelt ist, und konstruiert von der Austritts-spannung  $p_c$  bzw. dem durch diese festgelegten Punkte  $f$  aus die Kompressionslinie, oder berechnet nach Gleichung 9 die Kompressionsendspannung, nämlich

$$p_a = p_c \frac{M + S - S_3}{M + S - S_4}$$

Bei den Steuerungen mit nur einem Schieber stellt man den letzteren jetzt noch vielfach so ein, dass er gleiches Voröffnen besitzt, d. h. in beiden Totlagen des Kolbens den Ein- bzw. Auslasskanal der betreffenden Kolbenseite um gleich viel öffnet. Dieselben Dampfverteilungsperioden beginnen dann für Hin- und Rücklauf bei demselben Drehwinkel der Kurbel, aber infolge der endlichen Schubstangenlänge bei ungleich grossen Kolbenwegen. Auch manche Maschine mit Doppelschieber-Steuerung arbeitet selbst für die normale Leistung noch mit ungleicher Füllung auf beiden Kolbenseiten. Will man die dadurch bewirkte Dampfverteilung auf beiden Kolbenseiten bei der Konstruktion des Indikator-Diagrammes, das nun für Hin- und Rücklauf verschieden ausfällt, berücksichtigen, so kann man nach Fig. 1 bis 3, Tafel 26 folgendermassen verfahren.

Man schlägt, nachdem in früher angegebener Weise das Diagramm nach Fig. 1 zusammen mit dem Steuerungs-Diagramm ohne Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge gezeichnet ist, über der unteren Linie  $\alpha\beta$  den Kurbelkreis und durch die Endpunkte  $\alpha$  und  $\beta$  gemäss dem auf Seite 15 angegebenen Kolbenweg-Diagramm von Schorch zwei Kreisbögen  $\alpha\alpha$  und  $\beta\beta$ , deren Radius gleich der Schubstangenlänge ist und deren Mittelpunkte auf der Verlängerung von  $\alpha\beta$  liegen. Weiter zieht man die Vertikalen bzw. Horizontalen  $cI$  bzw.  $II$  und  $I'1'$ ,  $dIII$  bzw.  $II2$  und  $II'2'$ ,  $fIII$  bzw.  $III3$  und  $III'3'$ . Dann bildet für die Deckelseite (in der Figur die linke)

- $I1$  die Grösse der Dampftrittsperiode,
- $II2$  die Grösse der Dampfvoraustrittsperiode,
- $III3$  die Grösse der Kompressions- und Dampftrittsperiode zusammen,

Mit diesen Strecken ist dann in Fig. 2 das Diagramm der betreffenden Kolbenseite genau, wie früher beschrieben, gezeichnet worden.

Entsprechend ergibt in Fig. 1 für die Kurbelseite (in der Figur die rechte)

- $I'1'$  die Grösse der Dampftrittsperiode,
- $II'2'$  die Grösse der Dampfvoraustrittsperiode,
- $III'3'$  die Grösse der Kompressions- und Dampftrittsperiode zusammen,

und mit diesen Strecken ist in Fig. 3 genau, wie früher beschrieben, das Diagramm dieser Kolbenseite gezeichnet worden.

Zur Konstruktion der aufgeführten Strecken kann natürlich auch jedes andere der auf Seite 16 angegebenen Verfahren zur Bestimmung der Kolbenwege benutzt werden.

Besser ist es, bei allen Steuerungen mit nur einem Schieber den letzteren für die normale Belastung der Maschine auf Kosten etwas ungleichen Voröffnens annähernd gleiche Füllung und gleiche Kompression auf beiden Kolbenseiten geben zu lassen. Man konstruiert dann nach dem Entwurf des Indikator-Diagrammes in Fig. 1, Tafel 26 die Steuerung und nach dem endgiltigen Diagramme der letzteren, dem man die Grösse der einzelnen Dampfverteilungsperioden für beide Kolbenseiten bei endlicher Schubstangenlänge entnehmen kann, die genauen Indikator-Diagramme der einzelnen Seiten, wie denn überhaupt die Konstruktion des Indikator-Diagrammes mit dem der Steuerung stets Hand in Hand gehen sollte.

Bei stehenden Maschinen, bei denen der treibende Dampfdruck während des Niederganges durch das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange, des Kreuzkopfes und der Schubstange unterstützt wird, während des Hochganges dagegen dieses Gewicht mit als Widerstand zu überwinden hat, giebt man in vielen Fällen mit Absicht ungleiche Füllungen auf beiden Kolbenseiten, derart, dass für den Niedergang Dampfdruck und Gewicht der erwähnten Teile zusammen denselben mittleren treibenden Druck wie Dampfdruck weniger diesem Gewichte für den Hochgang ergeben.

## § 11.

### Die Druckverteilung und die Druckdiagramme der Eincylindermaschinen.

Der auf den Kolben einer Dampfmaschine wirkende Dampfdruck wird in der nachstehenden Weise durch das Gestänge, das ist Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Schubstange, auf den Kurbelzapfen und die Kurbelwelle übertragen.

Die auf beiden Seiten des Kolbens herrschenden Dampfspannungen, die sogenannte Hinter- und Vorderdampfspannung, ergeben zunächst in ihrer Differenz den jeweiligen **Dampfüberdruck**, der treibend auf die Maschine wirkt, wenn er der augenblicklichen Bewegung des Kolbens gleichgerichtet ist, dagegen hindernd, wenn er dieser Bewegung entgegensteht. Der Dampfüberdruck gelangt indes während eines einfachen Hubes zum Teil nicht vollständig, zum Teil aber durch eine weitere Kraft verstärkt an den Kurbelzapfen. Die Gestängemassen bedürfen nämlich im ersten Teile des einfachen Hubes, und zwar so lange, bis sie ihre grösste Geschwindigkeit erreicht haben, einer Beschleunigung und nehmen dabei eine gewisse mechanische Arbeit in sich auf. Die hierzu erforderliche Kraft wird dem treibenden Dampfüberdrucke entnommen, sofern dieser grösser als der zur Beschleunigung der Massen nötige **Massendruck** ist; im anderen Falle muss zeitweise die lebendige Kraft der rotierenden Masse des Schwungrades das Gestänge beschleunigen, muss also eine gewisse Arbeit von der Kurbelwelle nach dem Kolben zurückgeleitet werden. Im zweiten Teile des einfachen Hubes dagegen geben die Gestängemassen, die jetzt wegen

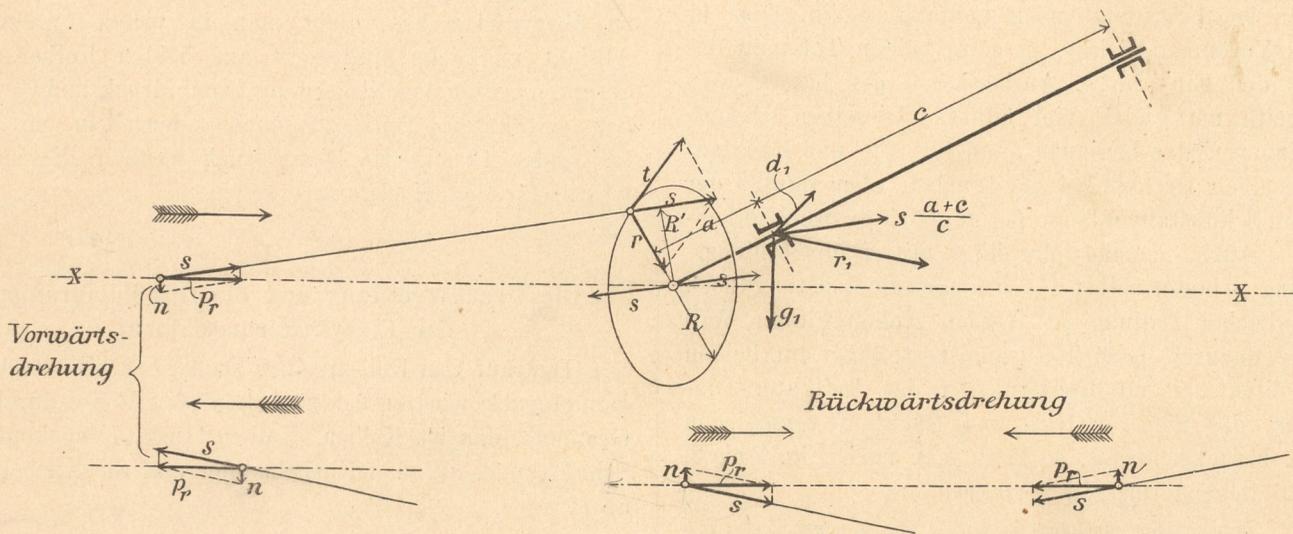
der vorgeschriebenen Kurbelbewegung eine verzögerte Geschwindigkeit annehmen müssen, aber in der angefangenen Bewegung weiter schnellen wollen, die vorher aufgenommene mechanische Arbeit in ihrem vollen Betrage wieder her, üben also selbst einen treibenden Druck auf den Kurbelzapfen aus. Wir erhalten demnach als jeweilige Kraft des Gestänges einen **resultierenden Horizontaldruck**, der sich in jedem Augenblicke aus dem Dampfüberdrucke des Kolbens und dem anfangs die Bewegung hindernden, später dieselbe fördernden Massendrucke in der Weise zusammensetzt, dass beide Drucke sich addieren, wenn sie gleich-, sich subtrahieren, wenn sie entgegengerichtet sind. Wirkt dieser resultierende Horizontaldruck im Sinne der augenblicklichen Kolbenbewegung, so treibt er den Kurbelzapfen, im anderen Falle sucht er ihn zurückzuhalten.

Bei stehenden Maschinen wird der resultierende Horizontaldruck noch durch das Gewicht der Gestängeteile beeinflusst, das während des Kolbenniederganges im Bewegungsinne der

Kurbelkreises zwei gleiche, aber entgegengesetzte Kräfte  $s \cdot R'$ , so wird dadurch nichts im augenblicklichen Zustande geändert. Wir erhalten nun ein Kräftepaar  $s \cdot R'$ , das ebenso gross wie  $t \cdot R$  ist und auch die Kurbelwelle zu drehen sucht, und ausserdem in dem erwähnten Mittelpunkte noch eine Kraft  $s$ . Diese ruft z. B. im vorderen oder Hauptlager der Kurbelwelle einer liegenden Maschine nach Fig. 20 des Textes einen Druck  $s \frac{a+c}{c}$  hervor, der mit dem auf dieses Lager entfallenden und auf 1 qcm nutzbare Kolbenfläche bezogenen Teil  $g_1$  des Schwungradgewichtes und  $d_1$  des Riemen-, Seilzuges, welcher die Arbeit der Maschine von der Kurbelwelle ableitet, den **resultierenden Zapfendruck**  $r_1$  dieses Lagers ergibt.

Verzichtet man auf die Bestimmung der minder wichtigen Radialkraft  $r$ , so lässt sich die Tangentialkraft  $t$  auch direkt aus dem resultierenden Horizontaldruck  $p_r$  nach dem in Fig. 21 des Textes angedeuteten Verfahren konstruieren. Man verlängert hiernach den Kurbelarm  $\overline{OI}$  um  $\overline{II} = p_r$  und zieht eine

Fig. 20.



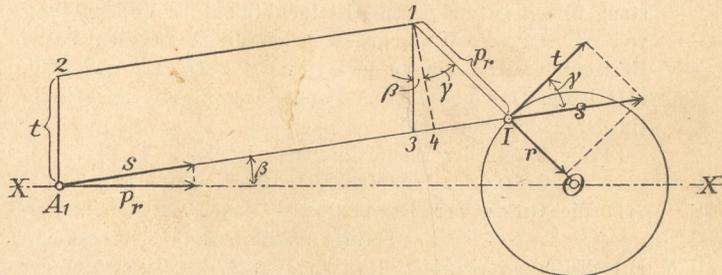
Maschine, während des Kolbenhochganges diesem aber entgegenwirkt.

Der resultierende Horizontaldruck, der, bezogen auf 1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche, mit  $p_r$  bezeichnet werden möge, wird am Kreuzkopf nach Fig. 20 des Textes in zwei Komponenten zerlegt, von denen die eine die in die jeweilige Schubstangenrichtung fallende **Schubstangenkraft**  $s$ , die andere der vertikal gerichtete **Normaldruck**  $n$  ist, den der Kreuzkopf auf seine Schlittenbahn äussert. Solange der resultierende Horizontaldruck treibend auf das Gestänge wirkt, ist, wie die Figur erkennen lässt, der Normaldruck bei vorwärtslaufenden Maschinen stets nach unten, bei rückwärtslaufenden stets nach oben gerichtet. Die Schubstangenkraft  $s$  giebt weiter in der Kurbelzapfenmitte durch Zerlegung die **Tangentialkraft**  $t$ , welche auf die Kurbelwelle das Drehmoment  $t \cdot R$  ausübt, und die **Radialkraft**  $r$ , mit welcher der vordere Schubstangenkopf radial nach innen oder aussen gegen den Kurbelzapfen gepresst wird.

Die vollständige Lagerpressung erhält man in der folgenden Weise. Denkt man sich im Mittelpunkte des

Parallele  $\overline{12}$  zur augenblicklichen Schubstangenrichtung  $\overline{A_1I}$ . Dann ist die zur Hubrichtung  $X-X$  Senkrechte  $\overline{A_12} = t$ . Die Richtigkeit beweist sich folgendermassen. Durch Zerlegung der Kraft  $p_r$  in  $s$  und  $n$  ergibt sich

Fig. 21.



$$s = \frac{p_r}{\cos \beta}$$

und durch Zerlegung von  $s$  in  $t$  und  $r$  weiter

$$t = s \cdot \cos \gamma = p_r \frac{\cos \gamma}{\cos \beta}$$

Nun ist, wenn man  $\overline{1-4}$  senkrecht zu  $\overline{A_1I}$  und  $\overline{1-3}$  senkrecht zu  $X-X$  zieht,  $\sphericalangle 1-1-4 = \gamma$  und  $\sphericalangle 4-1-3 = \beta$ , also

$$t = \overline{1-3} = \frac{\overline{1-4}}{\cos \beta} = \frac{\overline{1-1} \cos \gamma}{\cos \beta} = p_r \frac{\cos \gamma}{\cos \beta}$$

Eine gute Einsicht in die bei einer Maschine stattfindende Druckverteilung und -änderung erhält man mit Hilfe der nachfolgenden Diagramme.

Trägt man in den einzelnen Kolbenstellungen des beliebig reduzierten Kolbenhubes die Differenz der jeweiligen Hinter- und Vorderdampfspannung in irgend einem Kräftemasstabe als Ordinaten auf, so liefert die Verbindung der nacheinanderfolgenden Ordinaten-Endpunkte zunächst das sogenannte **Dampfüberdruck-Diagramm**. Die erwähnten Dampfspannungen kann man dem Indikator-Diagramm entnehmen, da die Ordinaten der beiden Kurven dieses Diagrammes ja den Dampfspannungen in Atm (kg auf den qcm der nutzbaren Kolbenfläche) proportional sind, wie sie auf einer und derselben Kolbenseite während eines Doppelhubes herrschen. So hat man z. B. mit Bezug auf Fig. 2 und 3, Tafel 26 die Ordinaten der Hinterdampfkurve abcde in Fig. 2 zu vermindern um die zugehörigen der Vorderdampfkurve efga in Fig. 3, um den jeweiligen Dampfüberdruck für den Hinlauf zu bekommen; für den Rücklauf dagegen sind die Ordinaten der Kurve abcde in Fig. 3 zu verkleinern um die zugehörigen der Kurve efga in Fig. 2. Die so erhaltenen Differenzen sind dann in Fig. 4, Tafel 26 für die einzelnen Kolbenlagen der Hublinie AA' als Ordinaten angetragen, und zwar nach oben, wenn die Richtung des sich ergebenden Dampfüberdruckes mit der Bewegung des Kolbens beim Hinlauf, nach unten, wenn diese Richtung mit der Kolbenbewegung beim Rücklauf übereinstimmt.

So ist beispielsweise für die Kolbenstellung A<sub>5</sub> während des Hinlaufes der Dampfüberdruck A<sub>5</sub>B<sub>5</sub> in Fig. 4, Tafel 26 gleich der Hinterdampfspannung A<sub>5</sub>B<sub>5</sub> in Fig. 2 weniger der Vorderdampfspannung A<sub>5</sub>C<sub>5</sub> in Fig. 3 gemacht und oberhalb von AA' aufgetragen, weil die Hinterdampfspannung grösser als die Vorderdampfspannung und also der Dampfüberdruck mit der Bewegungsrichtung des Kolbens für den Hinlauf gleichgerichtet ist. Für den Rücklauf ist entsprechend A<sub>5</sub>B<sub>5</sub>' in Fig. 4 gleich A<sub>5</sub>B<sub>5</sub>' in Fig. 3 weniger A<sub>5</sub>C<sub>5</sub> in Fig. 2 gemacht und nach unten angetragen.

Ist das Indikator-Diagramm in Fig. 1, Tafel 26 für Hin- und Rücklauf gültig, so hat man, um in der oben angegebenen Weise die Dampfüberdrucke zu finden, für den Hinlauf die Ordinaten der Kurve abcde dieser Figur um diejenige der umgeklappten Kurve efga (so nämlich umgeklappt, dass e über A und a über A' zu liegen kommt), für den Rücklauf die Ordinaten der ähnlich umgeklappten Kurve abcde um diejenige der Kurve efga zu vermindern.

In dem Dampfüberdruck-Diagramm Fig. 4, Tafel 26 stellen also die von AA' aus gemessenen Ordinaten der Kurve abcd die Dampfüberdrucke für den Hinlauf, die entsprechenden Ordinaten der Kurve defa diejenigen für den Rücklauf dar. Der jeweilige Dampfüberdruck wirkt treibend auf den Kolben und ist mit der augenblicklichen Bewegung gleichgerichtet, wenn die Ordinaten der erstgenannten Kurve oberhalb, diejenige der letztgenannten unterhalb von AA' liegen. Im entgegengesetzten Falle wirkt der Dampfüberdruck hindernd auf den Kolben und ist der augenblicklichen Bewegung des letzteren entgegengerichtet. Während des Hinlaufes wird der Dampfüberdruck im Punkte c gleich Null,

d. h. er ändert hier seine Richtung, indem er vorher treibend, später hindernd auf den Kolben wirkt. Während des Rücklaufes tritt Entsprechendes im Punkte f ein. Der Inhalt des Dampfüberdruck-Diagrammes (abcdefa in Fig. 4, Tafel 26) muss natürlich dem Inhalte der beiden Indikator-Diagramme für Hin- und Rücklauf (abcdefga in Fig. 2 und 3, Tafel 26) zusammen gleich und also der von dem Dampfe im Cylinder auf beiden Kolbenseiten während einer vollen Umdrehung der Maschine geleisteten Arbeit proportional sein.

Um weiter die Dampfüberdrucke in den einzelnen Kolbenstellungen mit den zugehörigen Massendrucken zu vereinigen, hat man sich die Kurve der letzteren in dem gewählten Kräftemasstabe zu zeichnen. Ist

- G** das Gewicht des Gestänges, über das im nächsten Abschnitte die nötigen Angaben gemacht werden,
- O** die nutzbare Kolbenfläche in qcm (siehe hierüber ebenfalls im IV. Abschnitte nach),
- g** die Beschleunigung der Schwerkraft in m für die Sekunde,

**p<sub>0</sub>** bzw. **p** die in § 9, Gleichung 26 bzw. 27 bestimmte Beschleunigung oder Verzögerung der Gestängemasse, so ist der Massendruck, d. h. die Kraft, welche, bezogen auf 1 qcm nutzbare Kolbenfläche, im ersten Teile des einfachen Hubes sich der Beschleunigung der Massen entgegengesetzt, im zweiten Teile bei der Verzögerung der letzteren aber durch sie ausgeübt wird,

bei **unendlich langer Schubstange**

$$p_0 \frac{G}{g \cdot O} = \frac{v^2}{R} \cos \omega \frac{G}{g \cdot O} \dots \dots \dots 29$$

bei **endlicher Schubstangenlänge L**

$$p \frac{G}{g \cdot O} = \frac{v^2}{R} \left( \cos \omega \pm \frac{R}{L} \cos 2 \omega \right) \frac{G}{g \cdot O} \dots \dots 30$$

v ist hierin wieder die Kurbelzapfengeschwindigkeit, R der Radius des Kurbelkreises in m.

Die Massendruckkurve erhält man nun genau in derselben Weise wie in § 9, Fig. 15 und 16 des Textes die graphische Darstellung der Beschleunigung, nur mit dem Unterschiede, dass hier nicht p<sub>0</sub> bzw. p, sondern diese Werte, multipliziert mit  $\frac{G}{g \cdot O}$ , (das ist die auf

1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche entfallende Gestängemasse) als Ordinaten in den einzelnen Kolbenlagen aufträgt.

Für unendlich lange Schubstangen würde also z. B. in Fig. 15 auf Seite 19 des Textes die Gerade IOI' die Massendrucklinie sein, wenn in dem gewählten Längen- und Kräftemasstabe

$$\overline{AI} = \overline{A'I'} = \frac{v^2}{R} \frac{G}{g \cdot O}$$

ist, da der vorstehende Wert den für ω = 0° und 180° sich aus Gleichung 29 ergebenden Massendruck bildet.

Bei endlicher Schubstangenlänge bestimmt man die Massendrucklinie IMI' in Fig. 15 und 16 des Textes am besten aus der Linie IOI', indem man zunächst für die gewählten Masstäbe den Wert

$$Z = z \frac{G}{g \cdot O} = \frac{R}{L} \frac{v^2}{R} \frac{G}{g \cdot O}$$

berechnet und nun unter Berücksichtigung des auf Seite 19 und 30 über z und p bzw. p<sub>0</sub> Gesagten macht:

für  $\omega = 0^\circ \dots \dots \overline{A_1 I} = \overline{A_1} + Z,$   
 für  $\omega = 45^\circ \dots \dots \overline{a_2 II} = \overline{A_2} 2,$   
 für  $\omega = 90^\circ \dots \dots \overline{a_3 III} = Z,$   
 für  $\omega = 135^\circ \dots \dots \overline{a_4 IV} = \overline{A_4} 4,$   
 für  $\omega = 180^\circ \dots \dots \overline{A' I'} = \overline{A' I'} - Z,$   
 für  $\omega = 30^\circ \dots \dots \overline{a_5 V} = \overline{A_5} 5 + \frac{1}{2} Z,$   
 für  $\omega = 60^\circ \dots \dots \overline{a_6 VI} = \overline{A_6} 6 - \frac{1}{2} Z,$   
 für  $\omega = 120^\circ \dots \dots \overline{a_7 VII} = \overline{A_7} 7 + \frac{1}{2} Z,$   
 für  $\omega = 150^\circ \dots \dots \overline{a_8 VIII} = \overline{A_8} 8 - \frac{1}{2} Z.$

Trägt man nun die Massendrucklinie  $q - q'$  so ein, wie dies Fig. 4, Tafel 26 zeigt, so kann dieselbe behufs Vereinigung ihrer Ordinaten mit den zugehörigen des Dampfüberdruck-Diagrammes für Hin- und Rücklauf benutzt werden. Beim Hinlauf stellen dann die oberhalb von  $AA'$  befindlichen Ordinaten der Linie  $q - q'$  Massendrucke dar, welche die Bewegung hindern, die unterhalb  $AA'$  liegenden solche, welche treibend auf die Bewegung der Maschine wirken; für den Rücklauf gilt das Umgekehrte. Es sind also, wenn man das oben angegebene Verfahren beim Auftragen der Dampfüberdrucke, je nachdem sie treiben oder hindern, berücksichtigt, stets die zusammengehörigen Ordinaten der Dampfüberdruck- und Massendrucklinie voneinander zu subtrahieren, wenn sie auf derselben Seite, und zu einander zu addieren, wenn sie auf entgegengesetzten Seiten von  $AA'$  liegen, um den resultierenden Horizontaldruck auf 1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche für die einzelnen Kolbenstellungen zu bekommen. Dies kommt auf dasselbe mit der folgenden Regel hinaus, die sich leichter behalten lässt. Die Ordinaten, welche zwischen der Massendrucklinie  $q - q'$  und der Dampfüberdrucklinie  $abcd$  bzw.  $defa$  in Fig. 4, Tafel 26 liegen, geben die jeweiligen resultierenden Horizontaldrucke für den Hin- bzw. Rücklauf. Trägt man nun diese letztgenannten Ordinaten wieder über einer der reduzierten Hublinie entsprechenden Horizontalen für die einzelnen Kolbenlagen auf, so erhält man das **resultierende Horizontaldruck-Diagramm**, wie es z. B. Fig. 5, Tafel 26 zeigt. Der resultierende Horizontaldruck wirkt dann, ebenso wie beim Dampfüberdruck-Diagramm angegeben, in der Richtung der Kolbenbewegung, also treibend auf die Maschine, wenn die Ordinate dieses Druckes sich beim Hinlauf oberhalb, beim Rücklauf unterhalb von  $AA'$  befindet, und umgekehrt.

Für die Kolbenstellung  $A_3$  z. B. ist der resultierende Horizontaldruck beim Hinlauf  $\overline{A_3 B_3}$  in Fig. 5 Tafel 26 gleich  $\overline{D_3 B_3}$  in Fig. 4, beim Rücklauf  $\overline{A_3 B_3'}$  in Fig. 5 gleich  $\overline{D_3 B_3'}$  in Fig. 4. Da beide Drucke treibend wirken, so ist  $\overline{D_3 B_3}$  oberhalb,  $\overline{D_3 B_3'}$  unterhalb von  $AA'$  anzutragen.

Bei stehenden Maschinen hat man für den resultierenden Horizontaldruck noch das Gewicht des Gestänges zu berücksichtigen, das beim Kolbenniedergange treibend, beim Kolbenhochgange hindernd wirkt. Dies geschieht in der Weise, dass man unterhalb der Hublinie  $AA'$  des Dampfüberdruck-Diagrammes in Fig. 2, Tafel 27 einer solchen Maschine noch die Linie  $gg'$  zieht, welche in dem gewählten Kräfte-  
 CI 303  
 massstab den Wert  $\frac{G}{O}$  des auf 1 qcm nutzbare Kolbenfläche

entfallenden Gestängegewichtes darstellt. Die Ordinaten dieser Linie sind dann für den Niedergang zu dem aus dem Dampfüberdruck-Diagramm und der Massendrucklinie gebildeten Horizontaldruck zu addieren, für den Hochgang von diesem zu subtrahieren. Man erhält also z. B. die Ordinate  $\overline{A_3 B_3}$  des resultierenden Horizontaldruck-Diagrammes in Fig. 3, Tafel 27 gleich  $\overline{D_3 B_3} + \overline{A_3 C_3}$  in Fig. 2 und  $\overline{A_3 B_3'}$  in Fig. 3 gleich  $\overline{D_3 B_3'} - \overline{A_3 C_3}$  in Fig. 2.

Die resultierenden Horizontaldrucke können weiter in der durch Fig. 20 des Textes angedeuteten Weise für eine Anzahl Kolben- und Kurbelstellungen in die Schubstangenkraft  $s$  und den Normaldruck  $n$  zerlegt werden. Dieser letztere, an die Hublinie  $AA'$  immer als Ordinate aufgetragen, liefert das **Normaldruck-Diagramm**, wie es in Fig. 6, Tafel 26 z. B. wiedergegeben ist.

So ist z. B. bei der Kolbenstellung  $A_3$  und der zugehörigen Kurbellage III in Fig. 5, Tafel 26,  $\overline{III - 3} = \overline{A_3 B_3}$  der resultierende Horizontaldruck,  $s = \overline{III} 4$  die Schubstangenkraft, sowie  $n = \overline{4 - 3}$  der abwärts gerichtete Normaldruck, der in Fig. 6 unterhalb  $AA'$  als Ordinate  $\overline{A_3 F_3}$  aufgetragen ist. Die Schubstangenkraft  $s$  bildet ferner in Fig. 5 die Ordinaten der strichpunktirten Linie.

Die Schubstangenkraft  $s$  ergibt durch weitere Zerlegung die Tangentialkraft  $t$  und die Radialkraft  $r$ . Die erstere wird gewöhnlich als Ordinate über dem Kurbelzapfenwege aufgetragen, zu welchem Zwecke man sich den Umfang  $2R\pi = S\pi$  des Kurbelkreises nach Fig. 7, Blatt 26 in eine Gerade ausstreckt. Teilt man sich den Kurbelkreis selbst, sowie den gestreckten Umfang  $S\pi$  in dieselbe Anzahl, z. B. 12, gleiche Teile, so kann man die in den einzelnen Teilpunkten des ersteren aus dem resultierenden Horizontaldruck (Fig. 5) ermittelte Tangentialkraft  $t$  leicht nach den entsprechenden Teilpunkten des letzteren (Fig. 7) übertragen, und zwar so, dass sowohl für den Hin-, als auch für den Rücklauf alle treibenden, also mit der Kurbelbewegung gleichgerichteten Tangentialkräfte oberhalb, alle anderen unterhalb der Basis angetragen werden. Man erhält dadurch das **Tangentialdruck-Diagramm**  $abdfhi$  in Fig. 7, Tafel 26. Die radiale Kraft  $r$  dagegen kann man, wie in Fig. 5, Tafel 26 geschehen, gleich von der jeweiligen Lage des Kurbelzapfenmittels radial nach innen oder aussen ihrer Richtung gemäss einzeichnen und kommt dadurch zu dem **Radialdruck-Diagramm**  $ghikg$ ; dasselbe ist indes nur von geringer Wichtigkeit.

Für die Lage III des Kurbelzapfenmittels in Fig. 5, Tafel 26 ist z. B. die Schubstangenkraft  $s = \overline{III - 4}$  zerlegt in die Tangentialkraft  $t = \overline{4 - 5}$  und die Radialkraft  $r = \overline{III - 5}$ . Die erstere ist im Punkte III der Fig. 7 als Ordinate aufgetragen, die letztere bildet mit 5 einen Punkt der Radialkurve. Irgend ein Radius des Kurbelkreises in Fig. 5 schneidet also zwischen dem letzteren und der Radialdruckkurve  $ghikg$  die Radialkraft  $ab$ , die nach innen gerichtet ist, wenn der Abschnitt innerhalb, nach aussen, wenn er ausserhalb des Kurbelkreises liegt.

✳ Der Gesamthalt der Flächen des Tangentialdruck-Diagrammes, welche oberhalb der Basis ( $oi$ , Fig. 7, Blatt 26) liegen, muss der Arbeit proportional sein welche, abgesehen von den Reibungsverlusten, vom Dampfdruck an die Kurbelwelle übertragen wird, während der Inhalt der unter der Basis liegenden Flächen in den gewählten Massstäben die Arbeit darstellt, welche von

der rotierenden Masse auf der Schwungradwelle wieder an das Gestänge zurückgeleitet wird. Die Differenz der Flächen über und unter der Basis des Tangentialdruck-Diagrammes ergibt somit die Arbeit, welche unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse in der Maschine während eines Doppelhubes zur Drehung der Kurbelwelle verbleibt. Da diese Arbeit ebenso gross wie die des Dampfes auf beiden Seiten des Kolbens während derselben Zeit ist, so muss auch die Differenz der erwähnten Flächen des Tangentialdruck-Diagrammes der Fläche des Dampfüberdruck-Diagrammes (abcdefa in Fig. 4, Tafel 26) gleich sein.

In Fig. 7, Tafel 26 sind weiter zu einem später zu erklärenden Zwecke die aus Fig. 5 zu entnehmenden resultierenden Horizontaldrucke über dem Umfange  $oi = S\pi$  des Kurbelkreises aufgetragen. Die dadurch erhaltene strichpunktierte Kurve ist, da die Geschwindigkeit im Kurbelkreise nahezu konstant angesehen werden kann, ein bestimmter Teil dieses Kreises also immer in derselben Zeit durchlaufen wird, ein auf die Zeitbasis bezogenes Horizontaldruck-Diagramm.

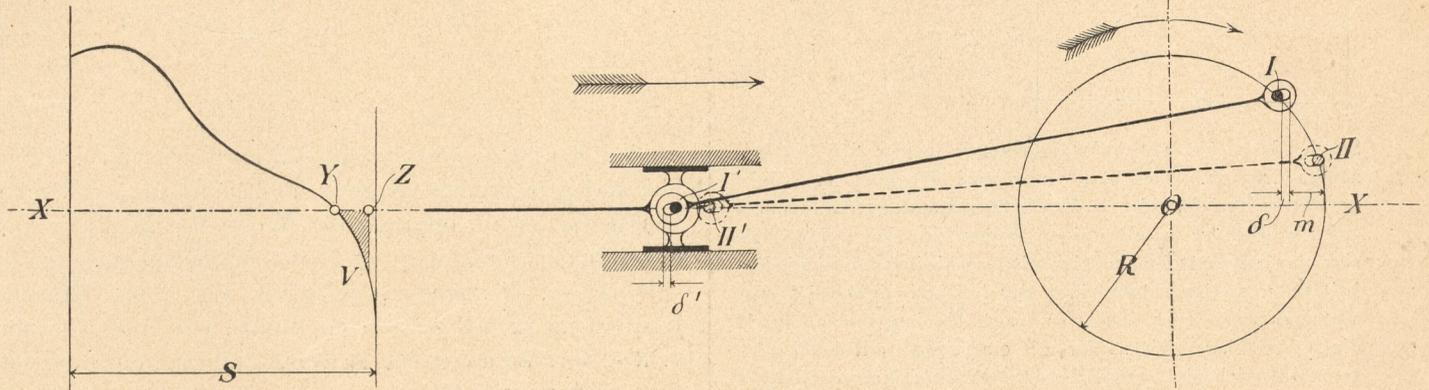


Fig. 22.

## § 12.

**Die Ruhe des Ganges bei den Eincylindermaschinen.**

Der Gang einer Maschine kann hauptsächlich durch Stösse im Gestänge und durch Schwingungen der ganzen Maschine gestört und unruhig werden. Es ist von grösster Wichtigkeit, die Ursachen dieser Störungen, sowie die Mittel zur Vermeidung derselben kennen zu lernen.

Die **Stösse am Kurbel- und Kreuzkopfbzapfen**, den Gelenkpunkten des Gestänges, haben zunächst in dem Folgenden ihren Grund. In Fig. 5, Tafel 26 schneidet während des Hinlaufes die Kurve des resultierenden Horizontaldruckes, der sich nach dem vorigen Paragraphen aus dem Dampfüberdruck des Kolbens und dem zugehörigen Massendruck zusammensetzt, die Hublinie AA' im Punkte Y. Es bedeutet dies, dass an der betreffenden Stelle der resultierende Horizontaldruck, durch Null hindurchgehend, seine Richtung ändert, dass also hier ein Druckwechsel stattfindet. Hervorgehoben wird derselbe dadurch, dass der Dampfüberdruck, der vom Punkte c in Fig. 4, Tafel 26 an sich der Bewegung des Kolbens entgegenstellt, vor Y kleiner, in Y gleich und hinter Y grösser als der gleichzeitige Druck der im Bewegungssinne voranschneidenden Massen ist.

Lassen wir nun bei der Betrachtung der Vorgänge, welche ein solcher Druckwechsel in den Gelenkpunkten des Gestänges bewirkt, den Kreuzkopfbzapfen vorläufig ausser acht und verfolgen vorerst nur den Kurbelzapfen, so erkennen wir, dass bis zum Punkte Y in Fig. 5, Tafel 26 und Fig. 22 des Textes hier der nach rechts gerichtete resultierende Horizontaldruck das Gestänge gegen den Kurbelzapfen pressen, die Schubstange sich also mit der linken Schale des rechten Endes gegen diesen Zapfen legen wird. Der Kurbelzapfen und das rechte Schubstangenauge werden sich ferner bis zu dem erwähnten Punkte hin mit gleicher Geschwindigkeit bewegen. Von Y an aber hört der kinematische Zusammenhang dieser beiden Teile auf.<sup>1)</sup> Infolge des nun nach links anwachsenden resultierenden Horizontaldruckes und des in den Schalen des Kurbelzapfens stets vorhandenen Spielraumes  $\delta$  (Fig. 22 des Textes), der bis Y hin rechts lag, bleibt jetzt nämlich das rechte Schubstangenauge und das ganze Gestänge immer mehr gegen den Kurbelzapfen, der mit der Kurbel und -welle vom Schwungrade weitergedreht wird, zurück, und die Verschiedenheit in

den Geschwindigkeiten, mit denen sich beide Teile in gleicher Richtung weiter bewegen, wird immer grösser. Dies dauert so lange, bis dass das betreffende Schubstangenauge um den Spielraum  $\delta$  der Schalen gegen den Kurbelzapfen zurückgeblieben ist und sich die rechte Schale dieses Endes auf den Kurbelzapfen setzt, was mit einem mehr oder weniger heftigen Stosse geschehen muss, da beide Teile ja im Augenblicke des Zusammentreffens eine gleich gerichtete, aber verschiedene Geschwindigkeit besitzen. Während dieses Vorganges ist der Kurbelzapfen von I nach II gelangt, der Kolben von Y nach Z (Fig. 22 des Textes) gekommen. Der Kurbelzapfen hat während dieser Zeit den Weg  $\delta + m$ , das Gestänge aber nur den Weg  $m$  in horizontaler Richtung zurückgelegt. Die Arbeit, welche der resultierende Horizontaldruck bei diesem Zurückhalten der Gestängemassen gegenüber dem Kurbelzapfen leistete, ist der in der Figur schraffierten Fläche YZV proportional und wird im Augenblicke, wo der Stoss erfolgt, teils zur Formänderung, teils zur Vermehrung der lebendigen Kraft des Kurbelzapfens, der Kurbel u. s. w. verwendet.

1) Streng genommen erst dann, wenn die elastische Verkürzung des Gestänges durch den früheren Druck aufgehoben ist.

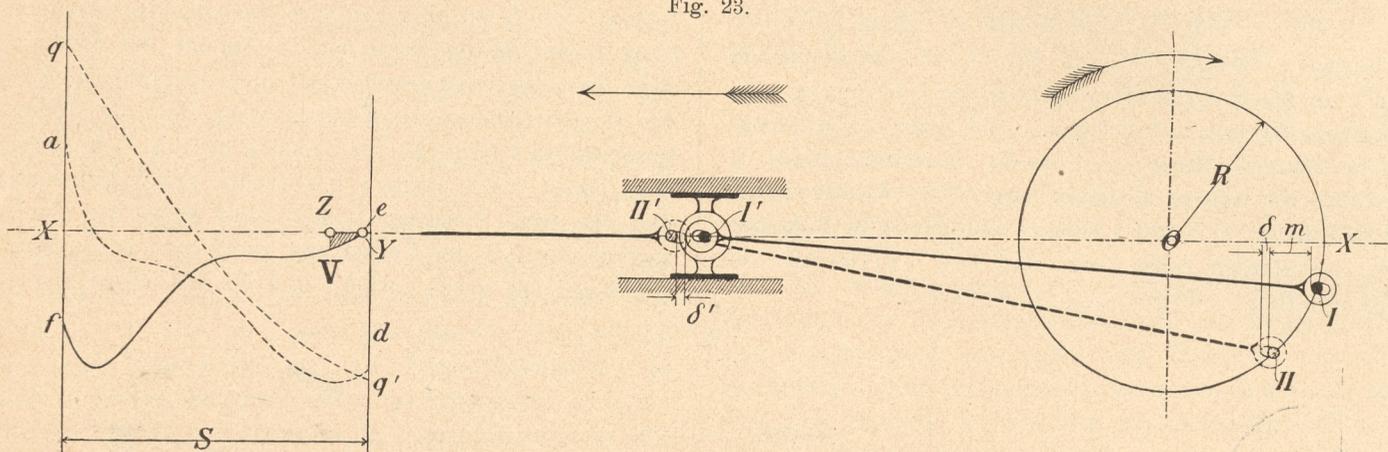
Im Vorstehenden erfolgte der Druckwechsel und Stoss vor der Totlage. Tritt er hinter der Totlage ein, was z. B. der Fall ist, wenn in der Totlage der Dampfüberdruck kleiner als der hier zur Beschleunigung des Gestänges erforderliche Massendruck ist, so bleiben doch die oben beschriebenen Vorgänge ähnliche. In Fig. 23 des Textes ist dieser Fall angedeutet. da ist hier die Kurve des Dampfüberdruckes,  $q' q$  diejenige des Massendruckes,  $e f$  diejenige des resultierenden Horizontaldruckes für den Rücklauf des Kolbens.

Bis zum Druckwechsel in Y, also über die Totlage hinaus, wird im vorliegenden Falle der nach rechts gerichtete resultierende Horizontaldruck das Gestänge mit der linken

dem sie sich, wie oben beschrieben, erst trennt, wenn in Bezug auf ihn der resultierende Horizontaldruck Null geworden, der Kolben also nach Y gekommen ist.

Nachdem wir so im Vorstehenden die Vorgänge während des Druckwechsels und die Ursachen des damit verbundenen Stosses erörtert haben, interessiert es uns weiter, zu wissen, wovon die Stärke oder Heftigkeit des Stosses abhängig ist, unter welchen Umständen der Stoss die Ruhe des Ganges und die Sicherheit der einzelnen Teile der Maschine ganz besonders gefährden kann, und wodurch wir die nachteiligen Folgen des Stosses ver-

Fig. 23.



Schale des rechten Schubstangenendes gegen den Kurbelzapfen drücken. Von Y an aber wird der jetzt nach links gerichtete Horizontaldruck die Gestängemasse gegenüber dem Kurbelzapfen zu beschleunigen suchen, so dass beide Teile sich nun getrennt voneinander mit verschiedener Geschwindigkeit unter stetigem Anwachsen der Geschwindigkeitsdifferenz voranbewegen. Dies dauert so lange, bis dass in der Lage II die rechte Schale sich wieder mit einem Stoss auf den Zapfen setzt, in welchem Augenblicke der letztere sich aus der Lage I um die Strecke  $m$ , das Gestänge aber um den Weg  $m + \delta$  in horizontaler Richtung entfernt hat.

Die Vorgänge, von denen der Druckwechsel am Kreuzkopfpapfen begleitet ist, sind entsprechende wie die am Kurbelzapfen, nur gehen sie den letzteren voraus, finden früher als diese statt, weil die Gestängemasse bis zum Kreuzkopfpapfen kleiner als die bis zum Kurbelzapfen ist. Der Druckwechsel am Zapfen des Kreuzkopfes wird zunächst in einem Punkte vor sich gehen, den man als Schnittpunkt der Linie  $AA'$  in Fig. 5, Tafel 26 und einer resultierenden Horizontaldruckkurve erhält, welche mit Hilfe einer das Gestänge nur bis zum Kreuzkopfe berücksichtigenden Massendrucklinie konstruiert ist. Bis zu diesem Punkte hin liegt, wie die Lage I' in Fig. 22 und 23 des Textes erkennen lässt, die rechte Schale des linken Schubstangenendes am Kreuzkopfpapfen an. Von nun an aber bleiben die Massen des Gestänges bis zu diesem Zapfen gegenüber der Schubstange zurück, oder eilen dieser voraus, je nachdem der Druckwechsel vor oder hinter der Totlage stattfand. Ist die hierdurch entstehende Wegesdifferenz gleich dem Spielraum  $\delta'$  geworden, so schlägt der Kreuzkopfpapfen gegen die linke Schale. Während dieser Zeit hat die Schubstange noch immer mit der linken Schale ihres rechten Auges am Kurbelzapfen angelegen, von

meiden, den Stoss also unschädlich machen können. Ohne hier auf eine genaue theoretische Behandlung der Sache, wie sie in höchst interessanter Weise von Wehage und Striebeck in der Zeitschrift deutscher Ingenieure<sup>1)</sup> durchgeführt ist, einzugehen, gelangen wir durch einfache Überlegung zu dem folgenden Schluss, wie er bereits von v. Reiche, Wehage und Anderen aufgestellt worden ist.

Treffen zwei Massen, die sich in derselben Richtung mit ungleicher Geschwindigkeit bewegen, aufeinander, so wird der eintretende Stoss bekanntermassen um so heftiger, je grösser die beiden Massen und die Differenz ihrer Geschwindigkeit im Augenblicke des Zusammentreffens sind. Da aber die hier in Frage kommenden Massen, die man natürlich möglichst klein zu halten hat, bei einer vorhandenen oder neu zu bauenden Maschine als gegeben bzw. nur wenig veränderlich zu betrachten sind, so hängt die Heftigkeit des Stosses vornehmlich von der erwähnten Geschwindigkeitsdifferenz ab. Diese aber wird bei derselben Grösse des Spielraumes in den Lagerschalen, den man ebenfalls möglichst gering zu halten hat, offenbar um so grösser ausfallen, in je kürzerer Zeit die beiden fraglichen Massen aus der Lage I (Fig. 22 u. 23 des Textes) zu Beginn des Druckwechsels, wo die Verschiedenheit ihrer Geschwindigkeiten anfang, in die Lage II des eintretenden Stosses kommen. Dieser Lagenwechsel wird weiter unter sonst gleichen Verhältnissen um so schneller vor sich gehen, je schneller der resultierende Horizontaldruck vom Druckwechsel, also vom Punkte Y bezüglich des Kurbelzapfens, an

1) Jahrgang 1884: Wehage, Über den ruhigen Gang der Dampfmaschinen, 1893: Striebeck, die bei den Dampfmaschinen auftretenden Stösse an Kurbel- und Kreuzkopfpapfen.

wächst, und wir müssen also das Anwachsen des resultierenden Horizontaldruckes in Bezug auf die Zeitachse verfolgen, wenn wir die Heftigkeit des Stosses beurteilen wollen. Da sich nun, wie wenigstens stets angenommen wird, der Kurbelzapfen mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt, so sind die Wege desselben der Zeit proportional. Tragen wir also, wie schon auf Seite 33 angegeben, über dem Wege  $S\pi$  des Kurbelzapfenmittels die resultierenden Horizontaldrucke in den einzelnen Lagen der Kurbel als Ordinaten auf, so erkennen wir aus dem Verlauf der so erhaltenen Kurve (Fig. 7, Tafel 26 die strichpunktierte Linie) vor und hinter dem Punkte Y, wie dieser Druck, bezogen auf die Zeit, ab- bzw. zunimmt. Je steiler diese Kurve die Zeitachse schneidet, desto heftiger wird natürlich der Stoss, und umgekehrt, je flacher diese Kurve durch die Zeitachse setzt, desto sanfter wird der Stoss vor sich gehen. Der Winkel  $\alpha$  (Fig. 7, Tafel 26) also, welchen die Tangente im Schnittpunkte Y der Kurve des resultierenden Horizontaldruckes mit der Zeitachse bildet, giebt uns ein Mass für die Stärke des Stosses, und um diesem die Heftigkeit zu nehmen, müssen wir suchen, den Winkel  $\alpha$  nicht zu gross werden zu lassen.

Stribeck ermittelt in der oben erwähnten Abhandlung als Massstab für die Härte des Stosses den Wert  $\sqrt[3]{\text{tg } \alpha}$ . Wird  $\alpha = 90^\circ$ , d. h. geht die vorhin angeführte Kurve des resultierenden Horizontaldruckes senkrecht durch die Zeitachse, so wird offenbar, da  $\text{tg } \alpha = \infty$  ist, die Stosskraft unendlich gross. Aber auch schon die nahe an  $90^\circ$  liegenden Werte von  $\alpha$  müssen eine ganz bedeutende Stosskraft zur Folge haben, die, in der Minute so und so oft wiederholt, unbedingt zu einem Bruche irgend eines Maschinenteiles führen muss.

Von besonderer Wichtigkeit ist es nun für uns, diejenigen Lagen kennen zu lernen, in deren Bereich an unseren Betriebsdampfmaschinen der Druckwechsel und Stoss für gewöhnlich besonders nachteilig werden kann. Von diesen Lagen müssen wir natürlich den Druckwechsel fern zu halten suchen.

Ist zu Ende des Kolbenhubes der Massendruck kleiner als der Dampfüberdruck, so erfolgt der Druckwechsel vor der Totlage. In diesem Falle ist es meistens gefährlich, den Druckwechsel in die Dampfvor Eintrittsperiode fallen zu lassen — der etwas später auftretende Stoss kommt dann gewöhnlich in die Totlage — weil während dieser Periode der Dampfüberdruck sehr schnell anwächst und also bei einem hierhin verlegten Druckwechsel der resultierende Horizontaldruck gegen die Zeitachse in der Regel sehr steil ansteigt. Man muss vielmehr in einem solchen Falle darnach trachten, den Druckwechsel genügend weit vor dieser Periode eintreten zu lassen. Das Mittel hierzu bietet die Kompression<sup>1)</sup> des Dampfes, die, in richtiger Grösse angewandt, ein in jedem beliebigen Grade gewünschtes allmähliches Anwachsen des Dampfüberdruckes gegenüber dem Massendrucke und ein entsprechend flaches

1) Wenn erforderlich, noch unterstützt durch eine genügend lange Dampfvoraustrittsperiode auf der anderen Kolbenseite und einen grossen schädlichen Raum.

Durchschneiden der Zeitachse von der resultierenden Horizontaldruckkurve ermöglicht, also einen ungefährlichen, sanften Stoss zur Folge hat.

Es sei hier darauf hingewiesen, dass Radinger in seinem berühmten und wertvollen Buche „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“<sup>1)</sup> den kurz vor der Totlage auftretenden Stoss für nicht gefährlich hält. Er begründet dies damit, dass bei einem hierhin entfallenden Druckwechsel der in Fig. 22 des Textes mit m bezeichnete Weg, auf welchem Schubstange und Kurbelzapfen sich getrennt voneinander bewegen, fast Null ist und deshalb die Stosserscheinung belanglos bleibt, auch selbst bei absolut keiner Kompression der Dampfdruck doch nicht momentan am Kolben auftreten kann, sondern der frische Dampf eine endliche Zeit braucht, ehe er durch die Kanäle und entlang des Kolbendurchmessers seinen vollen Druck auf den Kolben äussert.

Stribeck gelangt dagegen in seiner Abhandlung zu der gerade entgegengesetzten Ansicht und hält den Stoss für um so ungefährlicher, je weiter derselbe von der Totlage entfernt stattfindet. Nach ihm ist weniger die Stossarbeit als die Stosskraft für die Beurteilung der Heftigkeit eines Stosses massgebend, und diese fällt für gewöhnlich bei unseren Betriebsmaschinen in der Nähe der Totlage sehr gross aus; auch sind nach Stribeck die Vorgänge nach dem Stoss, bezüglich derer auf die sehr lehrreiche Abhandlung in der Zeitschrift deutscher Ingenieure selbst verwiesen werden muss, für die Sicherheit der einzelnen Teile um so bedenklicher, je näher der Druckwechsel und Stoss der Totlage liegt.

Schliesslich sei darauf aufmerksam gemacht, dass die zwischen Zapfen und Lagerschale befindliche Ölschicht auch durch ihre polsterartige Wirkung zur Sanftheit des Stosses beiträgt, und zwar um so mehr, je grösser ihre Dicke<sup>2)</sup>, je geringer also die zwischen beiden Teilen herrschende spezifische Flächenpressung ist.

Ist aber am Ende des Kolbenhubes der Massendruck grösser als der Dampfüberdruck, so tritt der Druckwechsel und Stoss hinter der Totlage ein. Es kann dies bei grossen Maschinen mit schwerem Gestänge und hoher Kolbengeschwindigkeit vorkommen. Hier bleibt die Kompression ohne Einfluss auf den Druckwechsel. Der Stoss wird in einem solchen Falle unter sonst gleichen Verhältnissen gewöhnlich heftiger auftreten, wenn die Massendrucklinie die Dampfüberdrucklinie während des Dampftrittes schneidet (was z. B. in Fig. 23 des Textes beim Hinlauf, für den nur die Massendrucklinie angedeutet ist, der Fall sein würde), als wenn dies während der Expansionsperiode geschieht, weil im letzteren Falle beide Linien sich meistens unter einem viel spitzeren Winkel treffen und deshalb auch der resultierende Horizontaldruck während des Druckwechsels viel langsamer ab- und zunimmt. Die Grösse des Winkels  $\alpha$  bleibt aber auch hier für die Heftigkeit des Stosses massgebend.

Bemerkt sei hierzu, dass Radinger einen Druckwechsel hinter der Totlage für äusserst gefährlich hält und stets vermieden wissen will, also höchstens eine solche Kolbengeschwindigkeit für statthaft erachtet, die zur Beschleunigung der Gestängemassen bei Beginn des Hubes einen Druck verlangt, der kleiner als der Dampfüberdruck ist. Radinger sagt hierüber in seinem schon früher angeführten Werke: „Die zulässige Kolbengeschwindigkeit steht mit der erreichbaren Dampfspannung im Cylinder und der Füllung im

1) Verlag von Carl Gerold's Sohn in Wien.  
2) Natürlich bis zu einer gewissen Grenze.

engsten Zusammenhänge. Sie darf nämlich nie so gross werden, dass zu ihrer Erzeugung in den Massen ein höherer Druck nötig wäre, als der Dampf eben auf den Kolben äussert. Im anderen Falle müsste der Unterschied vom Schwungrade aus durch die Kurbel auf die bewegten Massen übertragen werden, und anstatt selbst auf den Kurbelzapfen zu drücken, würde das Gestänge ein kurzes Wegstück lang von demselben geschleppt. Dadurch käme aber während eines einfachen Hubes ein wechselndes Spiel von Zug und Druck in die Stangen, und in diesen, welche sich unter Zug und Druck immer etwas strecken und stauchen, und in den Köpfen, welche in ihren Schalen immer etwas Luft haben, würden Stösse und Erschütterungen auftreten, welche selbst die Gefahr des Bruches der Zapfen und mit dem des Zusammenbruches der ganzen Maschine mit sich bringen können.“ Hierauf kann erwidert werden, dass auch Stösse nach der Totlage nicht bedenklich werden, wenn nur der  $\angle \alpha$  genügend klein bleibt, wie dies die Erfahrung auch bestätigt.

Das vorstehend angegebene Verfahren zur Bestimmung des Druckwechsels ist nicht ganz genau, da streng genommen das Eigengewicht der Schubstange und andere vom Trägheitsmoment derselben herrührende Seitenkräfte, sowie die Kolben-, Kolbenstangen- und Kreuzkopfreibung mit berücksichtigt werden müssten, auch lässt sich bei neu zu entwerfenden Maschinen der Verlauf der Druckkurve von vornherein nicht ganz genau angeben. Man wird deshalb gut thun, mit einer möglichen geringen Verschiebung des Druckwechsels bei der Verfolgung und Beurteilung der Stösse am Kreuzkopf- und Kurbelzapfen zu rechnen.

Das Gestänge kann weiter unter Umständen durch den Kreuzkopf **Stösse in der Schlittenbahn** veranlassen, die dann natürlich dort auftreten, wo der Normaldruck seine Richtung wechselt. Die Punkte, in denen dieser Druck- und ein mit ihm verbundener Bahnwechsel stattfindet, lassen sich leicht aus dem Normaldruck-Diagramm, wie es z. B. Fig. 6, Tafel 26 zeigt, ermitteln. Bei liegenden Maschinen findet der Druckwechsel offenbar dort statt, wo die Normaldruckkurve eine Horizontale  $gg'$  schneidet, die oberhalb der Linie  $AA'$  in einem Abstände gezogen ist, der in dem gewählten Kräftemassstabe dem auf 1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche bezogenen Gewichte des Kreuzkopfes entspricht. Laufen nun solche Maschinen vorwärts, so ist, wie auch die Figur zeigt, entweder gar kein Druckwechsel oder nur ein solcher vorhanden, der mit äusserst geringer Neigung gegenüber der Linie  $gg'$  verläuft; bei solchen Maschinen ist also für gewöhnlich eine Störung des Ganges durch den Druckwechsel in der Schlittenbahn nicht zu befürchten. Bei rückwärts laufenden, liegenden Maschinen dagegen, bei denen, wie im vorigen Paragraphen gezeigt wurde, der Normaldruck während des grössten Teiles des Hubes nach oben gerichtet ist, die zugehörige Kurve also fast ganz oberhalb der Linie  $AA'$  verläuft, wird stets ein Druck- und Bahnwechsel stattfinden, und aus der Neigung der Normaldruckkurve gegenüber der Linie  $gg'$  wird man wieder Schlüsse auf die Heftigkeit des mit einem solchen Druckwechsel verbundenen Stosses ziehen können. Das Gleiche ist der Fall für alle stehenden Maschinen, bei denen aber der Druck- und Bahnwechsel in den Schnittpunkten der Normaldruckkurve mit der Linie  $AA'$  (also

z. B. in Fig. 6, Blatt 26<sup>1)</sup> in den Punkten Y und X) eintritt, weil hier der Normaldruck horizontal nach links oder rechts, das Gewicht des Kreuzkopfes vertikal abwärts gerichtet ist.

Schliesslich können durch die Änderungen der Schubstangenkraft des Gestänges unter Umständen noch Stösse im vorderen Kurbelwellenlager der liegenden Maschinen hervorgerufen werden. Ob ein Druckwechsel in diesem Lager stattfindet, und wie derselbe verläuft, erkennt man aus dem Wechsel, dem die Richtung des resultierenden Zapfendruckes daselbst für die einzelnen Lagen der Hauptkurbel unterworfen ist. Wie dieser resultierende Zapfendruck  $r_1$  des vorderen Kurbelwellenlagers konstruiert wird, wurde bereits auf Seite 30 angegeben. Bei liegenden Maschinen fällt infolge der vertikal nach unten gerichteten grossen Schwungradbelastung der Druck  $r_1$  gewöhnlich in die untere Hälfte der Lagerbohrung und ändert hier ziemlich stetig seine Grösse und Richtung, sodass bei gut konstruierten und ausgeführten liegenden Maschinen ein Stoss im vorderen Lager der Kurbelwelle für gewöhnlich nicht auftritt.

In Fig. 5, Tafel 26 sind<sup>2)</sup> für eine Anzahl Kurbellagen I, II . . . . XII beim Hinlauf und I', II', III' . . . . XII' beim Rücklauf die resultierenden Zapfendrucke im vorderen Wellenlager konstruiert und dann in der jeweiligen Richtung von dem Wellenmittel aus aufgetragen worden. So geht für den Hinlauf der Druck  $r_1$  vom Wellenmittel aus bis 1, 2, 3, . . . . 12, für den Rücklauf bis 1', 2', 3' . . . . 12'. Für die Kurbellage III z. B. erhält man  $r_1$ , indem man vom Wellenmittel aus zunächst nach unten bis p den auf das vordere Kurbelwellenlager entfallenden Teil  $g_1$  des Schwungradgewichtes (bezogen auf 1 qcm nutzbare Kolbenfläche) aufträgt und weiter  $py$  gleich dem entsprechenden Teil  $d_1$  des Riemen-, Seilzuges etc.,  $y\bar{3}$  gleich diesem Teil  $s \frac{a+c}{c}$  der Schubstangenkraft macht.

Die äussersten Lagen, zwischen denen der resultierende Zapfendruck im vorderen Wellenlager schwankt, sind für den Hinlauf 5, für den Rücklauf 3'.

Bei stehenden Maschinen erhält man annähernd die Grösse des hier in der Hauptsache vertikal gerichteten resultierenden Zapfendruckes der einzelnen Lager, wenn man den auf diese entfallenden Teil des resultierenden Horizontaldruckes beim Niedergange vermehrt, beim Hochgange vermindert um den entsprechenden Teil des Schwungradgewichtes. Die Kurve des resultierenden Zapfendruckes wird also ungefähr wie die des resultierenden Horizontaldruckes (z. B. Fig. 3, Tafel 27) verlaufen, und man ersieht daraus, dass bei stehenden Maschinen viel leichter ein Druckwechsel und Stoss in den Kurbelwellenlagern entstehen kann als bei liegenden. In jedem Falle wird die Neigung der zugehörigen Druckkurve gegen die Zeitachse an der Stelle des Druckwechsels wiederum massgebend für die Heftigkeit des auftretenden Stosses sein.

Die Ruhe des Ganges kann schliesslich durch **Schwingungen** gestört werden, welche die ganze Maschine

1) Falls dieses Diagramm einer stehenden Maschine angehört.

2) Nach Wehage, „Über den ruhigen Gang der Dampfmaschinen“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, 1884.







unschädlich machen. Dagegen sucht man, wie schon früher und auch noch am Ende des nächsten Paragraphen erwähnt, bei stehenden Maschinen das **Gewicht** des Gestänges mit Rücksicht auf die Gleichmässigkeit des Ganges in anderer Weise auszubalancieren.

§ 13.

**Die Gleichförmigkeit des Ganges bei den Eincylindermaschinen.**

Die Arbeit, welche von der auf 1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche entfallenden Tangentialkraft während einer vollen Umdrehung der Maschine und unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse in der letzteren zur Drehung der Kurbelwelle verwendet wird, ist, wie auf Seite 33 angegeben, in den betreffenden Massstäben durch die Differenz der Flächen bestimmt, welche über und unter der Basis des Tangentialdruck-Diagrammes liegen. Nimmt man nun, wie das gewöhnlich geschieht, den an der Kurbelwelle angreifenden und von der Maschine zu überwindenden Widerstand  $w$  als konstant an, so bestimmt sich dessen Grösse — immer unter der Bedingung, dass die Nebenhindernisse in der Maschine vernachlässigt werden — als Höhe eines Rechteckes, welches mit dem Tangentialdruck-Diagramm dieselbe Grundlinie ( $S\pi = 2R\pi$ ) und die erwähnte Differenz der Flächen desselben zum Inhalt hat. Ist also

$F$  die Differenz dieser Flächen des Tangentialdruck-Diagrammes, oder auch die ebenso grosse Fläche des Dampfüberdruck-Diagrammes (a b c d e f a z. B. in Fig. 4, Tafel 26) in qmm,

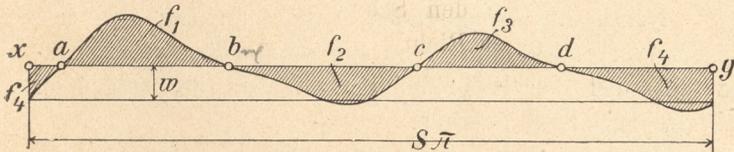
$S\pi$  ( $= oi$  in Fig. 7, Tafel 26) die Basis des Tangentialdruck-Diagrammes in mm,

so ergibt sich der von der Maschine zu überwindende mittlere Widerstand, bezogen auf den Kurbelradius  $R$ , in dem Kräftemassstab der Diagramme zu

$$w = \frac{F}{S\pi} \dots \dots \dots 33$$

Solange nun in Fig. 26 des Textes, in welcher die Widerstandslinie mit  $xy$  im Abstände  $w$  parallel zur Basis des Diagrammes eingetragen ist, die veränderliche

Fig. 26.



Tangentialkraft  $t$  grösser als der Widerstand  $w$  bleibt, wird die erstere offenbar die rotierenden Massen der Schwungradwelle zu beschleunigen suchen, während andererseits der Widerstand  $w$ , so lange derselbe die Tangentialkraft  $t$  übersteigt, diese Massen verzögern wird. Von a bis b und von c bis d wird demnach die Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle zu-, von b bis c und von d bis a dagegen abnehmen. Die Kurbelwelle und also auch der Kurbelzapfen drehen bzw. bewegen sich somit keineswegs mit konstanter Geschwindigkeit, wie dies gewöhnlich angenommen wird. Nach dem

Tangentialdruck-Diagramm in Fig. 26 des Textes nimmt vielmehr die Geschwindigkeit während einer Umdrehung zweimal zu und zweimal ab. So wird während des Weges da die Geschwindigkeit in a ihren kleinsten, in d ihren grössten Wert, während des Weges bc dagegen in b ihren maximalen, in c ihren minimalen Wert haben u. s. w.

Durch das Schwungrad, welches die hauptsächlichste der rotierenden Massen der Kurbelwelle bildet, lassen sich nun die auftretenden Schwankungen in der Geschwindigkeit bis zu jedem gewünschten Grade einschränken, aber nicht vollständig beseitigen. In das Schwungrad leiten wir während der Zeit, wo die Tangentialkraft grösser als der Widerstand ist, die von der ersteren zuviel geleistete Arbeit und vermehren dadurch die lebendige Kraft des Schwungrades, um später, wenn die Tangentialkraft kleiner als der Widerstand ist und die erstere also zur Überwindung des letzteren nicht ausreicht, dem Schwungrade wieder Arbeit zu entnehmen und dessen lebendige Kraft zu vermindern. Die in das Schwungrad geleiteten, überschüssigen Arbeiten werden in Fig. 26 des Textes durch die Flächen  $f_1$  und  $f_3$ , die dem Schwungrade entnommen, unterschüssigen Arbeiten durch die Flächen  $f_2$  und  $f_4$  dargestellt. Bezeichnen wir nun mit

$f$  den Inhalt der grössten von den vier Flächen  $f_1$  bis  $f_4$  — und diese müssen wir berücksichtigen, weil die durch sie wiedergegebene Arbeit die grössten Schwankungen in der Geschwindigkeit hervorruft — in qmm,

$a$  die Arbeit in mkg, welche in den gewählten Massstäben 1 qmm der Fläche  $f$  entspricht,

$v$  die mittlere,  $v_{max}$  die grösste und  $v_{min}$  die kleinste Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise in m für die Sekunde, wie sie infolge der in das Schwungrad eingeleiteten oder demselben entnommenen grössten Arbeit eintreten,

$M_s$  die auf den Kurbelradius  $R$  bezogene Masse des Schwungrades,

so muss

$$a \cdot f \cdot 0 = \frac{1}{2} M_s (v_{max}^2 - v_{min}^2),$$

d. h. die dem Schwungrade zugeführte oder entzogene Arbeit gleich der Zu- bzw. Abnahme der lebendigen Kraft des Schwungrades sein. Ist weiter

$$\delta = \frac{v_{max} - v_{min}}{v} \dots \dots \dots 34$$

der Ungleichförmigkeitsgrad, also das Verhältnis der auftretenden grössten Schwankung in der Kurbelgeschwindigkeit zum mittleren Werte der letzteren während einer Umdrehung, und setzt man

$$v = \frac{v_{max} + v_{min}}{2},$$

so folgt, da

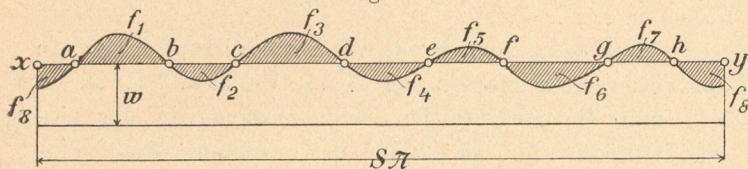
$$\delta \cdot v = \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2v}, \delta \cdot v^2 = \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2}$$

ist, aus der erstgenannten Gleichung

$$a \cdot f \cdot 0 = M_s \cdot \delta \cdot v^2 \dots \dots \dots 35$$

In Fig. 26 des Textes schneidet die Widerstandslinie  $\overline{xy}$  die Kurve des Tangentialdruckes in vier Punkten, nämlich in a, b, c und d. Treten zwischen diesen beiden Linien mehr als vier Schnittpunkte auf, wie das z. B. bei dem Diagramm in Fig. 27 des Textes der Fall ist, so bestimmt sich der in Gleichung 35 einzuführende und für die auf-

Fig. 27.



tretende grösste Geschwindigkeitsänderung der Maschine während einer Umdrehung massgebende Wert  $f$  folgendermassen. Man bildet die algebraische Summe der aufeinander folgenden Flächen  $f_1, f_2, f_3, \dots$ , wobei die Flächen, welche überschüssige Arbeiten der Tangentialkraft darstellen, positiv, diejenigen, welche unterschüssige Arbeiten wiedergeben, negativ aufzufassen sind, erhält also der Reihe nach  $+f_1, +f_1 - f_2, +f_1 - f_2 + f_3, +f_1 - f_2 + f_3 - f_4$  u. s. w., bis schliesslich  $+f_1 - f_2 + f_3 - f_4 + f_5 - f_6 + f_7 - f_8$ . Ist nun  $f'$  der grösste positive und  $f''$  der grösste negative dieser aufeinanderfolgenden Werte, so hat man nach Mayer<sup>1)</sup>

$$f = f' + f''$$

zu setzen, wobei  $f'$  und  $f''$  absolut zu nehmen sind.

Die Gleichung 35 lässt erkennen, dass unter sonst gleichen Verhältnissen

1.  $\delta$  um so kleiner wird, je grösser  $M_s$  ist. Das heisst: Je grösser die Schwungradmasse ist, desto kleiner sind die Geschwindigkeitsschwankungen, desto gleichförmiger ist der Gang der Maschine. Eine vollständige Beseitigung der Schwankungen, die für  $\delta = 0$  eintreten würde, ist aber niemals durch das Schwungrad zu erreichen, da dann dessen Masse  $M_s$  unendlich gross sein müsste.

2.  $\delta$  um so kleiner wird, je grösser  $v$  ist. Das sagt: Grosse Geschwindigkeiten sind der Gleichförmigkeit des Ganges günstig, oder bei derselben Schwungradmasse fallen die Geschwindigkeitsschwankungen, bei demselben Ungleichförmigkeitsgrad die erforderlichen Schwungradmassen um so kleiner aus, je grösser  $v$  ist.

3.  $\delta$  um so grösser wird, je grösser  $f$  ist. Das bedeutet: Je stärker die Tangentialkurve gegen die Linie des konstanten Widerstandes abweicht, desto grösser muss bei demselben Ungleichförmigkeitsgrade die Schwungradmasse werden, oder desto ungleichförmiger geht die Maschine bei derselben Schwungradmasse. Die Über- oder Unterschussflächen des Tangentialdruck-Diagrammes fallen nun, wie man sich leicht durch Konstruktion dieses Diagrammes für verschiedene Füllungs- und Kompressionsgrade überzeugen kann, um so grösser aus, je geringer die Füllung und je grösser die Kompression ist. Die Gleichförmigkeit des Ganges einer Maschine wächst also bei zunehmender Füllung und abnehmender Kompression, oder kleine Füllungen und hohe Kompressionen verlangen bei demselben Ungleichförmigkeitsgrad ein schwereres

Schwungrad als grosse Füllungen und niedrige Kompressionen. Ferner wird bei derselben Leistung die grösste Über- oder Unterschussfläche um so kleiner werden, je weniger die Leistung für Hin- und Rücklauf voneinander verschieden ist. Bei liegenden Maschinen ist demnach eine möglichst gleiche Dauer derselben Dampfverteilungsperioden, also namentlich eine gleiche Füllung auf beiden Kolbenseiten für die Gleichförmigkeit des Ganges vorteilhaft. Bei stehenden Maschinen, wo das Gewicht des Gestänges beim Niedergange den treibenden Dampfdruck unterstützt, beim Hochgange aber demselben entgegenwirkt, ist eine Ausbalancierung des Gewichtes der auf- und niedergehenden Teile der Gleichförmigkeit günstig. Diese Ausbalancierung kann dadurch erzielt werden, dass man entweder die nutzbare Kolbenfläche durch eine dickere Kolbenstange auf der oberen Kolbenseite kleiner als auf der unteren macht, oder aber dadurch, dass man unter dem Kolben eine grössere Füllung als über demselben giebt. Eine Ausbalancierung der Massen des Gestänges durch ein Gegengewicht ist dagegen, wie im vorigen Paragraphen erklärt wurde, bei stehenden Maschinen stets zu verwerfen.

#### § 14.

### Der Dampfverbrauch der Dampfmaschinen, Einfluss der Kompression und des Dampfmantels auf denselben bei der Eincylindermaschine.

Der Dampfverbrauch einer jeden Dampfmaschine setzt sich hauptsächlich aus drei Teilen zusammen, nämlich

1. aus dem nutzbaren Dampfverbrauch, das ist diejenige Dampfmenge, welche bis zum Beginn der Expansion hinter den Kolben tritt,

2. aus den durch die Eintrittskondensation bewirkten Dampfverlusten, nach Hrabák auch Abkühlungsverluste genannt, deren Entstehung in § 10 erörtert wurde, und

3. aus den durch Undichtheit des Kolbens, der Stopfbüchsen, der Steuerungsorgane etc. bewirkten Verlusten, die Hrabák auch als Lässigkeitsverluste bezeichnet.

Durch die Kompression kann nun der nutzbare Dampfverbrauch, durch den Dampfmantel der Abkühlungsverlust bei der Eincylindermaschine in der folgenden Weise beeinflusst werden.

Zu dem nutzbaren Dampfverbrauch gehört nämlich nicht nur diejenige Dampfmenge, welche während der eigentlichen Dampfeintrittsperiode, also während des Füllungsweges  $S_1$  (Fig. 28 des Textes) hinter den Kolben tritt, sondern auch diejenige, welche nötig ist, um den schädlichen Raum mit Dampf von der Eintrittsspannung  $p$  anzufüllen. Herrschte am Ende der Kompression eine Spannung  $p_3$  vor dem Kolben und ist  $M \cdot 0$  der Inhalt des schädlichen Raumes, so beträgt diese letztgenannte Dampfmenge

$$M \cdot 0 \left( 1 - \frac{p_3}{p} \right).$$

*Handwritten note:*  $M \cdot 0 - M \cdot 0 \frac{p_3}{p}$

1) Graphische Bestimmung des Schwunradgewichtes von Karl Mayer, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1889.



Der Quotient der beiden vorstehenden Werte, nämlich

$$\frac{M \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) + S_1}{M \left(1 - \frac{p_e}{p}\right) + S_1} \frac{f_1 + f_2}{f_1}$$

giebt dann offenbar das Verhältnis der nutzbaren Dampfmenge, welche für dieselbe Arbeitsleistung bei einer mit und ohne Kompression arbeitenden Maschine gebraucht werden.

Mit den in Fig. 28 des Textes eingetragenen Bezeichnungen findet sich, wie im nächsten Abschnitt gezeigt wird, wenn Expansion und Kompression nach dem Mariotteschen Gesetze verlaufend angenommen werden,

$$f_1 = S_1 \cdot p + (M + S_1) \cdot p \cdot \ln \frac{M + S}{M + S_1} - \left( S_3 \cdot p_e + M \cdot p_3 \cdot \ln \frac{p_3}{p_e} \right),$$

$$f_2 = M \cdot p_3 \cdot \ln \frac{p_3}{p_e} - (S - S_3) p_e,$$

worin  $(M + S - S_3) p_e = M \cdot p_3$  oder  $S_3 \cdot p_e = (M + S) p_e - M \cdot p_3$  und  $(S - S_3) p_e = M \cdot p_3 - M \cdot p_e$  gesetzt werden kann.

Beträgt nun beispielsweise

$S_1 = 0,12 S$ ,  $M = 0,1 S$ ,  $p_e = 0,17 p$  (für  $p = 7$ ,  $p_e = \sim 1,2$ ),  $p_3 = 0,75 p$ , so wird

$$f_1 = \left\{ 0,12 + 0,22 \ln \frac{1,1}{0,22} - \left( 1,1 \cdot 0,17 - 0,1 \cdot 0,75 + 0,1 \cdot 0,75 \ln \frac{0,75}{0,17} \right) \right\} S \cdot p = 0,2508 S \cdot p,$$

$$f_2 = \left( 0,1 \cdot 0,75 \cdot \ln \frac{0,75}{0,17} - 0,1 \cdot 0,75 + 0,1 \cdot 0,17 \right) S \cdot p = 0,0533 S \cdot p,$$

$$f_1 + f_2 = 0,3041 S \cdot p,$$

$$M \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) + S_1 = \{0,1 (1 - 0,75) + 0,12\} S = 0,145 S,$$

$$M \left(1 - \frac{p_e}{p}\right) + S_1 = \{0,1 (1 - 0,17) + 0,12\} S = 0,203 S,$$

und es folgt dann

$$\frac{M \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) + S_1}{M \left(1 - \frac{p_e}{p}\right) + S_1} \frac{f_1 + f_2}{f_1} = \frac{0,145 \cdot 0,3041}{0,203 \cdot 0,2508} = \sim 0,866,$$

d. h. bei einer mit Kompression arbeitenden Maschine würde unter den gegebenen Voraussetzungen dieselbe Arbeit mit dem 0,866fachen derjenigen Dampfmenge geleistet werden, welche diese Maschine gebraucht, wenn sie ohne Kompression arbeitet.

Bezüglich des Einflusses, welchen die Kompression auf die Abkühlungsverluste ausübt, wurde schon auf Seite 27 angeführt, dass es völlig gleichgiltig sein kann, ob die zur Erwärmung der Abkühlungsflächen erforderliche Wärmemenge dem komprimierten Dampf während der Kompression oder dem frischen Dampf während des Dampfeintrittes entzogen wird; die Verluste dürften in beiden Fällen ziemlich dieselben sein. Die Kompression vermag also die erwähnten Verluste für gewöhnlich nicht zu vermindern, sie kann dieselben eher noch insofern vergrößern, als bei einer bestimmten Leistung eine mit Kompression arbeitende Maschine wegen der geringeren Arbeit, welche dieselbe bei jedem Hube leistet, grössere Dimensionen und also auch im allgemeinen grössere Abkühlflächen erhält wie eine ohne Kompression arbeitende Maschine.

Es sei hier darauf hingewiesen, dass vielfach über den Einfluss der Kompression in Bezug auf die Abkühlungsverluste die dem Obigen entgegengesetzte Meinung vertreten, also der Kompression eine Herabminderung dieser Verluste zugeschrieben wird. Und in der That weisen die von Herrn

Prof. Doerfel an einer Corlissmaschine vorgenommenen Versuche bei hoher Kompression und geheiztem Cylinder eine Abnahme der erwähnten Verluste nach. Eine Verminderung des Gesamt-Dampfverbrauches trat aber bei diesen Versuchen infolge des grösseren Arbeitsaufwandes für die Kompression nicht ein; auch konnten bei fehlender Heizung die durch hohe Kompression in der Temperatur etwas erhöhten Wandungen die Abkühlungsverluste des einströmenden Dampfes nicht herabziehen. Jedenfalls dürfte auf Grund der bis jetzt nur ganz spärlich vorliegenden Versuche ein günstiger Einfluss der Kompression in der erwähnten Richtung noch nicht als feststehend zu betrachten sein.

Eine Abnahme der Eintrittskondensation und des Gesamt-Dampfverbrauches lässt sich dagegen in den weit-aus meisten Fällen bei Anwendung eines **Dampfmantels** nachweisen. Wenn man nun auch noch nicht vollständig darüber klar ist, wie diese Wirkung erfolgt, so lässt sich doch der Einfluss des Dampfmantels an Hand der folgenden Betrachtung erkennen.

Wie auf Seite 24 angeführt, ist die Temperatur der Cylinderwandung, abgesehen von den natürlichen Schwankungen, bei fehlender Mantelheizung als ungefähr in der Mitte zwischen der Temperatur des ein- und ausströmenden Dampfes liegend anzusehen, denn diese Wandung kommt ja abwechselnd mit dem einen und anderen Dampf in Berührung. Die Folge hiervon war, dass sich frischer Dampf während des Dampfeintrittes und auch während des ersten Teiles der Expansion solange niederschlug, als seine Temperatur höher als die der Cylinderwand lag, dagegen während des Restes der Expansion und während des Dampfaustrittes, wo die Temperatur des Gemisches niedriger als die der Cylinderwand war, ein Teil des niedergeschlagenen Wassers wieder verdampfte. Während des erstgenannten Vorganges, den wir als Eintrittskondensation bezeichneten, wurde Wärme vom Cylinderinhalte an die Cylinderwand, während des letztgenannten Vorganges, den wir Nachdampfen nannten, dagegen umgekehrt Wärme von der Cylinderwand an den Cylinderinhalt abgegeben. Heizen wir nun den Cylinder, indem wir ihn in einem Mantel von frischem Dampf umspülen lassen, so wird jedenfalls die Cylinderwand eine höhere Temperatur als im vorigen Falle annehmen. Dadurch wird einesteils die Eintrittskondensation beschränkt und früher aufhören, andernteils aber auch als Folge hiervon wiederum das Nachdampfen geringer ausfallen und früher beendet sein. Das geringere Nachdampfen, das uns ja, wie auf Seite 25 angegeben, die Expansionskurve hebt, also die Arbeit vergrößert, ist aber keineswegs (siehe weiter unten) als Nachteil anzusehen, denn nach dem auf Seite 11 vermerkten Grundsatz soll, wenn der Kreisprozess einen möglichst günstigen Wirkungsgrad ergeben soll, alle Wärme bei der höchsten Temperatur, also hier während der Eintrittsperiode, zugeführt werden. Ferner tritt auch während des Dampfaustrittes Wärme von der geheizten Cylinderwand an den ausströmenden Dampf über. Der hierdurch bewirkte Verlust fällt aber bei geheiztem Cylinder nicht so bedeutend als bei ungeheiztem aus. Im ersteren Falle, wo das Nachdampfen zu Beginn des Dampfaustrittes schon beendet ist, wird nämlich die Cylinderwand

während dieser Periode weniger vom Wasser benetzt sein als im letzteren Falle, wo das Nachdampfen ja für gewöhnlich auch während des Dampfaustrittes andauert. Deshalb wird auch bei geheiztem Cylinder die grössten- teils durch Strahlung an den austretenden Dampf ab- gegebene Wärme der Cylinderwand kleiner sein als bei ungeheiztem, wo diese Wärmeabgabe in der Hauptsache durch Leitung erfolgt.

Der bei Anwendung eines Dampfmantels aus der Verringerung der Eintrittskondensation sich ergebende Minderverbrauch an frischem Dampfe ist aber keineswegs ganz als durch den Mantel erspart anzusehen. Infolge der durch das Nachdampfen und während des Dampf- austrittes vom Mantel an den Cylinderinhalt abgegebenen Wärme bildet sich im Dampfmantel eine entsprechende Menge Kondenswasser, die auch bei der Berechnung des Nutzens, der durch den Mantel erzielt wird, berücksichtigt werden muss. Für Ablass dieses Kondenswassers ist jedenfalls Sorge zu tragen.

Der Nutzen des Dampfmantels zeigt sich natürlich bei Maschinen mit bedeutender Eintrittskondensation viel auffälliger als bei solchen mit unbedeutender. Nach den auf Seite 24 gemachten Angaben wirkt also der Dampf- mantel um so günstiger, je grösser das Temperaturgefälle ist, also mehr bei Kondensations- als bei Auspuffmaschinen, je grösser ferner die Abkühlflächen des schädlichen Raumes sind, und je nasser der verwendete Dampf ist. Dagegen zeigt sich der Nutzen des Dampfmantels bei schnellaufenden Dampfmaschinen weniger als bei lang- samlaufenden.

§ 15.

**Der Wirkungsgrad und die beste normale Füllung der Dampfmaschinen.**

Bezeichnet bei normaler Belastung einer Dampf- maschine

$N_i$  die indizierte Leistung der letzteren in Pferde- stärken, d. h. diejenige Leistung, welche der Dampf im Cylinder auf den Kolben überträgt und welche aus dem Indikator-Diagramm der Maschine berechnet werden kann,

$N_n$  die Nutzleistung in Pferdestärken, d. h. die Leistung, welche von der Maschine an die Transmission abgegeben wird und welche sich durch Bremsen der Kurbelwelle oder des Schwungrades messen lässt, so nennt man den Quotienten

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} \dots \dots \dots 36$$

den **Wirkungsgrad** der Dampfmaschine, den man oft auch als indizierten Wirkungsgrad zum Unterschiede von dem kalorischen bezeichnet.

Die Differenz  $N_i - N_n$  entspricht der Leistung, welche zur Überwindung der durch Reibung, Stösse u. s. w. her- vorgerufenen Nebenhindernisse, sowie eventuell zum Be- triebe des Kondensators und der sonst der Maschine an- gehängten Pumpen erforderlich ist. Die Arbeit der Nebenhindernisse setzt sich zusammen aus der Reibungs- arbeit der leerlaufenden Maschine, wie sie zum

Betriebe der letzteren bei abgehängter Transmission, abgestelltem Kondensator etc., sowie unveränderter Ge- schwindigkeit vom Dampf im Cylinder aufgewendet werden muss, und der zusätzlichen Reibungsarbeit, um welche die Leerlaufsarbeit infolge der durch die Be- lastung der Maschine erhöhten Pressung in den sich aufeinander bewegenden Teilen vergrössert wird. Ist also in Pferdestärken

$N_0$  die Reibungsarbeit der leerlaufenden Maschine, wie sie sich bei einer vorhandenen Maschine aus dem Leerlaufs-Diagramm ermitteln lässt,

$\mu N_n$  die zusätzliche Reibungsarbeit, also  $\mu$  der sogenannte Koeffizient der zusätzlichen Reibung,  $N_c$  die zum Betriebe des Kondensators und der ange- hängten Pumpen erforderliche Arbeit in Pferdestärken, so besteht die Beziehung

$$N_i - N_n = N_0 + \mu N_n + N_c,$$

oder

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{1}{1 + \mu} \left( 1 - \frac{N_0 + N_c}{N_i} \right).$$

Setzt man nun an Stelle der Arbeiten  $N_i$ ,  $N_n$ ,  $N_0$  und  $N_c$  die diesen proportionalen, konstant gedachten, mittleren Drucke  $p_i$ ,  $p_n$ ,  $p_0$  und  $p_c$ , welche die bezüglichen Arbeiten bei derselben Geschwindigkeit leisten, so folgt

$$\eta = \frac{p_n}{p_i} = \frac{1}{1 + \mu} \left( 1 - \frac{p_0 + p_c}{p_i} \right) \dots \dots 37$$

Im nächsten Abschnitte befinden sich die Angaben, nach denen man bei normaler Ausführung den Wirkungs- grad einer vorhandenen Maschine aus deren Dimensionen berechnen kann. Bei einer neu zu entwerfenden Maschine von bestimmter Nutzleistung  $N_n$  muss  $\mu$  zuerst schätzungs- weise angenommen werden; der nötige Anhalt zu dieser Schätzung befindet sich ebenfalls an der erwähnten Stelle.

Wollte man bei einer Dampfmaschine den **Füllungs- grad**  $\frac{S_1}{S}$  so wählen, dass bei möglichst kleinem nutz-

baren Dampfverbrauch, d. h. ohne Berücksichtigung der Dampfverluste, die indizierte Leistung, oder, was dasselbe sagt, die Fläche des Indikator-Diagrammes möglichst gross ausfällt, so müsste, wie man sich leicht durch Probieren überzeugen kann, die Expansionsend- spannung  $p_x$  (Fig. 28 des Textes auf Seite 41) gleich dem mittleren Werte der Spannung vor dem Kolben, also, abgesehen von den gewöhnlich nicht grossen Ab- weichungen der letzteren von der Austrittsspannung, gleich  $p_c$  werden. Das Indikator-Diagramm würde dann in eine Spitze auslaufen. Um ferner den nutzbaren Dampfverbrauch einer Maschine mit Rücksicht auf die Nutzleistung der letzteren möglichst günstig zu ge- stalten, muss man den Füllungsgrad  $\frac{S_1}{S}$  grösser als im

vorigen Falle und zwar so wählen, dass die Expansionsend- spannung  $p_x = p_c + p_0 + \mu p_n + p_c$  bei Kondensations- und  $p_x = p_c + p_0 + \mu p_n$  bei Auspuffmaschinen wird. Das Indikator-Diagramm läuft dann nicht mehr in eine Spitze aus, und in ihm repräsentiert die Rechteckfläche vom Hube  $S$  und der Höhe  $p_0 + \mu p_n + p_c$  bzw.  $p_0 + \mu p_n$  diejenige Arbeit, welche zur Überwindung der Neben-

hindernisse und eventuell zum Betriebe des Kondensators und der anderen Pumpen aufgewendet werden musste.

Soll schliesslich bei der Bemessung des Füllungsgrades nicht nur auf den nutzbaren Dampfverbrauch, sondern auch auf die Dampfverluste und die übrigen Betriebskosten Rücksicht genommen werden, so muss  $\frac{S_1}{S}$

wiederum grösser als im vorigen Falle genommen werden, und diejenige Füllung, bei welcher die Nutzleistung einer Maschine im Verhältnis zu den Herstellungskosten des gesamten stündlichen Dampfverbrauches und den durch Wartung, Erneuerung der Maschine, sowie durch Amortisation und Verzinsung der Maschinen-Herstellungskosten entstehenden stündlichen Betriebskosten ein Maximum wird, nennt man die **beste normale** oder **ökonomisch günstigste Füllung**. Bei ihr bleibt also die Expansionsendspannung  $p_x$  noch etwas über den Wert  $p_c + p_0 + \mu p_n + p_c$  bei Kondensations- und  $p_c + p_0 + \mu p_n$  bei Auspuffmaschinen.

Die beste normale Füllung fällt unter sonst gleichen Verhältnissen bei Kondensationsmaschinen kleiner als bei Auspuffmaschinen aus und wird um so grösser, je kleiner die Maschine und die Dampfeintrittsspannung  $p$  ist.

§ 16.

**Die Zwillingsmaschinen.**

Die Kupplung zweier Eincylindermaschinen von genau derselben Dampf- und Druckverteilung an eine gemeinschaftliche Kurbelwelle bietet gegenüber der Eincylindermaschine namentlich den Vorteil, dass bei (gewöhnlich unter  $90^\circ$ ) gegeneinander versetzten Kurbeln die Zwillingsmaschine in jeder Lage angelassen werden kann und bei demselben Schwungradgewichte wie die ebenso starke Eincylindermaschine eine grössere Gleichförmigkeit im Gange als diese zeigt. Der erste Vorteil liegt darin begründet, dass, wenn auch die eine Kurbel in der Totlage steht und der auf sie wirkende Dampfdruck also Nichts in dieser Lage zur Drehung der Kurbelwelle beitragen kann, sich die andere Kurbel doch stets geneigt (vertikal) zur Hubrichtung der Maschine befinden und also das zur Ingangsetzung der Maschine erforderliche Drehmoment auf die Kurbelwelle ausüben wird. Der zweit erwähnte Vorteil rührt daher, dass die Tangentialdrucke der beiden Maschinen eines Zwillings, die bei um  $90^\circ$  gegeneinander versetzten Kurbeln im zugehörigen Diagramm um die Strecke  $0,5 R \pi$  gegeneinander zu verschieben sind, sich bei der Vereinigung zu einer Kurve zusammensetzen, die weniger von der konstanten Widerstandslinie abweicht und deshalb kleinere Über- oder Unterschussflächen für die Berechnung der Schwungradmasse (pro 1 qcm nutzbare Kolbenfläche) liefert als jede der beiden Tangentialdruckkurven für sich allein.

Dies lehrt schon der Vergleich der Fig. 7 und 8 auf Tafel 26. Die erste Figur stellt das Tangentialdruck-Diagramm einer Eincylindermaschine, die letzte in der ausgezogenen Kurve dasjenige einer aus zwei solchen Eincylindermaschinen hergestellten Zwillingsmaschine dar. Die ausgezogene Kurve in Fig. 8 wird erhalten, indem die Ordinaten der um  $0,5 R \pi$  gegeneinander verschobenen Diagramme  $a b Y d e f X h i$  und  $a_1 b_1 c_1 d_1 e_1 f_1 g_1 h_1 i_1 k_1$  zu einander

addiert bzw. von einander subtrahiert werden, je nachdem sie auf derselben bzw. entgegengesetzten Seite der Basis  $o i = S \cdot \pi$  liegen. Man ersieht nun schon durch blossen Vergleich der Fig. 7 und 8, dass die Über- bzw. Unterschussflächen bei der ersten Figur grösser als bei der letzten sind.

Die erwähnten Vorteile der Zwillingsmaschinen fallen aber bei den eigentlichen Transmissions-Dampfmaschinen weniger ins Gewicht als bei solchen, die, wie z. B. Fördermaschinen, überhaupt ohne Schwungrad arbeiten.

§ 17.

**Die Maschinen mit mehrmaliger Expansion des Dampfes im allgemeinen.**

Die Mehrmal-, Mehrfach-Expansions-, Verbundmaschinen oder kurz Mehrzylindermaschinen unterscheiden sich, wie in der Einleitung angegeben, in ihrer Wirkungsweise hauptsächlich dadurch von den Eincylindermaschinen, dass der Dampf nicht nur in einem, sondern nacheinander in zwei, drei oder mehr Cylindern unter Verrichtung äusserer Arbeit expandiert. Stellt also in Fig. 29 des Textes unter Vernachlässigung der schädlichen Räume, der Vorein-, Voraustritts- und Kompressionsperiode  $a b c d e a$  das theoretische Indikator-Diagramm einer Eincylindermaschine dar, in welcher der auf dem Wege  $s_1$  einströmende Dampf von der Spannung  $p$  bis auf diejenige  $p_x$  expandiert, so ist die während eines Doppelhubes auf der betreffenden Kolbenseite geleistete Arbeit der Fläche dieses Diagrammes bekanntlich proportional. Zerlegen wir nun das letztere durch eine Linie  $g f$  in zwei Teilflächen und lassen den während desselben Weges  $s_1$  eintretenden Dampf im ersten (kleinen) Cylinder einer Verbundmaschine von seiner Anfangsspannung  $p$  nur auf die Spannung  $p_r$  expandieren, also die der Fläche  $a b f g a$  proportionale Arbeit leisten, dann aber den Dampf ohne Spannungsabfall aus dem ersten in den zweiten (grossen) Cylinder über-, also hier während des Weges  $s = S_1$  eintreten und sich bis auf die Spannung  $p_x$  ausdehnen, somit die der Fläche  $g f c d e g$  proportionale Arbeit verrichten, so würde offenbar die Eincylindermaschine unter sonst gleichen Verhältnissen genau dieselbe Leistung wie die Verbundmaschine besitzen, wenn die Cylinder der letzteren eine ebenso grosse nutzbare Kolbenfläche wie die Eincylindermaschine haben. Der kleine Cylinder der Verbundmaschine würde dann den Hub  $s$ , der grosse den Hub  $S$  der Eincylindermaschine bekommen, und  $\frac{s \cdot 0}{S \cdot 0} = \frac{s}{S}$  wäre das Verhältnis der Hubvolumina beider Cylinder der Verbundmaschine.

Die Leistung beider Maschinen würde auch dann dieselbe bleiben, wenn man dem kleinen Cylinder denselben Hub  $S$  wie dem grossen bzw. der Eincylindermaschine geben, dafür aber die nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders im Verhältnis  $\frac{s}{S}$  kleiner und den Weg, auf welchem der frische Dampf bei ihm einströmt, in demselben Verhältnis grösser als bei der Eincylindermaschine machen würde, so dass, wenn



0 die nutzbare Kolbenfläche der Eincylindermaschine und des grossen Cylinders der Verbundmaschine,  $s_1$  die Füllungsstrecke der Eincylindermaschine ist, die nutzbare Kolbenfläche bzw. Füllungsstrecke des kleinen Cylinders der Verbundmaschine

$$\frac{s}{S} \cdot 0 \text{ bzw. } \frac{S}{s} \cdot s_1$$

wird. Denn es kommt, um durch die Expansion einer und derselben Dampfmenge theoretisch stets dieselbe Leistung zu erzielen, ja immer nur darauf an, dass das Expansionsverhältnis des Dampfes das gleiche bleibt. In der Eincylindermaschine beträgt dasselbe nun

$$\frac{s_1 \cdot 0}{S \cdot 0} = \frac{s_1}{S},$$

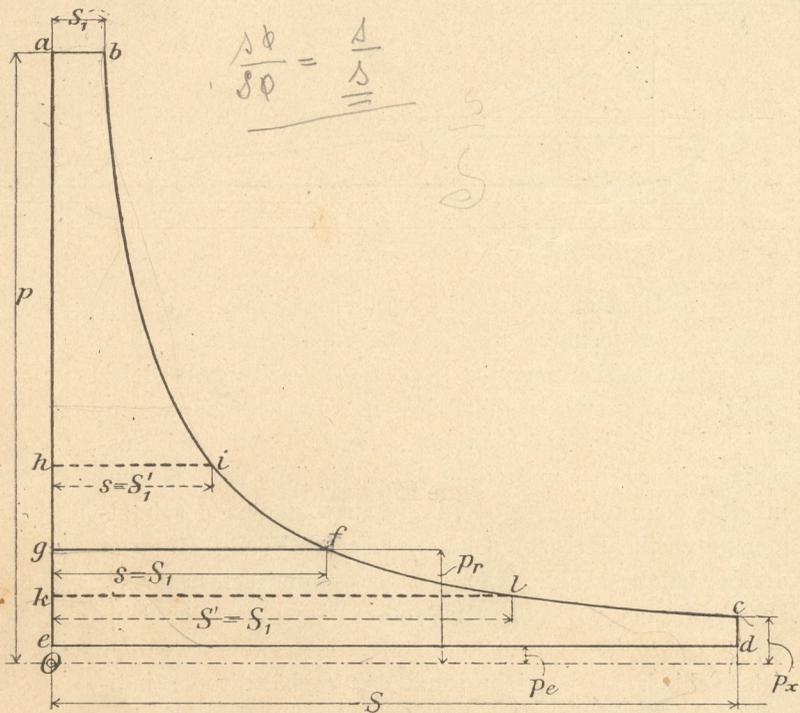
in der Verbundmaschine, bei der man es, da die Expansion in zwei Cylindern vor sich geht, wohl als Gesamt-Expansionsgrad bezeichnet, ist dasselbe aber ebenfalls

$$\frac{\frac{S}{s} \cdot s_1 \cdot \frac{s}{S} \cdot 0}{S \cdot 0} = \frac{s_1}{S} = \frac{p_x}{p}$$

Das Verhältnis der Hubvolumina beider Cylinder der Verbundmaschine wäre wie im vorigen Falle

$$\frac{v}{V} = \frac{S \cdot \frac{s}{S} \cdot 0}{S \cdot 0} = \frac{s}{S}$$

Fig. 29.



Entsprechendes würde sich ergeben, wenn man das Diagramm abcdea der Eincylindermaschine in Fig. 29 des Textes durch zwei horizontale (punktirt eingetragene) Linien  $\overline{hi}$  und  $\overline{kl}$  in drei Teilflächen zerlegt und nun die der obersten Teilfläche proportionale Arbeit durch Expansion des wieder auf dem Wege  $s_1$  einströmenden Dampfes im ersten Cylinder, die der mittleren Teilfläche entsprechende Arbeit durch Weiterexpansion der aus dem ersten ohne Spannungsabfall übergeführten Dampfmenge im zweiten Cylinder, und schliesslich

die der untersten Teilfläche zugehörige Arbeit durch noch weiter gehende Expansion der aus dem zweiten ohne Druckverlust entnommenen Dampfmenge im dritten Cylinder einer Dreifach-Expansionsmaschine verrichten liesse. Die letztere würde dann dieselbe Leistung wie die Eincylindermaschine besitzen, wenn bei derselben nutzbaren Kolbenfläche der kleine Cylinder den Hub  $s$  und die Füllungsstrecke  $s_1$ , der mittlere den Hub  $S'$  und die Füllungsstrecke  $s = S_1'$ , der grosse den Hub  $S$  der Eincylindermaschine und die Füllungsstrecke  $S' = S_1$  besässe. Das Verhältnis der Hubvolumina des kleinen und mittleren Cylinders zum grossen oder dem der Eincylindermaschine wäre dann

$$\frac{s \cdot 0}{S \cdot 0} = \frac{s}{S} \text{ bzw. } \frac{S' \cdot 0}{S \cdot 0} = \frac{S'}{S}$$

Daran würde sich auch nichts ändern, wenn man bei demselben Hub  $S$  aller Cylinder die nutzbare Kolbenfläche bzw. Füllungsstrecke des kleinen Cylinders

$$\frac{s}{S} \cdot 0 \text{ bzw. } \frac{S}{s} \cdot s_1$$

und die entsprechenden Grössen des mittleren Cylinders

$$\frac{S'}{S} \cdot 0 \text{ bzw. } \frac{S}{S'} \cdot S_1'$$

machen würde. Der Gesamt-Expansionsgrad der Mehrzylindermaschine ist dann wiederum

$$\frac{s_1}{S} = \frac{p_x}{p}$$

und das Verhältnis der Hubvolumina  $\frac{v}{V} = \frac{s}{S}$  für den kleinen

und grossen,  $\frac{V'}{V} = \frac{S'}{S}$  für den mittleren und grossen Cylinder.

Wir können demnach sagen:

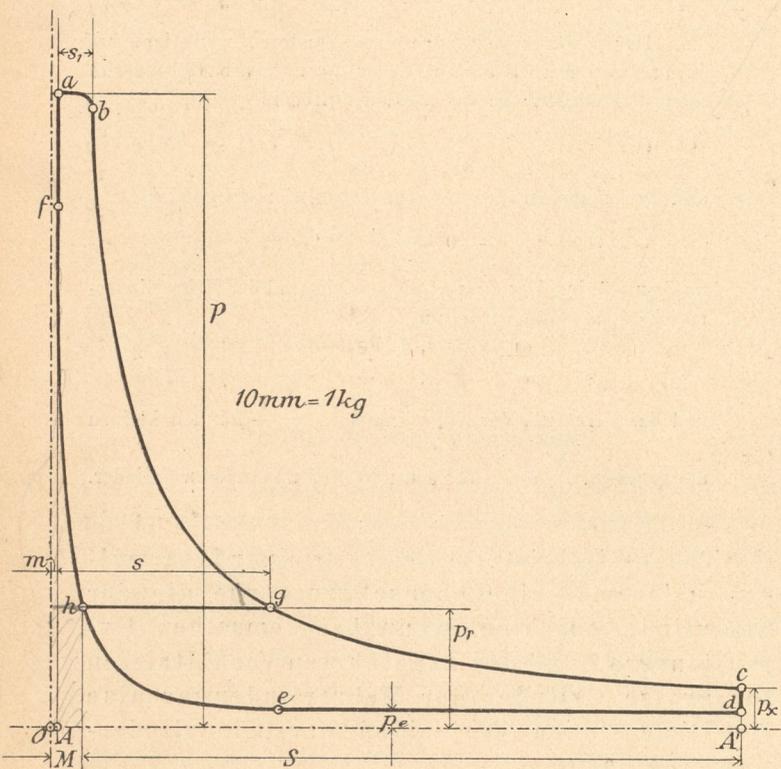
Theoretisch ist die Leistung einer Mehrmal-Expansionsmaschine ebenso gross wie die der Eincylindermaschine, wenn bei demselben Expansionsgrad und den angeführten Verhältnissen der grosse Cylinder der Mehrzylindermaschine die Dimensionen desjenigen der Eincylindermaschine hat.

Bei Berücksichtigung der schädlichen Räume und der Kompression bleibt unter den vorerwähnten Bedingungen die Leistung einer Verbundmaschine theoretisch auch dann noch gleich derjenigen der Eincylindermaschine, wenn man den schädlichen Raum der letzteren gleich demjenigen des Hochdruckcylinders der ersteren annimmt, und die Kompression sich durch beide Cylinder der Verbundmaschine ununterbrochen fortgesetzt denkt. Davon überzeugt man sich leicht an Hand der Fig. 30 des Textes auf Seite 46, in welcher wieder abcdefa das theoretische Diagramm der Eincylindermaschine, abghfa dasjenige des kleinen, hgcdelh dasjenige des grossen Cylinders der Verbundmaschine darstellt. Haben nun die sämtlichen Cylinder die gleiche nutzbare Kolbenfläche und ist, bezogen auf diese letztere, die Länge des schädlichen Raumes beim kleinen Cylinder und bei demjenigen der Eincylindermaschine gleich  $m$ , die Länge des schädlichen Raumes beim grossen Cylinder gleich  $M$ , so muss offenbar die Leistung beider Maschinen unter sonst gleichen Verhältnissen theoretisch dieselbe werden, denn die Expansionskurven sowohl als auch die Kompressionskurven gelten für die Eincylindermaschine und die einzelnen Cylinder der Verbundmaschine, da sie ja, wie erforderlich, alle vom Punkte 0 aus konstruiert sind.

Die Fig. 31 des Textes lässt die Richtigkeit des Erwähnten auch für eine Dreifach-Expansionsmaschine erkennen. In der Figur entspricht wiederum  $m$  der Länge des schädlichen Raumes für den kleinen,  $M'$  derjenigen für den mittleren Cylinder, beide bezogen auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders.

In Wirklichkeit weicht natürlich die Leistung einer Mehrcylindermaschine von derjenigen, welche der Dampf theoretisch in der entsprechenden Eincylindermaschine

Fig. 30.

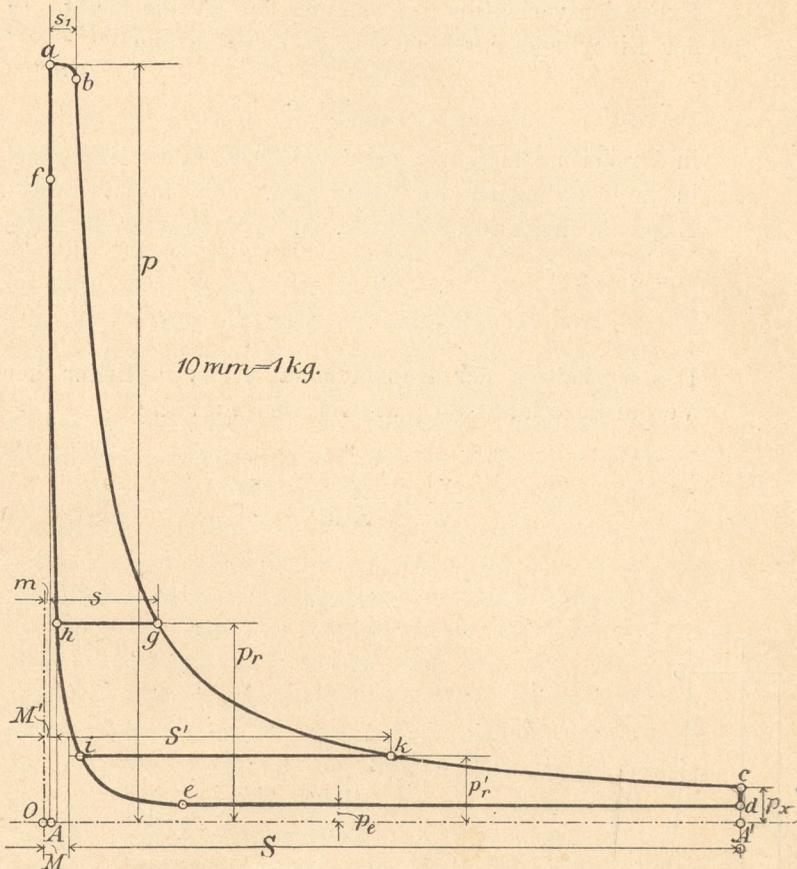


verrichten könnte, bedeutend ab, und die Diagrammflächen einer Verbundmaschine besitzen einen kleineren Flächeninhalt als das theoretische Diagramm der in Betracht zu ziehenden Eincylindermaschine. Um nun die Grösse und Art dieser Abweichungen beurteilen zu können, muss man die einer vorhandenen Mehrcylindermaschine entnommenen Indikator-Diagramme der einzelnen Cylinder, die wegen des gleichen Hubes alle dieselbe Basis zeigen, auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders reduzieren, wodurch dann die Diagramme des kleinen und mittleren Cylinders verschiedene Basis erhalten und in der durch Fig. 29 bis 31 wiedergegebenen Art zusammen geschoben und mit dem theoretischen Diagramm der Eincylindermaschine verglichen werden können. Das erwähnte Reduzieren der Diagramme des kleinen und mittleren Cylinders geschieht in der Weise, dass man die Abscissen dieser Diagramme im Verhältnis des betreffenden Cylindervolumens zu demjenigen des grossen Cylinders verkürzt, oder aber, was auf dasselbe hinausläuft und gewöhnlich geschieht, das Diagramm des kleinen Cylinders unverändert lässt und nun die Abscissen für das Diagramm des grossen und mittleren im Verhältnis

der Cylindervolumina der letzteren zu demjenigen des kleinen streckt. Solche auf ein und dieselbe Kolbenfläche bezogene Diagramme einer Mehrcylindermaschine nennt man rankinisierte Diagramme; die Konstruktion der letzteren ist in den nächsten Paragraphen an einigen Beispielen gezeigt.

Bei der Rankinisierung der Diagramme vergleicht man aber diese Diagramme nicht immer mit dem theo-

Fig. 31.



retischen Diagramm der Eincylindermaschine, wie wir es bisher angenommen haben, sondern mit einem solchen, dessen Admissionsspannung  $p$  (Fig. 30 des Textes) gleich der Kesselspannung  $p_k$  und dessen Austrittsspannung  $p_e$  gleich Null bei Kondensations-, gleich 1 Atm bei Auspuffmaschinen ist, und nennt das Verhältnis des Flächeninhaltes der rankinisierten Diagramme zu dem des letztgenannten theoretischen Diagrammes den **Völligkeitsgrad** der Verbundmaschine. Der letztere — der sich natürlich auch auf das wirkliche Indikator-Diagramm der Eincylindermaschine anwenden lässt, hier aber weniger gebräuchlich ist — giebt somit das Verhältnis der indizierten Leistung einer Maschine zu derjenigen theoretischen Leistung, welche sich von der die Maschine passierenden Dampfmenge erwarten liesse, wenn diese von der Kesselspannung  $p_k$  an bis auf Null bzw. 1 Atm Gegendruck in der in Betracht zu ziehenden Eincylindermaschine expandieren würde. Die Kesselspannung wählt man, um auch die Leitungsverluste ersehen zu können.

Die **Rankinisierung** wird schliesslich nicht immer in derselben Weise vorgenommen. Otto H. Müller ver-

öffentliche in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1887, in einem Aufsatz über Dreifach-Expansionsmaschinen die verschiedenen Methoden der Rankinisierung, von denen die beiden bekanntesten im Nachstehenden wiedergegeben sind und bei den Beispielen des nächsten Paragraphen verwendet wurden. Bezüglich der übrigen Methoden muss auf den sehr interessanten Aufsatz von Müller selbst verwiesen werden.

1. Methode. Die auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders reduzierten Diagramme der Mehrcylindermaschine werden mit ihrer Eintrittsseite alle an die durch A (Fig. 34 des Textes auf Seite 51) gehende Vertikale geschoben und die Expansionslinie bc des theoretischen Diagrammes der Eincylindermaschine von einem Punkte O aus konstruiert, welcher von der Vertikalen durch A um den auf die Kolbenfläche des grossen Cylinders bezogenen schädlichen Raum des kleinen absteht. Die Linie bc wird ferner meistens durch den Endpunkt der Expansionskurve des kleinen Cylinders gelegt, weil hier bei Zweifach-Expansionsmaschinen das grösste Dampfgewicht dargestellt ist, das im Diagramm zum Ausdruck kommt. Der Streifen schliesslich, welcher im theoretischen Diagramm über OA liegt, wird vernachlässigt.

2. Methode. Die auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders bezogenen Diagramme der Mehrcylindermaschine werden wie in Fig. 30 und 31 des Textes um den ebenfalls auf diese Kolbenfläche reduzierten schädlichen Raum der einzelnen Cylinder von der durch O gehenden Vertikalen abgerückt. Die Expansionslinie bc des theoretischen Diagrammes wird wie bei der vorigen Methode, oder aber durch einen über b in der Höhe der Kesselspannung liegenden Punkt gelegt.

Aus den vorhergegangenen Erörterungen geht jedenfalls hervor, dass die Mehrcylindermaschine hinsichtlich der Arbeitsleistung keine Vorteile gegenüber der in Vergleich zu ziehenden Eincylindermaschine bietet. Im Gegenteil, die mit derselben Füllung in der Eincylindermaschine erzielte Arbeitsleistung fällt für gewöhnlich grösser als die der zugehörigen Maschine mit mehrmaliger Expansion des Dampfes aus, da, wie später angeführt, die Austrittslinien des einen Cylinders mit den Eintrittslinien des folgenden nicht zusammenfallen und der zwischen beiden Linien liegende Flächenstreifen einen Arbeitsverlust bedeutet, somit der Völligkeitsgrad der Eincylindermaschine für gewöhnlich grösser als der der Mehrcylindermaschine ist. Wohl aber erweist sich die letztere in ökonomischer Hinsicht, also bezüglich des Gesamt-Dampfverbrauches, oder, da der der Diagrammfläche proportionale nutzbare Dampfverbrauch bei den in Vergleich zu ziehenden Maschinen derselbe ist, bezüglich der Dampfverluste der Eincylindermaschine gegenüber im Vorteil. Das hat in dem Folgenden seinen Grund.

Zunächst ist bei der Zweifach-Expansionsmaschine das Temperaturgefälle in den einzelnen Cylindern ungefähr nur gleich der Hälfte, bei der Dreifach-Expansionsmaschine nur gleich dem dritten Teil desjenigen der entsprechenden Eincylindermaschine. Während z. B. nach den Bezeichnungen in Fig. 29 des Textes das Temperaturgefälle der

Eincylindermaschine einer Spannungsdifferenz  $p - p_e$  entspricht, ist dasselbe bei der Verbundmaschine mit zwei Cylindern der Differenz  $p - p_r$  im kleinen und derjenigen  $p_r - p_e$  im grossen Cylinder proportional, u. s. w. Wir sahen aber auf Seite 24, dass unter sonst gleichen Verhältnissen die Eintrittskondensation und Dampfabkühlungsverluste um so kleiner ausfallen, je kleiner das Temperaturgefälle im Cylinder ist. Bei der Mehrcylindermaschine verteilen wir nun dieses Temperaturgefälle, das bei der Eincylindermaschine in einem und demselben Cylinder vorkommt, auf zwei oder drei Cylinder, indem wir den Dampf nach und nach in den letzteren expandieren lassen. Ferner war auf die erwähnten Verluste die Grösse des schädlichen Raumes bzw. der Oberflächen desselben von Einfluss. Für den frischen Dampf kommt aber bezüglich der Eintrittskondensation bei der Mehrcylindermaschine nur der kleine Cylinder in Betracht, und dessen schädlicher Raum ist ja im Cylinderverhältnis kleiner als derjenige des Cylinders der zugehörigen Eincylindermaschine oder des ebenso grossen Niederdruckcylinders der Mehrcylindermaschine. Ist z. B. der schädliche Raum des kleinen Cylinders, bezogen auf dessen Volumen, 5 Prozent, so ist derselbe in Bezug auf das Volumen des grossen Cylinders oder der Eincylindermaschine nur  $\frac{5}{2,5} = 2$  Prozent, wenn

2,5 das Verhältnis der Volumina beider Cylinder, das sogenannte Cylinderverhältnis, ist. Die Eintrittskondensation im grossen bzw. mittleren und grossen Cylinder einer Zwei- bzw. Dreifach-Expansionsmaschine hat weiter nur insofern Einfluss auf den Dampfverbrauch, als sie die Leistung dieser Cylinder allein verringert. Diese Verringerung kann aber wiederum lange nicht so bedeutend sein wie diejenige, welche durch eine ebenso grosse Kondensation im Hochdruckcylinder bewirkt wird, da letztere ja die Gesamtleistung, also diejenige aller Cylinder, erstere dagegen nur diejenige in den späteren Cylindern herabzieht. Schliesslich fällt wegen der geringeren Eintrittskondensation auch das schädliche Nachdampfen bei der Mehrcylindermaschine kleiner als bei der Eincylindermaschine aus, zumal dieses Nachdampfen bei Maschinen mit mehrmaliger Expansion auch nur insoweit Verluste herbeiführen kann, als es im grossen Cylinder vor sich geht. Die durch das Nachdampfen im kleinen oder mittleren Cylinder dem Dampfe zugeführte Wärme wird ja durch Arbeitsleistung in den folgenden Cylindern wieder nutzbar gemacht.

Die kleinere Spannungsdifferenz in den einzelnen Cylindern einer Mehrcylindermaschine muss bei dieser unter sonst gleichen Verhältnissen auch geringere Verluste durch Undichtheit des Kolbens als bei der Eincylindermaschine veranlassen, zumal diese Verluste bei der ersteren ja nur für den grossen Cylinder volle Geltung haben, während der in den übrigen Cylindern durchtretende Dampf noch Arbeit verrichten kann. Ausserdem verlangt der grosse Dampfüberdruck der Eincylindermaschine ein sehr schweres Gestänge, das nur während der bei hoher Eintrittsspannung sehr kleinen Füllung voll beansprucht wird, da nur während dieser Zeit der

Dampfüberdruck seinen höchsten Betrag hat. Während der Expansion fällt dann dieser Dampfüberdruck in der Eincylindermaschine sehr schnell und stark, was keineswegs günstig auf die Gleichförmigkeit des Ganges solcher Maschinen wirkt. Bei der Mehrzylindermaschine dagegen ist der Dampfüberdruck in den einzelnen Cylindern weit geringer und auch nur viel kleineren Schwankungen unterworfen.

Der **Vorteil** der Mehrzylindermaschine gegenüber der Eincylindermaschine besteht also hauptsächlich darin, den Dampf, und namentlich solchen von hoher Spannung, durch Vermeidung eines zu hohen Temperaturgefälles in einem und demselben Cylinder und anderer die Dampfverluste begünstigenden Umstände besser auszunützen, also dieselbe Leistung trotz des höheren Anschaffungspreises der erstgenannten Maschine mit geringeren Kosten zu erzielen. Der Zweifach-Expansionsmaschine ist die Dreifach-Expansionsmaschine in ökonomischer Hinsicht nur dann überlegen, wenn letztere mit höherer Dampfspannung arbeitet als erstere; diese Überlegenheit scheint also weniger in der Verminderung der Abkühlungsverluste, als in der höheren Expansion begründet zu sein. Bei Maschinen mit mehr als drei Cylindern ist bei der heute gebräuchlichen Höhe der Dampfspannung eine Vergrößerung der Ökonomie nicht mehr zu erwarten.

Als **Nachteil** der Mehrzylindermaschine ist hauptsächlich deren geringe und mangelhafte Regulierbarkeit zu nennen. Die Leistung der Eincylindermaschine lässt sich nämlich nicht nur in weiteren Grenzen, sondern auch in kürzerer Zeit als die der Maschine mit zwei- oder dreimaliger Expansion des Dampfes regulieren. Dies hat seinen Grund darin, dass bei unveränderter Füllung der übrigen Cylinder eine Vergrößerung oder Verkleinerung der Füllung des Hochdruckcylinders äusserst wenig Einfluss auf dessen Leistung hat, sondern in der Hauptsache nur eine Änderung der Arbeit des grossen Cylinders bewirkt, welche Änderung sich zudem erst nach einer ziemlichen Zahl von Umdrehungen bemerkbar machen kann. Dieser Übelstand tritt bei Maschinen mit zwei Cylindern weniger zu Tage als bei solchen mit drei Cylindern, weshalb diese letztgenannten Maschinen auch nur bei ziemlich gleichförmigem Widerstand an der Kurbelwelle Verwendung finden. Bei einer Änderung in der Füllung des kleinen Cylinders allein sinkt auch die Ökonomie und Gleichförmigkeit des Ganges, weil dann eine ungünstige Verschiebung des Temperaturgefälles und der Druckverteilung bei den einzelnen Cylindern stattfindet. Der Wirkungsgrad der Mehrzylindermaschine ist wegen der grösseren Reibung in den zwei oder drei Cylindern und Schubkurbeln natürlich unter sonst gleichen Verhältnissen etwas geringer als der der Eincylindermaschine.

Das **Cylinderverhältnis** der Mehrfach-Expansionsmaschinen wählt man gewöhnlich so, dass einer der beiden folgenden Bedingungen möglichst vollständig, oder beiden angenähert genügt wird. Man sucht entweder

1. ein gleiches Temperaturgefälle in den einzelnen Cylindern zu erzielen, oder aber

2. die Arbeit der ganzen Maschine möglichst gleichmässig auf die einzelnen Cylinder zu verteilen.

Vollständig kann man beiden Bedingungen zugleich nicht genügen und einer von ihnen bei derselben Höhe der Eintrittsspannung vollständig auch nur für einen Gesamt-Expansionsgrad in jedem Falle. Für eine neue Maschine wird schliesslich wegen der vielen in Betracht kommenden und von vorneherein nicht genau zu beurteilenden Umstände die Bestimmung des Cylinderverhältnisses nach den obigen Gesichtspunkten immer nur so erfolgen können, dass die vorstehenden Bedingungen nur angenähert erfüllt werden.

So bedarf es, um das in Frage kommende Temperaturgefälle des ein- und austretenden Dampfes auf die einzelnen Cylinder gleichmässig zu verteilen, einer Annahme des Expansionsgesetzes, dass ja für unsere Dampfmaschinen nicht genau bekannt ist. Nehmen wir z. B. an, der in der Maschine expandierende Dampf würde sich in der Spannung, Temperatur und dem Volumen nach der Fliegner'schen Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe auf Seite 12 ändern, so würde für  $p = 8$  Atm Ein- und  $p_e = 1,2$  Atm Austrittsspannung nach dieser Tabelle auf jeden Cylinder einer Zweifach-Expansionsmaschine ein Temperaturgefälle von rund

$$\frac{170 - 104}{2} = 33^\circ \text{C}$$

kommen. Im kleinen Cylinder würde dann der Dampf gemäss der Tabelle

eine Temperaturabnahme von 170 auf  $137^\circ \text{C}$ ,  
eine Spannungsabnahme von 8 auf 3,4 Atm,  
eine Zunahme des spezifischen Volumens<sup>1)</sup> von  
0,244 auf 0,545 cbm,

im grossen Cylinder entsprechend

eine Temperaturabnahme von 137 auf  $104^\circ \text{C}$ ,  
eine Spannungsabnahme von 3,4 auf 1,2 Atm  
und, wenn die Expansion nur bis zu  $p_x = 1,5$  Atm getrieben wird,

eine Zunahme des spezifischen Volumens von  
0,545 auf 1,17 cbm

erfahren. Die Cylindervolumina müssen sich nun wie die spezifischen Volumina des expandierenden Dampfes zu Ende des Kolbenhubes, also

$$v : V = 0,545 : 1,17 = 1 : 2,15$$

ungefähr verhalten. Inwieweit dieses Cylinderverhältnis in der Wirklichkeit unter den angegebenen Verhältnissen der Bedingung des gleichen Temperaturgefälles genügt, entzieht sich natürlich von vorneherein der Beurteilung.

Desgleichen muss man zur Bestimmung des Cylinderverhältnisses bei gleicher Arbeitsverteilung auf die einzelnen Cylinder einer neuen Maschine gewisse Annahmen machen, die in Wirklichkeit nur annähernd zutreffen. In einem solchen Falle kann man also z. B. nach Fig. 29 des Textes für die gegebene Eintrittsspannung  $p$

1) Siehe die um  $w = 0,001$  vergrösserten Werte von  $u$  in der vorletzten Rubrik der Tabelle.

und ein gegebenes Gesamt-Expansionsverhältnis das theoretische Diagramm abcdea der entsprechenden Eincylindermaschine durch eine Horizontale  $\overline{gf}$  in zwei, oder durch zwei Horizontalen  $\overline{hi}$  und  $\overline{kl}$  in drei inhaltsgleiche Teilflächen zerlegen. Das Verhältnis der Teilflächen zur Basis des Eincylinder-Diagrammes ist dann unter den gemachten Annahmen und Vernachlässigungen das gesuchte Cylinderverhältnis, also nach Fig. 29

bei zwei Cylindern  $\frac{v}{V} = \frac{\overline{gf}}{ed} = \frac{s}{S}$ ,

bei drei Cylindern  $\frac{v}{V} = \frac{\overline{hi}}{ed} = \frac{s}{S}$  und  $\frac{V'}{V} = \frac{\overline{kl}}{ed} = \frac{S'}{S}$ .

Auch durch Rechnung lässt sich dieses Verhältnis bestimmen. Bezeichnet nämlich

$$\epsilon = \frac{s_1}{s}$$

den Gesamt-Expansionsgrad, so findet sich, wie im nächsten Abschnitte gezeigt wird, der Inhalt des Eincylinder-Diagrammes in Fig. 29 des Textes

$$\begin{aligned} F &= p \cdot s_1 \left( 1 + \ln \frac{S}{s_1} \right) - p_c \cdot S \\ &= p \cdot \epsilon \cdot s \left( 1 + \ln \frac{1}{\epsilon} \right) - p_c \cdot S \end{aligned}$$

und entsprechend der Inhalt des halb so grossen Diagrammes  $gfcdedg$  der Zweifach-Expansionsmaschine

$$\begin{aligned} \frac{F}{2} &= p_r \cdot s \left( 1 + \ln \frac{S}{s} \right) - p_c \cdot S, \\ \text{oder mit } p_r \cdot s &= p \cdot s_1 = p \cdot \epsilon \cdot s, \end{aligned}$$

$$\frac{1}{2} \left\{ p \cdot \epsilon \cdot s \left( 1 + \ln \frac{1}{\epsilon} \right) - p_c \cdot S \right\} = p \cdot \epsilon \cdot s \left( 1 + \ln \frac{S}{s} \right) - p_c \cdot S$$

$$\ln \frac{S}{s} = \ln \frac{V}{v} = \frac{1}{2} \left( \ln \frac{1}{\epsilon} - 1 + \frac{p_c}{\epsilon \cdot p} \right) \quad \dots \quad 38$$

Entsprechend würde sich bei einer Dreifach-Expansionsmaschine ergeben

$$\begin{aligned} \ln \frac{S}{s} = \ln \frac{V}{v} &= \frac{1}{3} \left( 2 \ln \frac{1}{\epsilon} - 1 + \frac{p_c}{\epsilon \cdot p} \right) \\ \ln \frac{S}{S'} = \ln \frac{V}{V'} &= \frac{1}{3} \left( \ln \frac{1}{\epsilon} - 2 + 2 \frac{p_c}{\epsilon \cdot p} \right) \end{aligned} \quad \dots \quad 39$$

An Stelle des Eincylinder-Diagrammes in Fig. 29 des Textes, das unter Vernachlässigung der schädlichen Räume und Kompression gilt, kann man natürlich auch das in Fig. 30 und 31 wiedergegebene theoretische Diagramm abcdefa der Eincylindermaschine, das ja die schädlichen Räume und Kompression in gewissem Sinne berücksichtigt, durch eine bzw. zwei Horizontalen in zwei bzw. drei inhaltsgleiche Teilflächen zerlegen und zur Bestimmung der gesuchten Cylinderverhältnisse verwenden. Aber auch diese letzteren Verhältnisse werden in Wirklichkeit, namentlich infolge der endlichen Grösse des Aufnehmers, keine vollständig gleiche Arbeitsverteilung auf alle Cylinder ergeben und es werden die nach den angegebenen Verfahren bestimmten Cylinderverhältnisse in jedem Falle einer Berichtigung bedürfen. Es ist natürlich Sache der Übung, diese Berichtigung so zu treffen, dass wenigstens unter Beachtung der meisten in Frage kommenden Umstände — wie der schädlichen Räume, der Kompressions-, Vorein- und Voraustrittsperiode, sowie der endlichen Receivergrösse — die konstruierten Diagramme einer neuen Maschine gleichen oder annähernd gleichen Inhalt für die einzelnen Cylinder

liefern. Solange diese Übung fehlt, dürfte es sich deshalb empfehlen, das Cylinderverhältnis nach den im nächsten Abschnitte gemachten Angaben zu wählen und für dieses die rankinisierten Diagramme, wie in den nächsten Paragraphen vermerkt, probeweise zu verzeichnen. Ergeben diese Diagramme dann nicht die gewünschte Annäherung in der Leistung der einzelnen Cylinder, so wird man doch leicht erkennen können, für welches neue, abgeänderte Cylinderverhältnis diese Annäherung in der Gleichheit der Diagrammflächen zu erzielen ist.

Als Grösse des **Aufnehmers** oder **Receivers**, der bei den jetzt gebräuchlichen Mehrcylindermaschinen stets verwendet wird, hat der zwischen den Auslassorganen des höheren und den Einlassorganen des niederen Cylinders befindliche Raum zu gelten. Nur bei unendlich grossem Receiver werden die Kurven, welche das Diagramm des höheren Cylinders nach unten und das des darauf folgenden niederen nach oben begrenzen, wie in Fig. 29 bis 31 horizontal verlaufen, bei endlicher Grösse dagegen wird der im Receiver befindliche Dampf durch die Expansion und Kompression in seiner Spannung beeinflusst, und die erwähnten Kurven werden dann von der Horizontalen abweichen. Diese Abweichungen fallen natürlich um so bedeutender aus, je kleiner der Aufnehmer ist, und umgekehrt. Bei Maschinen, deren Widerstand ziemlichen Schwankungen unterworfen ist, sucht man die schnelle Regulierung durch einen möglichst kleinen Receiver zu fördern.

Um ein **Druckgefälle** oder einen **Spannungsabfall** beim Übertreten des Dampfes aus dem einen Cylinder in den Receiver oder aus diesem letzteren in den anderen Cylinder zu vermeiden, wird es nötig sein, dass in den miteinander zu verbindenden Räumen in dem Augenblicke, wo diese Verbindung erfolgt, kein Unterschied in der Dampfspannung herrscht. Wie sich die richtige Spannung im Receiver herstellen lässt, damit dieser ohne beträchtlichen Spannungsabfall mit dem höheren Cylinder in Verbindung treten kann, wird in den nächsten Paragraphen gezeigt werden. Der Anschluss des niederen Cylinders an den Receiver kann nur dann ohne grösseren Druckverlust erfolgen, wenn in dem ersteren der Dampf vor dem Kolben entsprechend komprimiert wird. Indes ist ein Spannungsabfall nicht, wie früher angenommen wurde, immer mit Nachteil für die Maschine verbunden; im Gegenteil bietet, wie sich leicht nachweisen lässt, ein geringer Spannungssprung den Vorteil einer grösseren Arbeitsleistung und eines geringeren Dampfverbrauches. In welchen Grenzen sich aber dieser Spannungsabfall zu halten hat, um Vorteil zu gewähren, ist endgiltig noch nicht festgestellt, und es sei in dieser Beziehung auf die Arbeiten von Ensrud (Zeitschrift deutscher Ingenieure, 1889) und Oertling (Compoundmaschinen, 1878) verwiesen.

Bezüglich der **Heizung** der Mehrfach-Expansionsmaschinen bzw. der Anwendung des **Dampfmantels** bei diesen ist zu bemerken, dass die von den besseren Firmen in dieser Hinsicht ausgeübte Praxis darin besteht, jeden Cylinder mit seinem Eintrittsdampfe, dagegen den Aufnehmer überhaupt nicht zu heizen. Der frische

Dampf tritt also zuerst in den Dampfmantel des kleinen Cylinders — falls dieser nicht eine besondere Heizleitung besitzt, kommt dann in den kleinen Cylinder selbst, aus diesem in den Receiver, zu dem auch der Mantel des nächsten Cylinders gehört, weiter in diesen letzteren Cylinder selbst, und so fort. Manche heizen zwar auch den grossen bzw. grossen und mittleren Cylinder mit frischem Dampfe; jedoch dürfte es sich wohl mehr empfehlen, den frischen Dampf anstatt zum Heizen der erwähnten niederen Cylinder zur Arbeitsleistung in allen Cylindern der Maschine, also zur Füllung der letzteren zu verwenden. Eine Heizung des Aufnehmers bietet insofern keine Vorteile, als die Spannung und Temperatur des Dampfes in ihm ja nur geringen Schwankungen unterworfen ist und ein durch die Heizung bewirktes Verdampfen des im Receiverdampfe enthaltenen Wassers nicht von Nutzen sein kann, da ja diese Verdampfung wieder eine entsprechende Kondensation des Heizdampfes im Mantel zur Folge haben würde. Dagegen empfiehlt es sich, den Aufnehmer durch eine gute Umkleidung vor Abkühlungsverlusten zu schützen.

Ehe nun in den nächsten Paragraphen die einzelnen Systeme der vorliegenden Maschinen hinsichtlich ihrer Dampf- und Druckverteilung verfolgt werden, sollen hier die dort verwendeten Bezeichnungen der besseren Übersicht wegen zusammengestellt werden.

Bei **gleicher Kolbenfläche**, aber **verschiedenem Hube** der Cylinder, also in den **rankinisierten Diagrammen** der Mehrcylindermaschinen, ist

**O** die nutzbare Kolbenfläche aller Cylinder,  
**s** der Hub des kleinen oder Hochdruck-,  
**S'** derjenige des mittleren oder Mitteldruck-,  
**S** derjenige des grossen oder Niederdruckcylinders,  
 $\frac{V}{v} = \frac{S}{s}$  das Cylinderverhältnis zwischen grossem und kleinem,

$\frac{V}{V'} = \frac{S}{S'}$  dasjenige zwischen grossem und mittlerem Cylinder.

**m** der Abstand für den schädlichen Raum des kleinen,

**M'** derjenige des mittleren,

**M** derjenige des grossen Cylinders, das sind die Höhen oder Längen dieser Räume, bezogen auf die Kolbenfläche  $0, 0, 1)$

$\varepsilon = \frac{m + s_1}{M + S}$  der Gesamt-Expansionsgrad,

$\frac{s_1}{s}$  der Füllungsgrad des kleinen,

$\frac{S'_1}{S'}$  derjenige des mittleren,

$\frac{S_1}{S}$  derjenige des grossen Cylinders.

Bei **gleichem Hube**, aber **verschiedener Kolbenfläche** der Cylinder, also bei den **Diagrammen mit gleicher Basis** einer Mehrcylindermaschine, ist

**S** der Hub aller Cylinder,

**o** die nutzbare Kolbenfläche des kleinen oder Hochdruck-,

**O'** diejenige des mittleren oder Mitteldruck-,  
**O** diejenige des grossen oder Niederdruckcylinders,  
 $\frac{V}{v} = \frac{O}{o}$  das Cylinderverhältnis zwischen grossem und kleinem,

$\frac{V}{V'} = \frac{O}{O'}$  dasjenige zwischen grossem und mittlerem Cylinder,

**m**  $\frac{V^1}{v}$  der Abstand des schädlichen Raumes beim kleinen,

**M'**  $\frac{V^1}{V'}$  derjenige beim mittleren,

**M** derjenige beim grossen Cylinder, das sind die Höhen dieser Räume, bezogen auf die Kolbenfläche  $o, O'$  bzw.  $0,$

$\frac{s_1^2}{S}$  der Füllungsgrad des kleinen,

$\frac{S_1^2}{S}$  derjenige des mittleren,

$\frac{S_1}{S}$  derjenige des grossen Cylinders.

### § 18.

#### Dampf- und Druckverteilung der Maschinen mit zweimaliger Expansion des Dampfes und Kurbeln unter $0$ oder $180^\circ$ .

Die Zweifach-Expansionsmaschinen, deren Kurbeln unter  $0$  oder  $180^\circ$  gegeneinander versetzt sind, lassen zwei Systeme unterscheiden. Bei den älteren Maschinen, die man auch als ältere Woolfsche Maschinen bezeichnet, diente das Auslassorgan des kleinen Cylinders zugleich als Einlassorgan für den grossen Cylinder. Die Dampfverteilung erfolgte infolgedessen bei ihnen derart, dass der frische Dampf während des ersten einfachen Hubes hinter dem kleinen Kolben, dann während des zweiten Hubes gemeinschaftlich vor dem kleinen und hinter dem grossen Kolben expandierte und schliesslich während des dritten Hubes vor dem grossen Kolben ins Freie oder in den Kondensator trat. Solche Maschinen baut man jetzt nicht mehr. Sie besitzen nämlich den Nachteil, dass der Dampf bei Beginn des Übertrittes aus dem kleinen in den grossen Cylinder in dem Verbindungsrohr zwischen beiden — selbst wenn man dieses Rohr möglichst klein zu halten sucht — einen beträchtlichen Spannungsabfall erleidet, indem in diesem Rohre<sup>3)</sup> ja während des oben erwähnten dritten Hubes die niedere Austrittsspannung vor dem grossen Kolben herrscht. Dieser Spannungsabfall verursacht eine Verminderung der Arbeitsleistung des grossen Cylinders und eine Erhöhung des Dampfverbrauches.

Die heutigen Systeme der vorliegenden Maschinen besitzen für den Einlass am grossen und für den Auslass

1) Wobei  $m$  und  $M'$  wie bei den rankinisierten Diagrammen auf  $s$  und  $S'$  bezogen sind.

2)  $\frac{s_1}{S}$  ist gleich dem Werte  $\frac{s_1}{s}$  bei den rankinisierten Diagrammen, desgleichen  $\frac{S_1'}{S}$  ebenso gross wie  $\frac{S_1'}{S'}$  daselbst.

3) Als mit zum schädlichen Raume des grossen Cylinders gehörig.

1) Der schädliche Raum hat also bei den einzelnen Cylindern die Grösse  $m0, M'0$  bzw.  $M0$ .

am kleinen Cylinder getrennte und unabhängig voneinander bewegte Steuerungsorgane, die durch früheren Abschluss des grossen Cylinders einen Spannungsabfall des aus dem kleinen Cylinder in den Verbindungskanal

Die **Dampfverteilung** in einer solchen Verbundmaschine lässt sich wieder am besten an Hand eines Indikator-Diagrammes verfolgen. Die Fig. 32 und 33 des Textes zeigen die Diagramme einer liegenden Auspuff-Tandemmaschine aus der Maschinenfabrik des Herrn Röst István in Budapest. Die Maschine besitzt 400 bzw. 600 mm Cylinderbohrung bei 800 mm Hub und macht 80 Umdrehungen in der Minute. Der Hochdruckcylinder hat ferner Corlisssteuerung, der Niederdruckcylinder einen Trikschen Schieber. Bei dem oberen Diagramm des Hochdruckcylinders (Fig. 32) entsprechen 5 mm 1 kg, bei dem unteren des Niederdruckcylinders (Fig. 33) 18 mm 1 kg. Der Dampf tritt mit 8,2 Atm in den Hochdruckcylinder und mit 1,2 Atm aus dem Niederdruck-

Fig. 32 und 33.

5mm=1kg

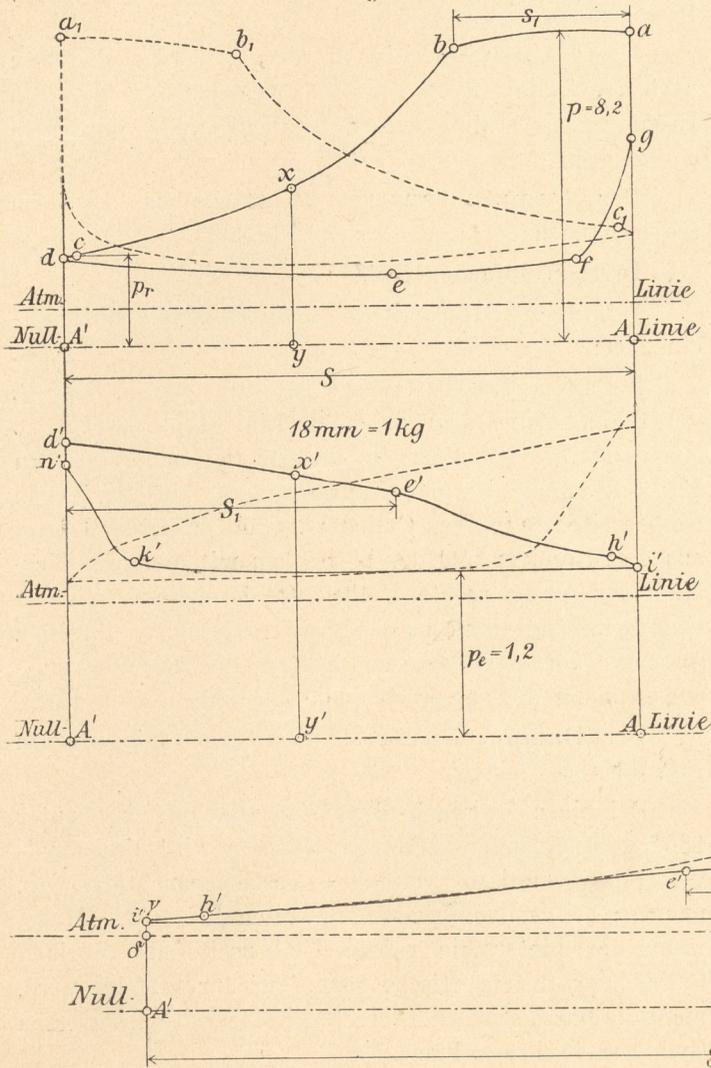


Fig. 34.

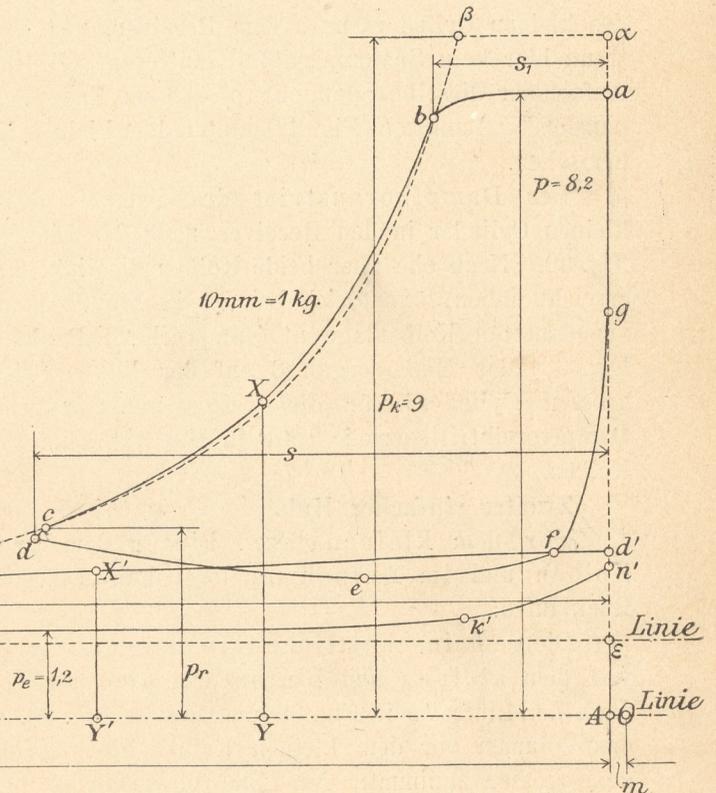
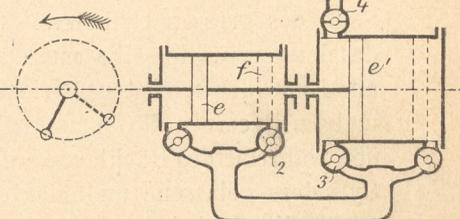
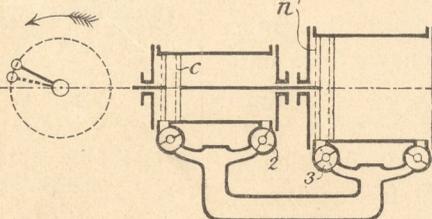
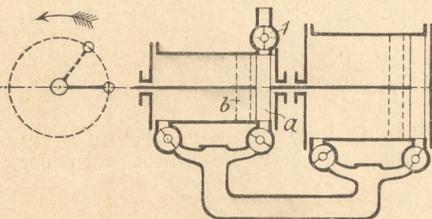


Fig. 35.

Fig. 36.

Fig. 37.



zwischen beiden Cylindern tretenden Dampfes verhüten. Wir befassen uns hier nur mit diesen letztgenannten Maschinen und bezeichnen den erwähnten Verbindungskanal als den Aufnehmer oder Receiver der Maschine, gleichgiltig, ob dieser besonders erweitert ist, wie es namentlich bei liegenden Tandemmaschinen vorkommt, oder ob derselbe nur aus dem zur Verbindung der beiden Cylinder erforderlichen Rohrstück besteht, wie es bei anderen Maschinen dieses Systems der Fall ist.

cylinder. Beim Hochdruckcylinder ist das Diagramm für den Hinlauf ausgezogen, das für den Rücklauf punktiert; für den Niederdruckcylinder gilt das Umgekehrte. In Fig. 35, 36 und 37 des Textes sind weiter zur besseren Verfolgung der Dampfverteilungsperioden die wichtigsten Kolbenlagen angedeutet, und zwar sind die zu den einzelnen Eckpunkten der Diagramme in Fig. 32 und 33 gehörigen, abwechselnd ausgezogen und punktiert angedeuteten Kolbenlagen mit den gleichen Buchstaben bezeichnet.

Der hinter den Kolben des kleinen Cylinders tretende frische Dampf verbleibt während dreier einfacher Kolbenhübe in der Maschine und wird in ihr den folgenden Zustandsänderungen unterzogen.

**Erster einfacher Hub.**

Hinter dem kleinen Kolben findet während des Hinlaufes statt:

Der Eintritt des frischen Dampfes nach der Volldrucklinie ab, entsprechend der ausgezogenen bzw. punktierten Kolbenlage a bzw. b in Fig. 35. In der Lage b schliesst sich das bis dahin offene Einlassorgan 1 für die rechte Seite des kleinen Kolbens.

Die Expansion des frischen Dampfes nach der Linie bc in Fig. 32, an deren Ende der kleine Kolben die in Fig. 36 ausgezogene Lage c einnimmt. In derselben öffnet sich das Auslassorgan 2 der rechten Seite des kleinen Cylinders nach dem Receiver, und es muss, wenn hier kein Spannungsabfall eintreten soll, in dem Aufnehmer dieselbe Spannung  $p_r$  wie zu Ende der Expansion im Punkte c (Fig. 32) hinter dem kleinen Kolben herrschen.

Der Dampfaustritt des Dampfes aus dem kleinen Cylinder in den Receiver nach der Linie cd in Fig. 32. Noch ehe aber beide Kolben die linke Totlage erreicht haben, öffnet sich bei der in Fig. 36 punktiert angedeuteten Kolbenlage n' (entsprechend Punkt n' in Fig. 33) das Einlassorgan 3 auf der linken Seite des grossen Cylinders für die weiter unten angegebene Dampfvereintrittsperiode (n'd' in Fig. 33) beim grossen Kolben.

**Zweiter einfacher Hub.**

Vor dem kleinen bzw. hinter dem grossen Kolben und im Aufnehmer folgt nun während des Rücklaufes:

Die gemeinschaftliche Expansion im Receiver vor dem kleinen und hinter dem grossen Kolben nach der Linie de in Fig. 32 und d'e' in Fig. 33, wobei das Volumen vor dem kleinen Kolben ab-, das hinter dem grossen zunimmt. Am Ende dieser Periode nehmen die Kolben die in Fig. 37 ausgezogene Lage e bzw. e' ein und schliesst sich das Einlassorgan 3 für die linke Seite des grossen Cylinders.  $S_1$  bildet den Füllungsweg des letzteren; derselbe muss so bemessen werden, dass am Ende der nächsten Periode vor dem kleinen Kolben und im Receiver die Spannung  $p_r$  wieder herrscht, wenn der während des Rücklaufs auf die linke Seite des kleinen Cylinders gelassene und hier expandierte frische Dampf (siehe die punktierte Linie  $b_1 c_1$  in Fig. 32) bei Beginn des Dampfaustrittes (also im Punkte  $c_1$  in Fig. 32) seine Endspannung im Receiver vorfinden und ohne Spannungsabfall in diesen eintreten soll.

Von nun an findet bis zu Ende des vorliegenden einfachen Hubes statt:

Die Kompression vor dem kleinen Kolben und im Aufnehmer gemäss der Linie ef in Fig. 32. Am Schlusse derselben (punktierte Kolbenlage f in Fig. 37) schliesst sich das Auslassorgan 2 der rechten Kolbenseite des kleinen Cylinders, und es folgt nacheinander:

Die Kompression vor dem kleinen Kolben nach der Linie fg in Fig. 32. Beim Schlusse derselben öffnet sich das Einlassorgan 1 der rechten Seite des kleinen Kolbens wieder.

Der Dampfvereintritt vor dem kleinen Kolben nach der Linie ga in Fig. 32.

Gleichzeitig ging während der letztgenannten drei Perioden vor sich:

Die Expansion hinter dem grossen Kolben nach der Linie e'h' in Fig. 33. Am Schlusse derselben Eröffnung des Auslassorganes 4 für die linke Kolbenseite des grossen Cylinders.

Der Dampfaustritt hinter dem grossen Kolben nach der Linie h'i' in Fig. 33.

**Dritter einfacher Hub.**

Vor dem grossen Kolben folgen schliesslich aufeinander:

Der Dampfaustritt nach der Linie i'k' in Fig. 33, die Kompression nach der Linie k'n' in Fig. 33. Am Schlusse derselben (punktierte Kolbenlage n' in Fig. 36) öffnet sich das Einlassorgan 3 auf der linken Kolbenseite des grossen Cylinders. Soll dabei der Dampf aus dem Receiver und der hier schon mit diesem in Verbindung gesetzten rechten Kolbenseite des kleinen Cylinders ohne Spannungsabfall in den grossen Cylinder eintreten, so muss vor dem grossen Kolben die Kompressionsendspannung die entsprechende Höhe haben.

Der Dampfvereintritt nach der Linie n'd' in Fig. 33.

Bei einer Zweifach-Expansionsmaschine mit unter  $180^\circ$  gegeneinander versetzten Kurbeln wird die Dampfverteilung ebenso, wie vorstehend beschrieben, stattfinden, nur dass bei dem vorerwähnten zweiten und dritten Hube, wenn der hinter die rechte Kolbenseite des kleinen Cylinders getretene frische Dampf wieder verfolgt wird, nicht die linke, sondern die rechte Kolbenseite des grossen Cylinders in Frage käme.

In Fig. 34 des Textes sind die in Fig. 32 und 33 ausgezogenen Diagramme der erwähnten Tandemmaschine rankinisiert wiedergegeben. Die Rankinisierung ist nach der ersten der auf Seite 47 angegebenen beiden Methoden in der folgenden Weise vorgenommen worden.

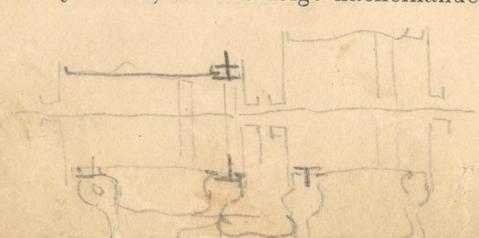
Das Cylinderverhältnis berechnet sich nach den auf Seite 51 gemachten Angaben über die Dimensionen der Maschine zu

$$\frac{V}{v} = \frac{0}{0} = \frac{60^2 \frac{\pi}{4}}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 1,5^2 = 2,25.$$

Die Basis des Diagrammes für den kleinen Cylinder ist nun wie in Fig. 32 gleich 75 mm geblieben, dagegen die des grossen im Cylinderverhältnis gestreckt worden, sodass in Fig. 34

$$\overline{AA'} = 2,25 \cdot 75 = 168,75 \text{ mm}$$

ist. Das Diagramm des grossen Cylinders ist ferner in Fig. 34 umgeklappt worden. Schliesslich ist der Kräfte-  
massstab in der letztgenannten Figur 10 mm = 1 kg genommen. Unter Berücksichtigung alles dieses ist z. B.





$$\begin{aligned} \overline{AY} \text{ in Fig. 34} &= \overline{AY} & \text{ in Fig. 32,} \\ \overline{XY} \text{ " " 34} &= \frac{10}{5} \overline{xy} & \text{ " " 32,} \\ \overline{AY'} \text{ " " 34} &= 2,25 \overline{A'y'} & \text{ " " 33,} \\ \overline{X'Y'} \text{ " " 34} &= \frac{10}{18} \overline{x'y'} & \text{ " " 33 u. s. w.} \end{aligned}$$

gemacht worden. Das theoretische Diagramm  $\alpha\beta\gamma\delta\epsilon\alpha$  ist mit der Kesselspannung  $p_k = 9$  als Anfangs- und mit der atmosphärischen Spannung als Austrittsspannung konstruiert, die Expansionslinie  $\beta\gamma$  durch den Punkt  $c$  im Diagramm des kleinen Cylinders gelegt worden. Der Punkt  $0$  für die Expansionslinie wurde in einem Abstände  $m$  von der Anfangsordinate gewählt, der dem auf den grossen Cylinder bezogenen schädlichen Raum des kleinen Cylinders entspricht. Ist die Länge dieses Raumes, bezogen auf die Kolbenfläche seines Cylinders, gleich  $0,03$  des gemeinschaftlichen Hubes  $S$ , so ist sie, bezogen auf die grosse Kolbenfläche,  $\frac{0,03}{2,25} S = 0,0133 S$ , also im Diagramm gleich  $0,0133 \cdot 168,75 = \sim 2,25$  mm zu nehmen. Der Völligkeitsgrad des rankinisierten Diagrammes, das ist das Verhältnis der Summe der beiden Flächen  $abdefga$  und  $d'e'h'i'k'n'd'$  zu der Fläche  $\alpha\beta\gamma\delta\epsilon\alpha$  in Fig. 34 bestimmt sich zu  $0,87$ .

**Die Konstruktion der Indikator-Diagramme einer zu entwerfenden Zweimal-Expansionsmaschine** der erwähnten Art geschieht in der Praxis nach zwei verschiedenen Verfahren. Das eine derselben rührt in der Grundidee von Prof. Zeuner her und wurde von Prof. Schröter<sup>1)</sup> in München, sowie dem früheren Assistenten P. Mönch<sup>2)</sup> desselben weiter ausgebildet, das zweite wurde zuerst von dem Direktor der Staatsgewerbeschule in Pilsen, Sigmund Gottlob<sup>3)</sup>, veröffentlicht und später von Dr. R. Proell<sup>4)</sup> erweitert. Beide Verfahren sollen im Nachstehenden an einem Beispiele gezeigt werden.

Es betrage für eine Tandemaschine mit Kondensation:

- die Dampfeintrittsspannung  $p = 8,4$  Atm,
- die Dampfaustrittsspannung  $p_e = 0,2$  Atm,
- die Endspannung der Expansion im grossen Cylinder  $p_x = 0,5$  Atm,
- der Abstand des schädlichen Raumes beim kleinen bzw. grossen Cylinder, jeder bezogen auf das Volumen und die Kolbenfläche des zugehörigen Cylinders,  $m = 0,03 S$  bzw.  $\bar{M} = 0,05 S$ ,
- das Volumen des Receivers, bezogen auf dasjenige des grossen Cylinders,  $R \cdot O = 0,53 S \cdot O$ .

Das Cylinderverhältnis soll so gewählt werden, dass beide Cylinder möglichst gleiche Arbeiten leisten. Um nun einen Anhalt über dieses vorläufig nur annähernd zu ermittelnde Verhältnis zu bekommen, ist gemäss den Angaben auf Seite 49 das theoretische Diagramm  $abdefga$  der Eincylindermaschine in Fig. 30 des Textes auf Seite 46 unter Berücksichtigung der Kompression und im Anschluss an das hierüber auf Seite 49 Gesagte konstruiert worden. Angenommen wurde dabei eine Basis  $AA' = 90$  mm und vom Punkte  $A$  aus der Ab-

1) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1884, Seite 191.  
 2) " " " " 1890, " 553.  
 3) " " " " 1884, " 643.  
 4) " " " " 1891, " 988.

stand des schädlichen Raumes beim Hochdruckcylinder, bezogen auf den Niederdruckcylinder, annahmsweise mit  $\overline{OA} = 1$  mm angetragen. Der Kräftemassstab wurde  $10 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$  gewählt, also  $\overline{Aa} = 84 \text{ mm}$ ,  $\overline{A'c} = 5 \text{ mm}$ ,  $\overline{A'd} = 2 \text{ mm}$  gemacht. Die Expansionslinie  $bc$  wurde als Mariottesche Hyperbel in Bezug auf  $O$  rückwärts von  $c$  aus, die Kompressionslinie  $ef$  desgleichen von  $f$  aus so gezeichnet, dass  $af = 15 \text{ mm}$  ist. Teilt man dann die Fläche  $abdefga$  in zwei gleiche Teile, so ergibt sich die Horizontale  $s = 28,5$  mm und unter Beachtung, dass  $\overline{OA'} = 91 \text{ mm} = M + S = 1,05 S$ , also  $S = \frac{91}{1,05} = 86,7$  mm ist, das Cylinderverhältnis

$$\frac{V}{v} = \frac{86,7}{28,5} = \sim 3,05.$$

Bei Berücksichtigung der endlichen Grösse des Receivers wird die Begrenzungslinie des Hochdruck-Diagrammes nach unten von der horizontalen Teillinie  $hg$  abfallen, also das Diagramm dieses Cylinders grösser werden. Aus diesem Grunde müsste man, um später auf gleiche Arbeitsflächen zu kommen, das Cylinderverhältnis noch grösser, wie oben berechnet, wählen. Andererseits wird man aber die Kompression im Niederdruckcylinder mit Rücksicht auf das hier verwendete Steuerungsorgan schwerlich so hoch, wie in Fig. 30 des Textes angegeben, treiben können. Bei geringerer Kompression im Niederdruckcylinder fällt aber dessen Diagramm grösser aus, welcher Umstand wiederum eine Verkleinerung des oben bestimmten Cylinderverhältnisses für die angestrebte gleiche Arbeitsverteilung nötig machen würde. Da der erste der erwähnten Umstände von grösserem Einflusse als der letzte sein dürfte, so setzen wir im Nachstehenden

$$\frac{V}{v} = \sim 3,33$$

und erzielen mit diesem Verhältnis auch unter Berücksichtigung der endlichen Aufnehmergrösse, der Voraus- und Voreintrittsperiode u. s. w. thatsächlich eine genügend weite Annäherung in den Arbeiten beider Cylinder. Der Füllungsgrad  $\frac{S_1}{S}$  des kleinen Cylinders entnimmt sich der Figur zu

$$\frac{5}{28,5} = \frac{1}{5,7}$$

1. Verfahren.

Fig. 1, Tafel 28.

Wählt man die Basis für das Diagramm des grossen Cylinders zu  $S = 100$  mm, so kann, wie im oberen Teile der Figur angegeben, nacheinander aufgetragen werden:<sup>1)</sup>

die Hublänge des kleinen Cylinders  $s = \frac{S}{3,33} = \frac{100}{3,33} = 30$  mm,

die Länge des schädlichen Raumes beim kleinen Cylinder  $m = 0,03 s = 0,03 \cdot 30 = 0,9$  mm,

1) Infolge photographischer Verkleinerung der Originaltafeln sind die Strecken nicht genau massstäblich geworden.

die Länge des Receivers  $R = 0,53 S = 0,53 \cdot 100 = 53$  mm,

die Länge des schädlichen Raumes beim grossen Cylinder  $M = 0,05 S = 0,05 \cdot 100 = 5$  mm,

die Hublänge des grossen Cylinders  $S = 100$  mm, wobei als Querschnitt aller dieser Räume die nutzbare Kolbenfläche  $O$  des grossen Cylinders zu gelten hat.

Um während der Zustandsänderungen, denen der Dampf in der Maschine unterworfen ist, die in Betracht zu ziehenden Volumina im Verhältnis zu einander setzen zu können, ist sowohl unter der Hublänge  $s$  des kleinen Cylinders, als auch derjenigen  $S$  des grossen Cylinders das Raum- oder Volumdiagramm konstruiert worden, wie dies auf Seite 17 beschrieben ist.

Die punktierten Linien geben die Kolbenwegkurven für unendlich lange, die ausgezogenen  $ADG$  und  $oD'I'N'$  für endlich lange Schubstange gemäss Fig. 13 und 9 des Textes.

Über der Horizontalen  $X-X$  in Fig. 1, Tafel 28 ist nun für den Hinlauf des kleinen Kolbens unter dem Volumdiagramm desselben die Linie  $abc$  zunächst aufgetragen worden. Es entspricht:

$ab$  der Volldruckperiode mit der voraussichtlichen Drosselung zu Ende derselben für eine Füllung  $s_1 = \frac{1}{5,7} s = \frac{1}{5,7} 30 = \sim 5,3$  mm und eine Eintrittsspannung  $p = 8,4 \text{ Atm} = 8,4 \cdot 10 = 84$  mm. Während der Volldruckperiode ändert sich das Volumen hinter dem kleinen Kolben wie die Horizontalen zwischen der Vertikalen durch  $O_1$  und der Kolbenweglinie  $AB$ .

$bc$  der von  $O_1$  aus als Mariottesche Hyperbel konstruierten Expansionslinie. Das Volumen hinter dem kleinen Kolben nimmt dabei wie die Horizontalen zwischen  $BC$  und der durch  $O_1$  gehenden Vertikalen zu.

Im Punkte  $c$  bzw.  $C$  öffnet sich der Receiver, in welchem in diesem Augenblicke dieselbe Spannung  $p_r$  wie hinter dem kleinen Kolben herrschen muss, wenn hier ein Spannungsabfall vermieden werden soll. Die Dampf-vorausstrittsline  $cd$  (im Volumdiagramm der Zunahme der Horizontalen  $CY$  bis  $NZ$  und  $NN'$  bis  $DD'$  entsprechend) kann ungefähr als Fortsetzung der Expansionslinie  $bc$  angenommen werden, wenn, wie es hier der Fall ist, zwischen dem kleinen Cylinder und Receiver kein Spannungsabfall auftritt, dagegen zwischen Receiver und grossem Cylinder, der, noch ehe die beiden Kolben die linken Totlagen erreicht haben, nämlich im Punkte  $N$  bzw.  $N'$  der Kolbenweglinien, öffnet, ein solcher mit Rücksicht auf die nicht ganz bis auf die Receiverspannung getriebene Kompression vor dem grossen Kolben in geringem Masse vorhanden ist.

Vom Punkte  $d$  bzw.  $d'$  und  $D$  bzw.  $D'$  an beginnt nun die gemeinschaftliche Expansion vor dem kleinen, hinter dem grossen Kolben und im Aufnehmer nach der Linie  $de$  bzw.  $d'e'$ . Das Volumen in den genannten drei Räumen ändert sich während dieser Periode wie die Horizontalen zwischen den Stücken  $DE$  und  $D'E'$  der Kolbenweglinien.

Die Expansionslinien  $de$  und  $d'e'$  konstruiert man von  $O$  aus in der folgenden Weise. In der linken Totlage beider

Kolben hatte der expandierende Dampf ein Volumen  $v_1 = DD' = s + m + R + M$ , das von  $O$  aus bis zu der durch  $d'$  gehenden Vertikalen reicht. Da nun  $d'$  auch als Ordinate den zugehörigen Dampfdruck hat, so braucht man nur von diesem Punkte aus die Mariottesche Hyperbel in Bezug auf  $O$  zu zeichnen. Bei der Kolbenlage  $A_2$  bzw.  $A_2'$  besitzt z. B. der expandierende Dampf ein Volumen  $v_2$ , das man erhält, sobald man die Vertikalen durch  $A_2$  und  $A_2'$  bis zu den Kolbenweglinien  $DE$  und  $D'E'$  zieht.  $v_2$ , von  $O$  aus aufgetragen, liefert den Punkt  $A_2'$ , die Vertikale durch diesen, sowie die Horizontale durch  $d'$  weiter den Punkt  $B_2'$ .  $OB_2'$  schneidet die Vertikale durch  $d'$  in  $y_2'$ , und die Horizontale durch diesen Punkt ergibt auf den Vertikalen durch  $A_2$  und  $A_2'$  zwei Punkte  $x_2$  bzw.  $x_2'$  der gesuchten Expansionslinien.

Die Expansionslinie im Niederdruckcylinder ist etwas unterhalb von  $d'e'$  angenommen worden, was mit Rücksicht auf den Spannungsabfall geschah, der beim Überströmen des Dampfes aus dem kleinen in den grossen Cylinder in geringem Grade eintritt.

Die Punkte  $e$  und  $e'$  bzw. der Füllungsweg  $S_1$  des grossen Cylinders ist so zu bemessen, dass am Ende der nun folgenden Kompression vor dem kleinen Kolben und im Aufnehmer, also im Punkte  $f$ , wieder dieselbe Spannung  $p_r$  wie im Punkte  $c$  herrscht, damit der hinter die linke Kolbenseite des kleinen Cylinders gelassene frische Dampf am Ende seiner Expansion daselbst im Receiver die gleiche Spannung vorfindet, die er dann selbst besitzt. Zu diesem Zwecke konstruieren wir vom Punkte  $g$ , dem Ende der Kompression vor dem kleinen Kolben allein, aus die Kurve  $gz'$  in Bezug auf  $O_1$  und weiter vom Punkte  $f$  aus, wo diese Kurve die durch  $c$  gezogene Horizontale schneidet, die Kurve  $fx'$  in Bezug auf  $O_2$  rückwärts. Der Schnittpunkt von  $fx'$  und der früher gezeichneten Expansionslinie  $dy'$  ergibt dann den Punkt  $e$  für den kleinen, den Punkt  $e'$  für den grossen Cylinder.

Der Punkt  $g$  ist in der Figur so gewählt, dass die Kompressionsendspannung  $1,5$  kg unter der Eintrittsspannung  $p$  verbleibt, also  $p_3 = 8,4 - 1,5 = 6,9$  kg und der Dampfvereintritt beim kleinen Kolben  $0,01s = 0,3$  mm beträgt. Durch Ziehen einer beliebigen Linie  $O_1B_5$  erhält man z. B. für die Kolbenlage  $A_5$  den Punkt  $x_5$  der Kurve  $gz'$ , indem man durch den Schnittpunkt  $y_5$  von  $O_1B_5$  mit der durch  $g$  gehenden Vertikalen eine Horizontale zieht. Weiter ergibt sich z. B. für die Kolbenlage  $A_4$  der Punkt  $x_4$  der Kurve  $fx'$ , indem man die Vertikale in  $A_4$  zum Schnitt mit der Horizontalen  $cf$  bringt und den Schnittpunkt  $y_4$  der Linie  $O_2B_4$  mit der durch  $f$  gehenden Vertikalen nach links auf die Vertikale  $A_4B_4$  überträgt.

Der Punkt  $m'$  der Füllung hinter dem grossen Kolben ist der voraussichtlichen Drosselung beim Kanalschlusse entsprechend zu wählen. Weiter ist nun bei diesem Kolben wie bei der Eincylindermaschine zu zeichnen:

die Expansionslinie  $m'h'$  als Mariottesche Hyperbel in Bezug auf  $O_2$ ,

die Dampf vorausstrittsline  $h'i'$  nach Gutdünken,

die Dampfaustrittsline  $i'k'$  horizontal im Abstände von 2 mm über der Horizontalen  $X-X$ ,

die Kompressionslinie  $k'n'$  von  $n'$  aus rückwärts als Mariottesche Hyperbel in Bezug auf  $O_2$ ,

die Dampfvereintrittsline  $n'd'$  nach Gutdünken.

Für die Kolbenlage  $A_6'$  ergibt sich der Punkt  $x_6'$  der Expansionslinie  $m'h'$ , indem man  $B_6'$  als Schnittpunkt

der Vertikalen in  $A_6'$  und Horizontalen durch  $m'$  aufsucht.  $\overline{O_2 B_6'}$  liefert weiter den Punkt  $y_6'$ , der, horizontal nach  $A_6' B_6'$  übertragen,  $x_6'$  festlegt.

Der Punkt  $n'$  ist so gewählt, dass die Kompressionsendspannung 0,9 kg und die Dampfvereintrittsperiode beim grossen Kolben 0,005 S = 0,5 mm beträgt. Bei der Kolbenlage  $A_7'$  bestimmt die in dieser errichtete Vertikale und die durch  $n'$  gezogene Horizontale den Punkt  $B_7'$ ,  $\overline{O_2 B_7'}$  weiter  $y_7'$  und die hierdurch gelegte Horizontale den Punkte  $x_7'$  der Kompressionskurve  $n' k'$ .

## 2. Verfahren.

Fig. 6, Tafel 28.

Die Basis der Diagramme ist zu  $S = 60$  mm hier gewählt.  $s$  wird dann  $\frac{60}{3,33} = 18$  mm.

Auf der Horizontalen X—X trägt man nun, alles bezogen auf die Kolbenflächen der einzelnen Cylinder, vom Punkte O aus nacheinander auf:

die Länge des schädlichen Raumes beim kleinen Cylinder, die nach den Angaben auf Seite 50

$$m \frac{V}{v} = m \frac{S}{s} = 0,03 s \frac{S}{s} = 0,03 \cdot 60 = 18 \text{ mm beträgt,}$$

die Basis der Diagramme  $S = 60$  mm,

die Länge des schädlichen Raumes beim grossen Cylinder  $M = 0,05 S = 0,05 \cdot 60 = 3$  mm.

Auf der im Punkte B errichteten Vertikalen dagegen sticht man, alles bezogen auf die Kolbenfläche des grossen Cylinders, nacheinander ab:

die Länge des schädlichen Raumes am grossen Cylinder

$$M = 0,03 S = 0,03 \cdot 60 = 3 \text{ mm,}$$

die Länge des Receivers  $R = 0,53 S = 0,53 \cdot 60 = 31,8$  mm,

die Länge des schädlichen Raumes am kleinen Cylinder

$$m = 0,03 s = 0,03 \cdot 18 = 0,54 \text{ mm,}$$

die Hublänge des kleinen Cylinders  $s = 18$  mm.

Schliesslich trägt man auf der im Punkte D errichteten Vertikalen noch  $S = 60$  mm ab.

Der gewählte Kräftemassstab ist  $6 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$ . Da weiter nach Fig. 30 des Textes bei dem rankinisierten

Diagramm  $\frac{s_1}{s} = \frac{5}{28,5} = \frac{1}{5,7}$  war, so ist hier für die

Diagramme mit gleicher Basis nach den Angaben auf Seite 50 (siehe Anmerkung 2 daselbst)

$$\frac{s_1}{S} = \frac{1}{5,7} \text{ oder } s_1 = \frac{60}{5,7} = \sim 10,5 \text{ mm.}$$

Es entspricht nun:

ab dem Volldruck,

bc der Expansion hinter dem kleinen Kolben.

Die Expansionslinie ist als Mariottesche Hyperbel von O aus konstruiert und zugleich in ihrem Ende als für den Dampfaustritt daselbst geltend angenommen worden.

cd der gemeinschaftlichen Expansion vor dem kleinen, hinter dem grossen Kolben und im Aufnehmer. cd ist eine Mariottesche Hyperbel in Bezug auf den Punkt  $O_3$ , der durch Ziehen der Linie  $\overline{FA}$  erhalten wird.

Die Abscissen in Bezug auf  $O_3$  ändern sich für die einzelnen Kolbenlagen nämlich wie die Volumina bei der ge-

nannten gemeinschaftlichen Expansion. Bei Beginn der letzteren ist das Volumen z. B.  $M + R + m + s = \overline{BA}$ , das sich bis auf  $M + R + m + S$  am Ende des Kolbenhubes, wenn bis dorthin die Expansion ginge, vergrössert. Für die Kolbenlage  $A_x$  verhält sich

$$\frac{\overline{O_3 B}}{\overline{O_3 A_x}} = \frac{\overline{AB}}{\overline{A_x z}}$$

Der Punkt d wird wie folgt gefunden.

Konstruiert man

die Hyperbel  $fz'$  für die Kompression vor dem kleinen Kolben rückwärts von dem der Kompressionsendspannung entsprechend angenommenen Punkte f aus unter Vernachlässigung des Dampfvereintrittes und in Bezug auf O, bestimmt den Punkt e im Schnitte dieser Linie  $fz'$  mit der Horizontalen durch c, zeichnet weiter

die Hyperbel ed für die Kompression vor dem kleinen Kolben und im Receiver in Bezug auf  $O_2$ , so ist offenbar im Receiver nach Abschluss des kleinen Cylinders in e dieselbe Spannung  $p_r$  vorhanden, die der hinter dem kleinen Kolben befindliche frische Dampf am Ende seiner Expansion daselbst hat, so dass er ohne Spannungsabfall mit dem Aufnehmer in Verbindung gesetzt werden kann.

Die Hyperbel ed ist von  $O_2$  aus zu konstruieren, weil die Abscissen in Bezug auf diesen Punkt, der durch Ziehen der Schrägen AD bekommen wird, sich wie die zugehörigen Ordinaten zwischen  $\overline{O_2 Y}$  und  $\overline{O_2 A}$  verhalten, und diese letzteren offenbar die Volumina während der genannten Kompression in den einzelnen Lagen des kleinen Kolbens wiedergeben.

Schliesslich stellt dar:

die Linie dg die Expansion hinter dem grossen Kolben, konstruiert in Bezug auf  $O_4$  unter Vernachlässigung des Dampfaustrittes,

hi den Dampfaustritt,

ic die Kompression vor dem grossen Kolben in Bezug auf  $O_4$  unter Vernachlässigung des Dampfvereintrittes.<sup>1)</sup>

Die **Druckverteilung** findet in den einzelnen Cylindern der vorliegenden Maschine genau wie bei der Eincylindermaschine statt. Vereinigt man also in Fig. 1, Tafel 28 die Ordinaten der umgeklappten Kurve abcd mit den zugehörigen der Kurve defg, so ergibt sich das Dampfüberdruck-Diagramm abcdefga des kleinen Cylinders in Fig. 2, Tafel 28. Durch Vereinigung der zusammengehörigen Ordinaten der Kurve  $d'm'h'i'$  mit der umgeklappten Kurve  $i'k'n'd'$  ergibt sich entsprechend das Dampfüberdruck-Diagramm  $u'Y'p'X'u'$  des grossen Cylinders in Fig. 3. In Fig. 2 ist ferner qq', in Fig. 3 QQ' die Massendrucklinie, deren Ordinaten, mit denjenigen des zugehörigen Dampfüberdruck-Diagrammes in der auf Seite 32 angegebenen Weise kombiniert, das resultierende Horizontaldruck-Diagramm ghiklmg in Fig. 2 für den kleinen und  $u''Y''p''X''u''$  in Fig. 3 für den grossen Cylinder ergeben. Die Ordinaten des ersteren müssen nun, um ein auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders und den gemeinschaftlichen

1) Die beiden Cylinder leisten nach den Diagrammen in Fig. 6 gleiche Arbeiten, wenn die Fläche abcdefa im Cylinderverhältnis  $\frac{V}{v}$  grösser als diejenige cdghic ist.

Hub beider Cylinder bezogenes gemeinschaftliches Tangentialdruck-Diagramm zu erhalten, im Cylinderverhältnis  $\frac{V}{v} = \frac{S}{s}$  verkleinert, die Abscissen in demselben Verhältnis vergrössert werden, wodurch das Diagramm uYpXu in Fig. 2, Tafel 28 entsteht.

In dieser Figur ist z. B.

$$\overline{OA_6} = \overline{oa_6} \frac{S}{s} \text{ und } \overline{A_6B_6} = \overline{a_6b_6} \frac{s}{S},$$

$$\overline{A_6C_6} = \overline{a_6c_6} \frac{s}{S}.$$

Die resultierenden Horizontaldrucke sind schliesslich für 24 Lagen des Kurbelzapfens in den Normaldruck  $n$  und die Schubstangenkraft  $s$ , die letztere weiter in die Radialkomponente  $r$  und die Tangentialkomponente  $t$  zu zerlegen, wie dies für den kleinen Cylinder in Fig. 4, Tafel 28 angedeutet ist. Die Tangentialkomponenten, über dem Kurbelkreisumfang  $S\pi$  als Ordinaten in den zugehörigen Punkten aufgetragen, und zwar nach oben, wenn sie beim kleinen Cylinder treibend, beim grossen hindernd, nach unten, wenn sie beim kleinen Cylinder hindernd, beim grossen treibend wirken, ergeben in Fig. 5, Tafel 28 das strichpunktierte Tangentialdruck-Diagramm abcdefghi für den kleinen, das punktierte  $ab_1c_1d_1e_1f_1g_1i$  für den grossen Cylinder. Die ausgezogene Kurve in Fig. 5 bildet die Vereinigung der beiden vorigen und entstand derart, dass die zusammengehörigen Ordinaten der beiden Teil-Tangentialdruck-Diagramme zu einander addiert wurden, wenn diese Ordinaten auf entgegengesetzten, voneinander subtrahiert wurden, wenn sie auf derselben Seite der Basis  $\overline{ai}$  lagen, die erhaltene Summe bzw. Differenz aber oberhalb von  $\overline{ai}$  angetragen wurde, wenn sie dem treibenden, unterhalb, wenn sie dem hindernden Tangentialdruck entsprach. Der Differenz der Flächen, welche hinsichtlich der ausgezogenen Kurve in Fig. 5 über und unter der Basis  $\overline{ai}$  liegen, an Inhalt gleich ist das in der Figur angedeutete Widerstands-Rechteck von der Höhe  $w$ , dessen obere Begrenzungslinie zugleich die für die Berechnung der Schwungradmasse erforderliche grösste Über- oder Unterschussfläche ( $f_1$  bis  $f_4$ ) liefert.

Ein Vergleich der bei den vorliegenden Verbundmaschinen möglichen Kurbelanordnungen von 0 und 180° ergibt das Folgende.

Die Tandemmaschine bietet zunächst infolge des einzigen Gestänges den Vorteil, dass ihre Anschaffungskosten geringer ausfallen, dass sie nur eines langen, schmalen Raumes zur Aufstellung bei liegender Anordnung bedarf, und dass sie sich möglichen Falles leicht und bequem zur Verstärkung einer vorhandenen Eincylindermaschine durch Anhängen eines grösseren Cylinders an den vorhandenen eignet. Der Druck auf das Gestänge ist ferner, wie Radinger nachweist, höchstens gleich dem 1,5fachen desjenigen einer entsprechenden Eincylindermaschine, weshalb das Gestänge keineswegs so schwer ausfällt, als man gewöhnlich aus dem Umstande schliesst, dass sich hier die Drucke auf beide Kolben summieren. Endlich fällt bei der Tandemmaschine der treibende Dampfdruck in der Totlage stets grösser als der hier zur

Beschleunigung der Massen des einzigen Gestänges nötige Massendruck aus, und man hat es also durch eine entsprechende Kompression (siehe Seite 35) in der Hand, selbst bei grosser Geschwindigkeit den Gang der Maschine stossfrei, weich und sanft zu gestalten.

Alle diese Vorteile sind bei der Kurbelanordnung von 180° nicht vorhanden. Der höhere Preis, der erforderliche grössere Raum zur Aufstellung und der Umstand, dass der treibende Dampfdruck im grossen Cylinder leicht für die Totlagen kleiner als der hier auftretende Massendruck werden kann, die Kompression also in einem solchen Falle ohne Einfluss auf die Ruhe des Ganges bleibt (siehe das im nächsten Paragraphen hierüber Gesagte), sprechen nicht für die Anwendung dieser Maschinen. Die Kurbelanordnung unter 180° bietet nur den Vorteil, dass die Massendrucke der sich gegeneinander bewegenden Gestänge beider Cylinder bis zu einem gewissen Grade aufgehoben werden und dass deshalb diese Maschinen eine grössere Ruhe auf dem Fundamente zeigen, welcher Umstand namentlich bei der Aufstellung derselben unter bewohnten Räumen mitspricht. Die Ruhe der Maschinen in dem erwähnten Sinne fällt, wie weiter unten gezeigt ist, um so grösser aus, je näher die beiden Cylinder einander gerückt sind. Eine hierauf hinzielende Anordnung ist dem Ingenieur Collmann unter D. R.-P. No. 49861 patentiert und schon einige Male zur Ausführung gebracht worden, wie z. B. von der Maschinenfabrik Buckau, Akt.-Gesellschaft zu Magdeburg, an einer stehenden Maschine der Frankfurter Ausstellung im Jahre 1891, von der Maschinenfabrik A. Lang in Budapest an einer liegenden Maschine für die elektrische Strassenbahn daselbst.

Wie auf Seite 37 erklärt wurde, ist der Differenzdruck zwischen Kolben und Cylinderdeckel dem augenblicklichen Massendrucke in der Richtung und Grösse gleich. Steht also z. B. in Fig. 38 des Textes auf Seite 57 der kleine Kolben einer stehenden Verbundmaschine mit unter 180° gegeneinander versetzten Kurbeln in der unteren, der grosse Kolben in der oberen Totlage, so wirkt bei dem ersteren der Differenz- und Massendruck  $Q_1$  nach unten, bei dem letzteren derjenige  $Q_1'$  nach oben.  $Q_1$  sucht die Maschine auf das Fundament niederzudrücken,  $Q_1'$  sie von demselben abzuheben. Trägt man sich die Kräfte  $Q_1$  und  $Q_1'$  nach Fig. 39a an den Abstand  $\overline{AB} = m$  der beiden Cylinderachsen und fügt im Punkte B zwei gleiche und entgegengerichtete Kräfte  $Q_1$  hinzu, so resultiert in B nur eine Kraft  $Q_1' - Q_1$ , welche die Maschine abzuheben sucht, und ein Kräftepaar  $Q_1 \cdot m$ , welches die ganze Maschine links herum drehen will.

Befindet sich dagegen der kleine Kolben in der oberen, der grosse in der oberen Totlage, so resultiert aus dem nach oben gerichteten Massendruck  $Q_2$  des ersten Kolbens und dem nach unten gerichteten  $Q_2'$  des letzten nach Fig. 39b entsprechend wie oben im Punkte B eine Kraft  $Q_2' - Q_2$ , welche den Druck der Maschine auf das Fundament verstärkt, und ein Kräftepaar  $Q_2 \cdot m$ , welches die Maschine rechts herum in der Vertikalebene zu drehen sucht.

Bei der Kurbelanordnung von 180° wird also die Maschine durch die auf- und abgehenden Gestängemassen höchstens durch eine Kraft  $Q_1' - Q_1$  bzw.  $Q_2' - Q_2$  nach oben bzw. unten belastet. Für  $Q_1 = Q_1'$  und  $Q_2 = Q_2'$ , also für gleiche Gestängemassen beider Cylinder, wäre die erwähnte Kraft sogar Null. Allerdings verbleibt noch das Kräftepaar  $Q_1 \cdot m$  bzw.  $Q_2 \cdot m$ , welches die Maschine bald nach links, bald nach rechts zu wiegen sucht. Die Wirkung dieses Kräftepaares

wird aber um so geringer, und der Einfluss der auf- und niedergehenden Massen auf die Ruhe der ganzen Maschine verschwindet um so mehr, je kleiner der Abstand  $m$  ist, je näher also die beiden Cylinderachsen einander gerückt sind.

Bei der Collmannschen Anordnung, die durch Fig. 40 des Textes schematisch wiedergegeben ist, wird diesem Umstande dadurch Rechnung getragen, dass die Kolbenstange des grossen Cylinders, der über dem kleinen liegt, sich dicht neben dem letzteren befindet. Die Anordnung bringt indes andere Komplikationen mit sich, die sie nur in ganz aussergewöhnlichen Fällen als berechtigt erscheinen lassen, zumal sich die Massendrucke, wie auf Seite 38 vermerkt, wohl in den meisten Fällen auch bei normaler Anordnung unschädlich machen lassen.

Fig. 38.

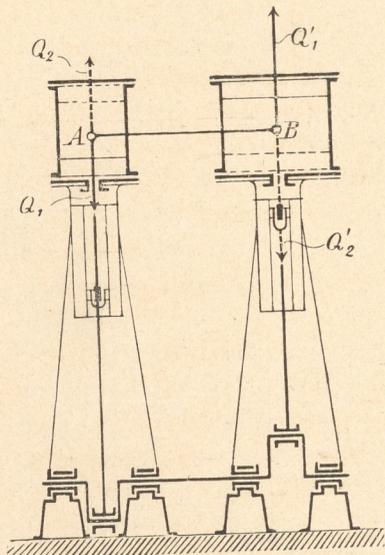


Fig. 39a und b.

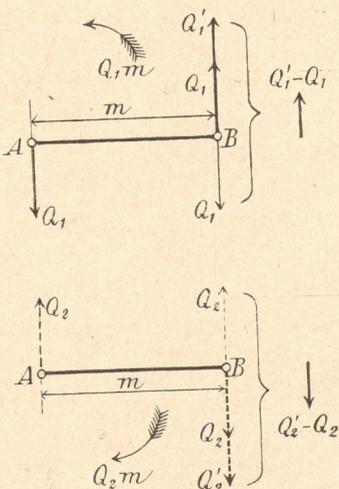
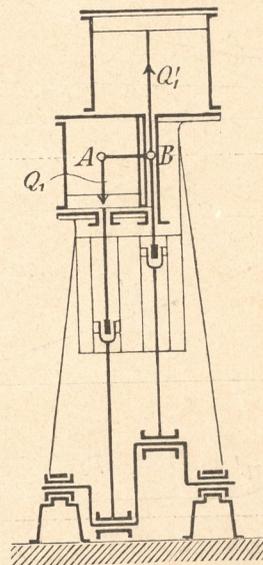


Fig. 40.



§ 19.

**Dampf- und Druckverteilung der Maschinen mit zweimaliger Expansion des Dampfes und Kurbeln unter 90°.**

Die vorliegenden, gewöhnlich als Compound-Receiver-bezeichneten Maschinen vereinigen die Vorteile der Mehrzylindermaschinen mit denjenigen der Zwillingsmaschinen. Infolge der Kurbelversetzung von 90° besitzen sie also gegenüber den Verbundmaschinen des vorigen Paragraphen unter sonst gleichen Verhältnissen eine grössere Gleichförmigkeit des Ganges, da die an den beiden unter 90° versetzten Kurbeln auftretenden Tangentialdrucke sich, wie bei den Zwillingsmaschinen gezeigt wurde, zu einer resultierenden Tangentialdruckkurve zusammensetzen, die weit geringere Abweichungen von der konstanten Widerstandslinie liefert, als dies bei einer Stellung der Kurbeln unter 0 oder 180° der Fall ist, wo diese Kräfte sich in dem erwähnten Sinne höchst ungünstig zu einander addieren. Auch können die Compound-Receiver-Maschinen in jeder Lage angelassen werden. Dagegen besitzen die Zweimal-Expansionsmaschinen, deren Kurbeln einen Winkel von 90° miteinander bilden, ebenso wie die entsprechenden Maschinen mit gegenläufiger Kolbenbewegung oder Kurbelanordnung unter 180°, den Nachteil, dass die Massen des Gestänges für den Niederdruckcylinder leicht, namentlich bei

Auspuffmaschinen, wo der treibende Dampfüberdruck wegen des hohen Gegendruckes sehr klein wird, und bei hoher Kolbengeschwindigkeit, so gross ausfallen, dass der in den Totlagen zu ihrer Beschleunigung erforderliche Druck grösser als der treibende Dampfdruck daselbst wird. Schneidet dann die Massendrucklinie die Dampftrittskurve unter steilem Winkel, so ist ein stossfreier Gang kaum zu erzielen, zumal in solchen Fällen die Dampfüberdrucklinie gewöhnlich nicht nur ein, sondern mehrere Male von der Massendruckkurve geschnitten wird, und also ein mehrmaliger Druckwechsel und Stoss während des einfachen Hubes auftritt. Hier

wie dort ist also auf die Konstruktion eines leichten Gestänges für den grossen Cylinder namentlich Bedacht zu nehmen, also unter Anderem, wenn nötig, die Luftpumpe der Maschine nicht an den Niederdruck-, sondern an den Hochdruckcylinder zu hängen, die Kolben als Hohlgestängskörper mit geringer Wandstärke auszuführen u. s. w.

Ist der Massendruck in den Totlagen nicht unter den Dampfdruck daselbst durch möglichste Beschränkung der Gestängemassen zu bringen, wie das wohl bei grosser Kolbengeschwindigkeit vorkommen kann, und ist weiter ein grosser Winkel zwischen der Dampfüberdruck- und Massendrucklinie nicht zu umgehen, so dürfte sich die Anordnung eines Spannerwerkes empfehlen, wie es Missong in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1893, Seite 1084 zur Aufhebung der Massenkräfte angiebt. Auf die verlängerte Kolbenstange des Niederdruckcylinders wird dann ein zweiter Kolben gesetzt, welcher in der zweiten Hälfte des Hubes, wo die Gestängemassen voranschellen, ein Gas komprimiert, dessen Spannung in der ersten Hälfte des Hubes, wo die Massen beschleunigt werden müssen, mit treibend auf diese einwirkt.

Die **Dampfverteilungsperioden** in der Compound-Receivermaschine lassen sich wieder am besten an Hand des Indikator-Diagrammes einer solchen Maschine verfolgen. Die Fig. 41 und 42 des Textes geben das Diagramm einer Kondensationsmaschine, die von der Firma Märky, Bromovsky & Schulz in Prag ausgeführt wurde und die folgenden Verhältnisse besitzt.

Bohrung des kleinen Cylinders = 680 mm,

Bohrung des grossen Cylinders = 1060 mm,  
 Gemeinschaftlicher Hub = 1260 mm,  
 Höhe des schädlichen Raumes am kleinen Cylinder,  
 bezogen auf dessen Kolbenfläche, = 8% des Hubes,  
 Höhe des schädlichen Raumes am grossen Cylinder,  
 bezogen auf dessen Kolbenfläche, = 2% des Hubes,

Fig. 41 und 42.

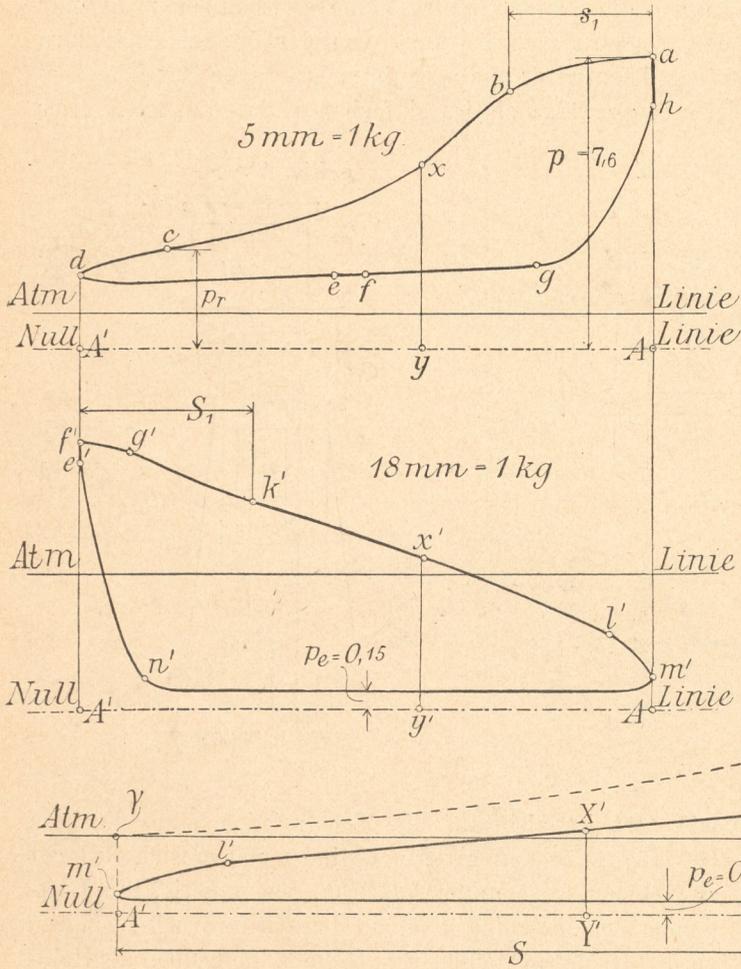
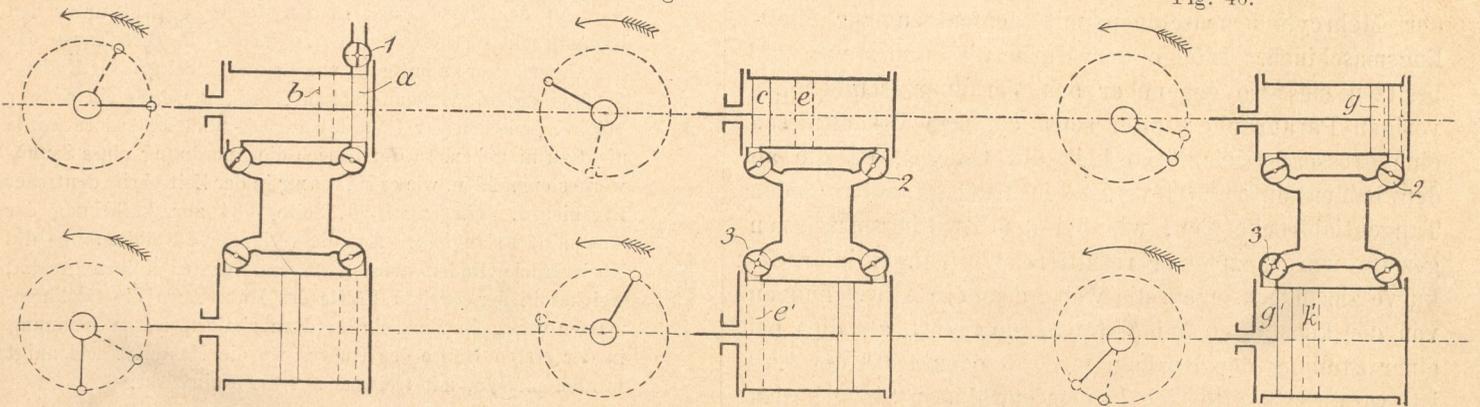


Fig. 44.

Fig. 45.

Fig. 46.



$$\text{Cylinderverhältnis } \frac{V}{v} = \frac{1060^2}{680^2} = 2,43,$$

Dampfeintrittsspannung = 7,6 Atm,  
 Dampfaustrittsspannung = 0,15 Atm.

Beim Diagramm des kleinen Cylinders in Fig. 41 entsprechen 5 mm 1 kg, bei demjenigen des grossen Cylinders in Fig. 42 18 mm 1 kg, die Basis beider Diagramme ist 75 mm. Im Anschluss an diese Diagramme

sind in Fig. 44 bis 46 des Textes die wichtigsten Kolbenlagen unter Eintragung derselben Buchstaben, die in den Diagrammen an den zugehörigen Stellen stehen, gezeichnet.

Der hinter den kleinen Kolben tretende frische Dampf bleibt dreiundeinhalb einfache Hübe in der Maschine.

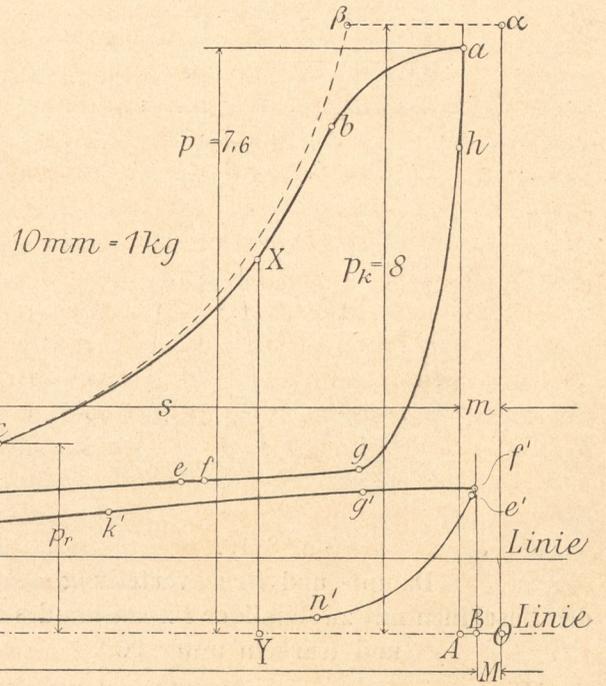
**Erster einfacher Hub.**

Hinter dem kleinen Kolben findet statt:

Der Dampfeintritt nach der Linie ab in Fig. 41. Am Ende desselben, punktierte Kolbenlage b in Fig. 44, schliesst sich das Einlassorgan 1 der rechten Kolbenseite.

Die Expansion des frischen Dampfes gemäss der Linie bc in Fig. 41, an deren Schlusse, ausgezogene

Fig. 43.



Kolbenlage c in Fig. 45, sich das Auslassorgan 2 der rechten Kolbenseite nach dem Aufnehmer öffnet. Soll hier kein Spannungsabfall stattfinden, so muss der Receiverdampf dieselbe Spannung  $p_r$  haben, die im Punkte c hinter dem kleinen Kolben herrscht. In dem dargestellten Diagramm ist das nicht der Fall, der Receiver hat vielmehr in dem erwähnten Augenblicke, wie sich weiter unten ergibt, eine Spannung, die kleiner als diejenige in c ist.

Der Dampfaustritt nach cd in Fig. 41 entsprechend diesem Spannungsabfall unter gleichzeitiger Expansion des Dampfes hinter dem kleinen Kolben und im Aufnehmer bis zur linken Totlage des ersteren.

**Zweiter einfacher Hub.**

Während der ersten Hälfte desselben geht vor sich:

Eine Kompression vor dem kleinen Kolben und im Receiver nach der Linie de in Fig. 41. Im Punkte e, punktierte Kolbenlage e in Fig. 45, steht der grosse Kolben kurz vor der linken Totlage, punktierte Kolbenlage e' in Fig. 45, Punkt e' in Fig. 42. Für den letztgenannten Kolben beginnt hier der Dampfvereintritt, indem sich das Einlassorgan 3 der linken Seite des grossen Kolbens nach dem Receiver öffnet. Soll dabei kein Spannungsabfall stattfinden, so muss der Dampf vor dem grossen Kolben bis zur Spannung im Punkte e in Fig. 41 komprimiert sein.

Der Dampfvereintritt für den grossen Kolben unter gleichzeitiger Kompression vor dem kleinen Kolben, Linie ef in Fig. 41, im Aufnehmer und vor dem grossen Kolben, Linie e'f' in Fig. 42.

In der zweiten Hälfte des vorliegenden Hubes findet zunächst statt:

Anfangs eine Kompression, später eine Expansion nach der Linie fg in Fig. 41 bzw. f'g' in Fig. 42 vor dem kleinen, hinter dem grossen Kolben und im Aufnehmer. Diese Periode muss sich zuerst als Kompression äussern, weil das Volumen vor dem kleinen Kolben, der sich in der Mitte seines Hubes befindet, infolge der grösseren Geschwindigkeit dieses Kolbens daselbst schneller abnimmt, als das Volumen hinter dem grossen Kolben, der eben die Totlage verlässt und deshalb eine geringere Geschwindigkeit besitzt, zunimmt. Später überholt der grosse Kolben mit seiner grösseren Querschnittsfläche die Abnahme des Volumens vor dem kleinen Kolben, tritt also Expansion ein. Im Punkte g, ausgezogene Kolbenlage g in Fig. 46, schliesst sich das Auslassorgan 2 auf der rechten Seite des kleinen Kolbens. Bis zur rechten Totlage des letzteren geht nun vor diesem allein

die Kompression nach der Linie gh in Fig. 41 und der Dampfvereintritt nach der Linie ha vor sich.

Gleichzeitig trat bis zur Hubmitte des grossen Kolbens ein:

Eine Expansion hinter dem grossen Kolben und im Receiver nach der Linie g'k' in Fig. 42. Bei der in Fig. 46 punktiert angedeuteten Lage k' des grossen Kolbens schliesst sich das Einlassorgan 3 für dessen linke Seite. Der Aufnehmer ist nun von beiden Cylindern getrennt und muss in diesem Augenblicke offenbar Dampf von der oben erwähnten Spannung  $p_r$  enthalten, wenn der hinter die linke Seite des kleinen Kolbens getretene frische Dampf am Ende seiner Expansion (entsprechend dem Punkte c auf der rechten Seite) ohne Spannungsabfall mit dem Aufnehmer in Verbindung kommen soll. In den dargestellten Diagrammen ist das nicht der Fall, findet also ein Druckverlust zwischen kleinem Cylinder und Receiver statt.

Eine Expansion hinter dem grossen Kolben allein nach dem betreffenden Teil der Linie k'l'.

**Halber und ganzer Schlusshub.**

Hinter dem grossen Kolben tritt bis zu dessen rechter Totlage ein:

Die Expansion als Fortsetzung der vorigen Periode nach der Linie k'l',

der Dampfaustritt nach der Linie l'm' in Fig. 42.

Vor dem grossen Kolben geht schliesslich

der Dampfaustritt nach m'n',

die Kompression nach n'e' und

der Dampfvereintritt nach e'f' in Fig. 42 vor sich.

In Fig. 43 des Textes sind die Diagramme der Fig. 41 und 42 rankinisiert wiedergegeben. Die Rankinisierung ist nach der auf Seite 47 vermerkten 2. Methode ausgeführt.

In Fig. 43 ist der Hub des kleinen Cylinders  $s = 66$  mm, derjenige des grossen  $S = \frac{V}{v} s = 2,43 \cdot 66 = 160$  mm gemacht, und dem entsprechend

die Länge des schädlichen Raumes für den kleinen Cylinder mit  $m = 0,08 s = 0,08 \cdot 66 = 5,3$  mm,

diejenige des schädlichen Raumes für den grossen Cylinder mit  $M = 0,02 S = 0,02 \cdot 160 = 3,2$  mm aufgetragen worden. Der Kräftemassstab in Fig. 43 ist  $10 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$ . Es entspricht also z. B.

die Abscisse  $\overline{AY}$  in Fig. 43

dem Werte  $\frac{66}{75} \overline{AY}$  in Fig. 41,

die Ordinate  $\overline{XY}$  in Fig. 43

dem Werte  $\frac{10}{5} \overline{xy}$  in Fig. 41,

die Abscisse  $\overline{BY'}$  in Fig. 43

dem Werte  $\frac{160}{75} \overline{A'y'}$  in Fig. 42,

die Ordinate  $\overline{X'Y'}$  in Fig. 43

dem Werte  $\frac{10}{18} \overline{x'y'}$  in Fig. 42,

u. s. w. Die Expansionslinie  $\beta\gamma$  des theoretischen Diagrammes wurde durch den Punkt c gelegt und bis zur Kesselspannung  $p_k = 8 \text{ Atm}$  gezeichnet. Der Völligkeitsgrad, das ist das Verhältnis der zueinander addierten Diagrammflächen  $abedefgha$  und  $f'g'k'l'm'n'e'f'$  zu der Fläche des theoretischen Diagrammes  $\alpha\beta\gamma A'O\alpha$ , ergibt sich zu rund 0,65.

Zur Konstruktion der Indikator-Diagramme einer zu entwerfenden Compound-Receiver-Maschine können wiederum die auf Seite 53 angeführten beiden Verfahren dienen, deren Benutzung an dem folgenden Beispiel gezeigt werden soll. Gegeben sei für eine zu bauende Kondensations-Verbundmaschine mit zwei unter  $90^\circ$  gegeneinander versetzten Kurbeln

die Dampfeintrittsspannung  $p = 8,4 \text{ Atm}$ ,

die Dampfaustrittsspannung  $p_e = 0,2 \text{ Atm}$ ,

die Expansionsendspannung  $p_x = 0,55 \text{ Atm}$ ,

die Höhe der schädlichen Räume  $m = 0,03 s$  und  $M = 0,05 S$ ,

das Volumen des Receivers  $R = 0,53 V$ .

Zur annähernden Bestimmung des Cylinderverhältnisses ist gemäss den Angaben auf Seite 49 unter Vernachlässigung des schädlichen Raumes in Fig. 1, Tafel 29

das theoretische Diagramm der Eincylindermaschine für eine Basis  $S = 100$  mm und einen Kräftemassstab von  $10 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$  aufgezeichnet und durch eine horizontale Linie  $fg$  in zwei inhaltsgleiche Teilflächen zerlegt worden. Aus demselben ergibt sich dann das Cylinderverhältnis

$$\frac{V}{v} = \frac{S}{s} = \frac{100}{35,5} = \sim 2,8,$$

sowie der Füllungsgrad des kleinen Cylinders

$$\frac{s_1}{s} = \frac{6}{35,5} = \sim \frac{1}{6}.$$

Genauere Werte lassen sich durch Rechnung ermitteln. Für  $p_x = 0,5$  und  $p = 8,4$  ist der Gesamt-Expansionsgrad

$$\epsilon = \frac{s_1}{S} = \frac{p_x}{p} = \frac{0,55}{8,4} = \frac{1}{15,3}.$$

Gleichung 38 liefert hiermit

$$\ln \frac{S}{s} = \ln \frac{V}{v} = \frac{1}{2} \left( \ln 15,3 - 1 + \frac{0,2 \cdot 15,3}{8,4} \right) = 1,04965,$$

$$\text{oder } \frac{S}{s} = \frac{V}{v} = 2,85$$

$$\text{und } \frac{s_1}{s} = \epsilon \frac{V}{v} = \frac{1}{15,3} \cdot 2,85 = \frac{1}{5,4}.$$

Bei Berücksichtigung der endlichen Grösse des Receivers wird indes, wie sich später zeigt, die Arbeit des kleinen Cylinders kleiner als bei unendlich grossem Receiver und horizontaler Teillinie ( $fg$  in Fig. 1, Tafel 29) ausfallen. Um deshalb eine annähernd gleiche Arbeitsverteilung unter Berücksichtigung der endlichen Aufnehmergrösse und anderer Umstände zu erzielen, ist durch Probieren hier das Cylinderverhältnis

$$\frac{V}{v} = 2,727$$

bei einer Füllung des kleinen Cylinders

$$\frac{s_1}{s} = \sim \frac{1}{6}$$

ermittelt worden.

### 1. Verfahren.

Fig. 2, Tafel 29.

Auf der oberen Horizontalen dieser Figur sind, bezogen auf  $S = 100$  mm und die Kolbenfläche des grossen Cylinders, nacheinander aufgetragen

$$s = \frac{100}{2,727} = 36,5 \text{ mm},$$

$$m = 0,03 s = 0,03 \cdot 36,5 = \sim 1,1 \text{ mm},$$

$$R = 0,53 S = 0,53 \cdot 100 = 53 \text{ mm},$$

$$M = 0,05 S = 0,05 \cdot 100 = 5 \text{ mm},$$

$$S = 100 \text{ mm}.$$

Unter dieser Horizontalen sind dann nach dem in Fig. 12 auf Seite 17 angedeuteten Verfahren die Kolbenweglinien  $ADH$  und  $oFM'$  gezeichnet worden. Die Füllungsstrecke  $s_1 = \frac{1}{6} s = \frac{1}{6} \cdot 36,5 \text{ mm} = \sim 6 \text{ mm}$  liefert weiter unter Schätzung der beim Kanalschlusse eintretenden Drosselung hinter dem kleinen Kolben:

die Dampfeintrittslinie  $ab$ , sowie daran anschliessend als Mariottesche Hyperbel von  $Q_1$  aus;  
die Expansionslinie  $bc$ , entsprechend der nach

den Horizontalen zwischen  $BC$  und der Vertikalen in  $O_1$  erfolgenden Volumzunahme im Volumdiagramm. Ist die Spannung  $p_r$  hinter dem kleinen Kolben im Punkte  $c$  zugleich die Spannung des Receiverdampfes in diesem Augenblicke, so findet ohne Spannungsabfall beim Beginn bis zur Totlage

der Dampfvorausstritt statt, dessen Verlauf  $cd$  gemäss der Zunahme der oben erwähnten Horizontalen von  $C$  bis  $D$  nach Gefühl eingetragen werden kann. Beim Rückgange des kleinen Kolbens folgt nun:

die gemeinschaftliche Kompression vor dem kleinen Kolben und im Aufnehmer nach der Linie  $de$ , bei der das Volumen des Dampfes abnimmt wie die Horizontalen zwischen der Linie  $DE$  und der durch  $O_2$  gezogenen Vertikalen.

Die Linie  $d e$  ist als Mariottesche Hyperbel von  $O_2$  aus konstruiert worden. Für die Kolbenlage  $A_2$  z. B. ergibt die in diesem Punkte errichtete Senkrechte mit der durch  $d$  gezogenen Horizontalen den Punkt  $B_2$ .  $O_2 B_2$  liefert ferner auf der Vertikalen durch  $d$  den Punkt  $y_2$  und die hierdurch gelegte Horizontale auf  $A_2 B_2$  schliesslich den Punkt  $x_2$  der Kurve.

Im Punkte  $e$  beginnt vor dem grossen Kolben, der kurz vor seiner linken Totlage steht, der Dampfvoreintritt, so dass in diesem Augenblicke alle drei Räume, entsprechend der Volumstrecke  $EE'$ , miteinander kommunizieren. Ist nun wie im vorliegenden Falle die Kompressionsendspannung im Punkte  $e'$  vor dem grossen Kolben nicht gleich der Spannung des Dampfes im Punkte  $e$  vor dem kleinen Kolben und im Receiver, so tritt ein kleiner Spannungsabfall ein, wie er im Diagramm des kleinen Cylinders unterhalb  $e$  angedeutet ist. Bis in die linke Totlage des grossen bzw. Mittellage des kleinen Kolbens findet nun weiter statt:

eine Kompression in allen drei Räumen nach  $ef$  bzw.  $e'f'$ , wovon die letztere Linie zugleich den Dampfvoreintritt vor dem grossen Kolben darstellt. Diese Kompression dauert auch noch nach Verlassen der Tot- bzw. Mittellage an, geht aber dann, wie früher schon erklärt, in eine Expansion über, sobald nämlich die Zunahme des gemeinschaftlichen Volumens hinter dem grossen Kolben die Abnahme des Volumens vor dem kleinen überwiegt.

Dieser anfänglichen Kompression, späteren Expansion in allen drei Räumen entspricht die Linie  $fg$  bzw.  $f'g'$ .

Die Konstruktion dieser Linien kann in der folgenden Weise vorgenommen werden. Im Anfange der vorliegenden Periode ist das Volumen des Dampfes  $v_4 = FE'V = A_4 A'_4$ . Für irgend eine Kolbenlage  $A_5$  bzw.  $A'_5$  bestimmt sich das Volumen durch Ziehen der Vertikalen in diesen Punkten bis zu den betreffenden Teilen der Kolbenweglinien aus dem Volumdiagramm zu  $v_5$ . Trägt man die Strecke  $v_5$  auf der unteren Horizontalen von  $A_4$  aus auf, so erhält man den Punkt  $C_5$ . Die Vertikale in dem letzteren liefert mit der Horizontalen durch  $f$  und  $f'$  weiter den Punkt  $B_5$ ,  $A_4 B_5$  dann den Punkt  $y_5$ , der, nach der Vertikalen in  $A_5$  bzw.  $A'_5$  horizontal übertragen, schliesslich die Punkte  $x_5$  bzw.  $x'_5$  giebt.

Die Punkte  $g$  und  $g'$ , wo die vorstehende Periode aufhört, müssen durch Rückwärtskonstruktion der Linie  $hz'$ , die der Kompression des Dampfes vor dem kleinen Kolben allein entspricht, bestimmt werden. Der Schnittpunkt von  $hz'$  mit  $fx'$  liefert  $g$  bzw.  $g'$ .



In der Figur ist die Kompressionsendspannung zu 7,4 Atm und der Dampfvoreintritt beim kleinen Kolben zu  $0,005 \text{ s} = 0,005 \cdot 36,5 = \sim 0,2 \text{ mm}$  angenommen. Dadurch ist der Punkt h festgelegt. Von diesem aus wurde dann in Bezug auf  $O_1$  die Hyperbel  $hz'$  gezeichnet, wie dies in der Figur für die Kolbenlage  $A_3$  und den Punkt  $x_3$  angedeutet ist.

Nach Abschluss des kleinen Cylinders im Punkte g bzw.  $g'$  wird hinter dem grossen Kolben und im Aufnehmer die Expansion nach  $g'k'$  fortgesetzt.  $g'k'$  wurde als Hyperbel von  $O_1$  aus aufgetragen, wie dies in der Figur für die Kolbenlage  $A_7$  bzw. den Punkt  $x_7$  durchgeführt ist. Die Expansion wird soweit getrieben, also der Punkt  $k'$  so festgelegt, dass in ihm wieder die Spannung  $p$  vorhanden ist, die im Aufnehmer herrschen muss, wenn der auf die linke Seite des kleinen Kolbens gelassene frische Dampf am Ende seiner Expansion daselbst (entsprechend dem Punkte c für die rechte Seite dieses Kolbens) ohne Spannungsabfall mit dem Receiver in Verbindung treten soll.

Zu achten ist aber darauf, dass der Punkt  $k'$  und die durch ihn bestimmte Füllung  $S_1$  des grossen Cylinders so gewählt wird, dass die letztgenannte Periode schon beendet ist, ehe der Dampfvorausstritt auf der linken Seite des kleinen Kolbens beginnt. Der grosse Cylinder wäre sonst noch nicht vom Receiver abgeschlossen, wenn der letztere schon mit der erwähnten Seite des kleinen Cylinders in Verbindung getreten ist, was offenbar ein Überströmen des frischen Dampfes aus dem kleinen Cylinder in den grossen zur Folge haben würde. Der Dampfvorausstritt für die rechte Seite — für die linke gilt Entsprechendes — des kleinen Cylinders beginnt im Volumdiagramm im Punkte C. Die Horizontale durch ihn schneidet die höher gerückte Kolbenweglinie des grossen Kolbens in X. Die Vertikale durch  $k'$  giebt weiter auf dieser Kolbenweglinie den Punkt Y, und dieser letztere muss offenbar, wenn der obigen Bedingung genügt werden soll, stets links von X liegen.

Die Füllungslinie für den grossen Cylinder wurde im Diagramm etwas unterhalb von  $f'k'$  angenommen, um dem beim Überströmen des Dampfes aus dem kleinen Cylinder und Receiver in den grossen Cylinder stattfindenden Spannungsverlust Rechnung zu tragen.

Die Expansionslinie  $k_1l'$ , als Mariottesche Hyperbel in Bezug auf  $O_2$  (siehe Punkt  $x_8$  für die Kolbenlage  $A_8$ ), die Dampfvorausstrittslinie  $l'm'$ , die Dampfaustrittslinie  $m'n'$ , die Kompressionslinie  $n'e'$ , als Mariottesche Hyperbel in Bezug auf  $O_2$  von  $e'$  rückwärts (siehe Punkt  $x_9$  für die Kolbenlage  $A_9$ ),

die Dampfvoreintrittslinie  $e'f'$  für die hinter bzw. vor dem grossen Kolben stattfindenden Perioden sind genau wie bei der Eincylindermaschine zu zeichnen.

Der Punkt  $e'$  wurde in der Figur dadurch festgelegt, dass die Kompressionsendspannung zu 1 Atm, die Dauer der Dampfvoreintrittsperiode zu  $0,0075 \text{ S} = 0,0075 \cdot 100 = 0,75 \text{ mm}$  angenommen wurde.

## 2. Verfahren.

Fig. 4, Tafel 27.

Als Basis der Diagramme beider Cylinder ist hier die Strecke  $S = 100 \text{ mm}$  gewählt worden. Auf der Linie  $X-X$  trägt man rechts neben der Basis die Höhe

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

des schädlichen Raumes beim kleinen Cylinder ab, der nach den Angaben auf Seite 50, wenn bezogen auf verschiedene Kolbenflächen, aber gleichen Hub, die Grösse

$$m \frac{V}{v} = m \frac{S}{s} = 0,03 \text{ s} \frac{S}{s} = 0,03 \cdot 100 = 3 \text{ mm}$$

hat, und erhält dadurch den Punkt O. Ferner sticht man, aber bezogen auf gleiche Kolbenflächen und verschiedenen Hub, vom linken Endpunkte der Basis aus nach oben ab

$$\begin{aligned} M &= 0,05 S = 0,05 \cdot 100 = 5 \text{ mm}, \\ R &= 0,53 S = 0,53 \cdot 100 = 53 \text{ mm}, \\ m &= 0,03 s = 0,03 \cdot 36,5 = \sim 1 \text{ mm}, \\ s &= S \frac{v}{V} = 100 \frac{1}{2,727} = 36,5 \text{ mm}, \end{aligned}$$

wodurch sich der Punkt A ergibt. Desgleichen trägt man nach unten

$$\frac{S}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm},$$

sowie von der Mitte der Basis, also vom Punkte h aus, nach links

$$\begin{aligned} M &= 0,05 S = 0,05 \cdot 100 = 5 \text{ mm}, \\ R &= 0,53 S = 0,53 \cdot 100 = 53 \text{ mm} \end{aligned}$$

auf, wodurch die Punkte n und  $O_5$  festgelegt sind. Verbindet man A mit dem Punkte  $O_1$ , der im Abstände  $M + R$  oberhalb O liegt, so erhält man  $O_2$ ,  $O_4$  liegt im Abstände  $\frac{S}{2}$  unterhalb h. Der Kräftemasstab ist wiederum  $10 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$ .

In bekannter Weise ergibt sich nun:

ab als Linie für den Dampfeintritt hinter dem kleinen Kolben,

bc als Mariottesche Hyperbel in Bezug auf O für die Expansion des frischen Dampfes daselbst,

cd als Linie für den Dampfvorausstritt bzw. die damit verbundene Expansion hinter dem kleinen Kolben und im Aufnehmer bis zur linken Totlage des ersteren; im Punkte c muss der sich öffnende Receiver Dampf von derselben Spannung  $p_r$  wie der Dampf hinter dem kleinen Kolben besitzen, wenn hier kein Druckabfall stattfinden soll.

de als Mariottesche Hyperbel für die Kompression vor dem kleinen Kolben und im Receiver. Die Linie de ist von  $O_2$  aus zu konstruieren.

Während der vorliegenden Periode ändern sich nämlich die Volumina des Dampfes wie die Vertikalen zwischen der Schrägen  $\overline{AO_2}$  und der Horizontalen durch  $O_2$ , denn in der linken Totlage, also unterhalb A, ist diese Vertikale  $s + m + R$ , in der rechten Totlage aber nur  $m + R$ . Die erwähnten Vertikalen verhalten sich aber wie die zugehörigen Abscissen von  $O_2$  aus.

Im Punkte e tritt ein kleiner Spannungsabfall ein, weil vor dem grossen Kolben, der hier mit dem Aufnehmer und kleinen Cylinder in Verbindung kommt, die Kompressionsendspannung nicht genügend hoch ist.

e $f'$  bzw.  $kf-12$  als Linie für die Kompression und spätere Expansion vor dem kleinen Kolben, im Receiver und anfangs vor (bis zur linken Totlage als Dampfvoreintritt), dann hinter dem grossen Kolben.

Die Linien fr und f-12 können in der folgenden Weise gezeichnet werden. Die Strecke  $\overline{hO_4}$  entspricht dem halben Hube des grossen Kolbens, der Viertel-Kreisbogen h v darüber dem Kurbelkreise während dieses halben Hubes.

Für irgend eine Kurbellage  $O_4 \bar{3}$  ist somit das Volumen hinter dem grossen Kolben bei unendlicher Schubstangenlänge der Vertikalen  $\bar{3}-4$  proportional. Das Volumen des Dampfes während der vorliegenden Periode ändert sich deshalb offenbar wie die Vertikalen zwischen diesem Kreisbogen und der Schrägen  $\overline{qO_1}$ . Bei der linken Totlage des grossen Kolbens war es  $\overline{h q} = M + R + m + \frac{1}{2} s$ , bei der Kurbellage  $O_4 \bar{3}$  des grossen Kolbens ist es gleich  $\bar{3}-2$ .

Zieht man nun  $\overline{h \bar{3}}$  parallel  $\overline{q \bar{2}}$ , so muss, da  $\overline{h q} = \bar{3}-2$  ist, der Dampf in den drei Räumen bei der Kurbellage  $O_4 \bar{3}$  dasselbe Volumen und deshalb auch dieselbe Spannung wie in h haben. Bei der fraglichen Kurbellage steht aber der kleine Kolben in 4, der grosse in 6, da  $\overline{h 6} = \overline{6-5} = \overline{4-3}$  ist, und demnach hat man

$$\overline{1-4} = \overline{7-6} = \overline{f h}$$

zu machen, um die Punkte 1 bzw. 7 der gesuchten Kurven zu erhalten.

Andere Punkte dieser Kurven kann man durch Berechnung der Dampfspannung bei der betreffenden Kolbenlage finden. Steht z. B. der kleine Kolben unterhalb r, der grosse also in 10, welchen Punkt man durch Ziehen von  $\overline{8-9}$  und  $\overline{9-10}$  erhält, so ist das Volumen des Dampfes der Vertikalen durch r oder 8 proportional, soweit letztere zwischen  $\overline{qO_1}$  und dem Viertel-Kreisbogen liegt. Bezeichnet man diesen Teil der Vertikalen mit x, so muss die Spannung in 10, nämlich

$$\overline{10-11} = \overline{f h} \frac{\overline{h q}}{x}$$

sein. r muss dann in der Horizontalen durch 11 liegen.

wr als Hyperbel in Bezug auf O für die Kompression vor dem kleinen Kolben allein.

Der Punkt w ist durch die Dauer der Dampfvereintrittsperiode (0,005 S = 0,5 mm) und die Grösse der Kompressionsendspannung (7,4 Atm) festgelegt. Von w aus wird rückwärts die Kompressionskurve konstruiert. Der Schnittpunkt der letzteren mit der Kurve f 1 . . . der vorigen Periode liefert den Punkt r, in welchem der kleine Cylinder vom Aufnehmer abgeschlossen wird. Dem Punkte r entspricht der Punkt 11 im Diagramm des grossen Cylinders.

11-12 (oder unter Annahme der Drosselung beim Kanalschluss und des Spannungsabfalles beim Überströmen die darunter liegende Kurve bis 13) als Expansionslinie für die Ausdehnung des Dampfes hinter dem grossen Kolben und im Aufnehmer. 11-12 ist eine von  $O_3$  aus zu konstruierende Hyperbel. Die Dauer der vorliegenden Periode muss, wenn kein Spannungsabfall zwischen dem kleinen Cylinder und Receiver zu Beginn des Dampfaustrittes beim ersteren eintreten soll, so bemessen werden, dass der Punkt 12 auf der durch c gehenden Horizontalen liegt. Im Receiver herrscht dann beim Abschluss des grossen Cylinders die Spannung  $p_r$ .

13-14 als in Bezug auf n zu konstruierende Hyperbel für die Expansion hinter dem grossen Kolben allein,

14-15 als Dampfaustrittslinie daselbst,

15-16 als Linie für den Dampfaustritt,

16-k als Hyperbel in Bezug auf n für die Kompression des Dampfes vor dem grossen Kolben.

k-16 wird rückwärts von k aus gezeichnet, nachdem k durch die Kompressionsendspannung (1 Atm) und die Dauer der Dampfvereintrittsperiode (0,0075 S = 0,75 mm) festgelegt ist.

Die Arbeiten beider Cylinder der Compound-Receivermaschine, soweit sie in der Fig. 4, Tafel 27 berücksichtigt

sind, fallen gleich aus, wenn der Inhalt des Diagrammes abcdefrwa für den kleinen Cylinder  $\frac{V}{v} = \frac{S}{s}$  mal so gross, als der Inhalt des Diagrammes f13-14-15-16-kf für den grossen Cylinder ist, weil ja bei gleichem Hube die nutzbare Kolbenfläche des ersteren im entsprechenden Verhältnis kleiner als die des letzteren wird.

Die **Druckverteilung** geht in den einzelnen Hälften der vorliegenden Verbundmaschinen genau wie bei der Eincylindermaschine vor sich; die Druckdiagramme können also in derselben Weise, wie in § 11 des näheren angegeben, gezeichnet werden.

Auf Tafel 29 ist z. B.:

In Fig. 3 abcdefa das Dampfüberdruck-Diagramm des kleinen Cylinders, wie es in bekannter Weise dem Indikator-Diagramm desselben in Fig. 2 entnommen werden kann. Mit Hilfe der Massendrucklinie qq' ergibt sich ferner das resultierende Horizontaldruck-Diagramm ghiklmg, dessen Abscissen mit dem Cylinderverhältnis  $\frac{V}{v} = \frac{S}{s}$  zu multiplizieren, dessen

Ordinaten aber durch dieses Verhältnis zu dividieren sind, wenn es auf die nutzbare Kolbenfläche und den Hub des grossen Cylinders bezogen werden soll. In dieser Form ist das erwähnte Diagramm mit uYpXu bezeichnet.

In Fig. 5 u'Y' p'X'u' das Dampfüberdruck-, u''Y''p''X''u'' das mit Hilfe der Massendrucklinie QQ' konstruierte resultierende Horizontaldruck-Diagramm des grossen Cylinders.

In Fig. 6 abcdefghi das punktiert eingetragene Tangentialdruck-Diagramm des kleinen,  $a_1 b_1 c_1 d_1$  das strichpunktiert gezeichnete des grossen Cylinders, welches gegen das erstere, entsprechend der Kurbelversetzung von  $90^\circ$ , um  $\frac{1}{4} S \pi$  verschoben ist. Die Ordinaten des erstgenannten Diagrammes sind ferner, solange sie treibende Drucke auf den Kurbelzapfen darstellen, oberhalb, sonst unterhalb der Basis aufgetragen; für die Ordinaten des letztgenannten Diagrammes gilt das Umgekehrte. Durch Vereinigung beider Diagramme ergibt sich schliesslich die ausgezogene Tangentialdruckkurve, deren oberhalb der Basis liegende Ordinaten wieder treibende, sonst hindernde Drucke darstellen. Die Über- bzw. Unterschussflächen dieser Kurve gegenüber der konstanten Widerstandslinie von der Ordinate w sind in der Figur mit  $f_1$  bis  $f_8$  bezeichnet und beziehen sich wie die sämtlichen Tangentialdruck-Diagramme der Fig. 6 auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders.

Für die Indikator-Diagramme in Fig. 4, Tafel 27 ist dargestellt:

In Fig. 5 dieser Tafel das Dampfüberdruck- und resultierende Horizontaldruck-Diagramm durch abcdefa bzw. ghyklxg des kleinen Cylinders.

Bei der Entnahme der Ordinaten des Dampfüberdruck-Diagrammes aus dem Indikator-Diagramm ist aber zu beachten, dass die Ordinaten des letzteren durch das Cylinderverhältnis  $\frac{V}{v}$  zu dividieren sind, wenn man ein auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders bezogenes Diagramm erhalten will.

In Fig. 6 durch u'p'p'w'u' bzw. u''Yp''Xu'' das Dampfüberdruck- bzw. resultierende Horizontaldruck-Diagramm des grossen Cylinders.

In Fig. 7 abcdefga das strichpunktiert angedeutete Tangentialdruck-Diagramm des kleinen, a'b'c'd'a' das punktiert eingetragene entsprechende Diagramm des grossen Cylinders, welches gegenüber dem ersteren gemäss der Kurbelversetzung um 90° im Drehungssinne der Maschine vorgerückt ist, die ausgezogene Kurve das vereinigte Tangentialdruck-Diagramm beider Cylinder in Bezug auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders.

Die Tangentialkräfte sind hier nicht über dem Umfange des Kurbelkreises als Ordinaten, wie es bisher geschehen, sondern radial vom Kurbelkreise selbst aus aufgetragen, eine Methode, die namentlich bei englischen Konstrukteuren beliebt ist. Bei der Kurbellage III z. B. ist III 7 = 5-6 die Tangentialkraft an der kleinen Kurbel. Bei den Tangentialdruckkurven der Fig. 7 stellen ferner alle ausserhalb des Kurbelkreises liegenden Radialen treibende, alle anderen hindernde Tangentialkräfte dar. Die Über- bzw. Unterschussflächen der ausgezogenen, gemeinsamen Tangentialdruckkurve in Bezug auf den Kreis bcfg des konstanten Widerstandes sind in der Figur wiederum mit f<sub>1</sub> bis f<sub>3</sub> bezeichnet.

§ 20.

**Dampf- und Druckverteilung der Maschinen mit dreimaliger Expansion des Dampfes.**

Die Dreimal-Expansionsmaschinen werden mit zwei oder drei Kurbeln ausgeführt. Die erste Kurbelzahl ist namentlich bei liegenden, die letzte bei stehenden Maschinen gebräuchlich. Bei zwei Kurbeln sind zwei Cylinder, Hoch- und Mitteldruck- bzw. Hoch- und Niederdruckcylinder, tandemartig hintereinander an die eine, der dritte, also Nieder- bzw. Mitteldruckcylinder, an die zweite Kurbel gehangen, welche gegen die erste gewöhnlich um 90° versetzt ist. Bei drei Kurbeln, die unter 120° gegeneinander geschränkt stehen, besitzt jeder Cylinder eine Kurbel. Bezüglich der Aufeinanderfolge dieser Kurbeln in der Drehrichtung der Maschine sind hier zwei Anordnungen möglich, die nicht die gleiche Dampfverteilung ergeben. Bei der einen, die man als solche mit voraneilender Hochdruckkurbel bezeichnet, ist die Aufeinanderfolge

Hoch-, Mittel-, Niederdruckkurbel,  
bei der anderen dagegen, welche man diejenige mit voraneilender Niederdruckkurbel nennt, folgen

Nieder-, Mittel-, Hochdruckkurbel  
aufeinander.

Die **Dampfverteilung** der vorliegenden Maschinen soll nun zunächst an Hand der Diagramme auf Tafel 30 gezeigt werden. Diese Diagramme sind für eine Dreimal-Expansionsmaschine von

- p = 9,8 Atm Eintrittsspannung,
- p<sub>x</sub> = 0,5 „ Gesamt-Expansionsendspannung,
- p<sub>e</sub> = 0,2 „ Austrittsspannung,
- m = 0,03 s, M' = 0,03 S' und M = 0,03 S Längen der schädlichen Räume,

R = 0,2 S, R' = 0,333 S bzw. 0,65 S Receiverlängen entworfen.

**1. Anordnung mit zwei unter 90° gegeneinander versetzten Kurbeln (Fig. 1, Tafel 30).**

Sollen die an beide Kurbeln vom Dampfe übertragenen Arbeiten einander gleich sein, so muss die Arbeit des Hoch- und Mitteldruckcylinders, die hier an der einen Kurbel hängen, gleich derjenigen des Niederdruckcylinders an der zweiten Kurbel sein. Zeichnen wir also, wie auf Tafel 30 oben über einer Basis von 100 mm geschehen, das ideelle Indikator-Diagramm der Eincylindermaschine auf und teilen dieses behufs angenäherter Bestimmung des Cylinderverhältnisses durch eine horizontale Linie in zwei gleiche Teilflächen, so erhalten wir zunächst das Verhältnis

$$\frac{S}{S'} = \frac{V}{V'} = \frac{100}{30} = 3,33$$

für die Volumina von Nieder- und Mitteldruckcylinder. Weiter wird dann die Zerlegung der über S' befindlichen Fläche des Eincylinder-Diagrammes in zwei gleiche Teile das Volumverhältnis

$$\frac{S'}{s} = \frac{V'}{v} = \frac{30}{12,3} = 2,43 \text{ bzw. } \frac{S}{s} = \frac{V}{v} = \frac{100}{12,3} = \sim 8,1$$

von Mittel- und Hoch- bzw. Nieder- und Hochdruckcylinder ergeben.

Den Wert  $\frac{S}{S'} = 3,33$  erhält man annähernd auch aus Gleichung 38<sup>1)</sup> für

$$\epsilon = \frac{p_x}{p} = \frac{0,5}{9,8} \text{ und } p_e = 0,2,$$

den Wert  $\frac{S'}{s} = 2,43$  aus derselben Gleichung<sup>1)</sup> für

$$\epsilon = \frac{p_r'}{p} = \frac{p_x}{p} \frac{S}{S'} = \frac{0,5}{9,8} 3,33 \text{ und}$$

$$p_e = p_r' = 0,5 \frac{S}{S'} = 0,5 \cdot 3,33.$$

Die Volumdiagramme sind dann über einer Basis

- S = 100 mm für den grossen,
- S' = 29 mm „ „ mittleren,
- s = 11,7 mm „ „ kleinen

Cylinder, die Indikator-Diagramme nach dem auf Seite 53 zuerst erwähnten Verfahren konstruiert worden. Zu diesem Diagramme ist zu bemerken, dass die Dampfverteilung im kleinen Cylinder und hinter dem mittleren Kolben genau wie bei einer Verbundmaschine mit zwei Cylindern und Kurbeln unter 0°, die Dampfverteilung vor dem mittleren Kolben und im grossen Cylinder ebenso wie bei einer Verbundmaschine mit Kurbeln unter 90° vor sich geht. Bezüglich der Konstruktion der einzelnen Kurven in den Indikator-Diagrammen kann deshalb auf das hierüber in den beiden vorigen Paragraphen Gesagte verwiesen werden. Hier sollen nur die einzelnen Dampfverteilungsperioden nochmals aufgeführt werden.

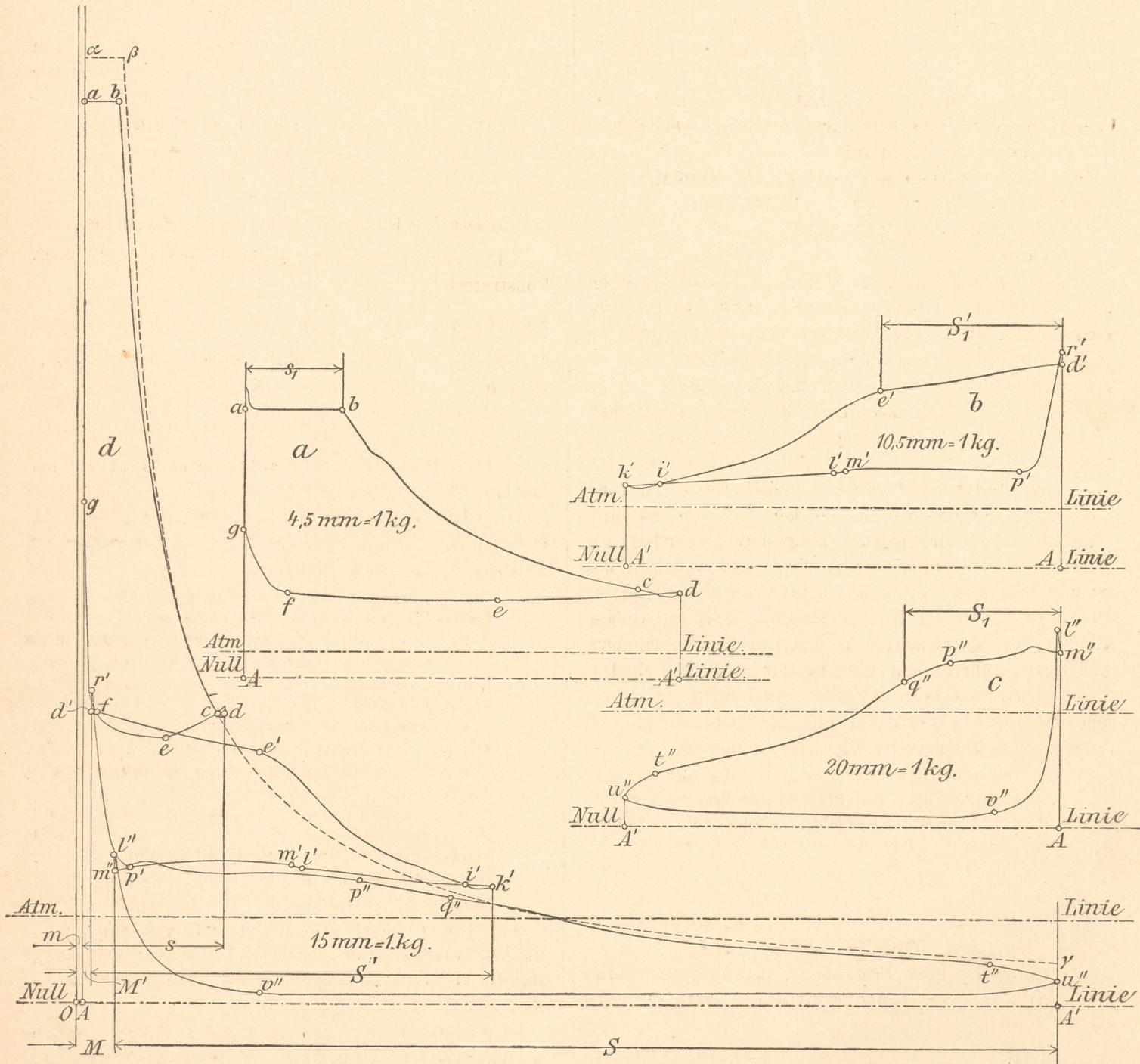
- ab Dampfeintritt
- bc Expansion
- cd Dampfvoraustritt in den 1. Receiver, später zusammen mit r'd' (siehe weiter unten)
- de bzw. d'e' Expansion vor dem kleinen, hinter dem mittleren Kolben und im 1. Receiver,

1) Dasselbst ist das Verhältnis mit  $\frac{S}{s}$  bezeichnet.

ef Kompression vor dem kleinen Kolben und im 1. Receiver,  
 fg Kompression vor dem kleinen Kolben,  
 ga Dampfvoreintritt } vor dem kleinen Kolben,

p'q' Kompression vor dem mittleren Kolben und im 2. Receiver,  
 q'r' Kompression vor dem mittleren Kolben allein,

Fig. 47.



h'i' Expansion  
 i'k' Dampfvorausstritt in } hinter dem mittleren  
 den 2. Receiver Kolben,  
 k'l' Kompression vor dem mittleren Kolben und  
 im 2. Receiver,  
 l'm' bzw. l''m'' desgleichen vereinigt mit dem Dampf-  
 voreintritt vor dem grossen Kolben,  
 m'p' bzw. m''p'' anfangs Kompression, später  
 Expansion vor dem mittleren, hinter dem  
 grossen Kolben und im 2. Receiver,

r'd' Dampfvoreintritt vor dem mittleren Kolben,  
 vereinigt mit dem Schluss von cd (siehe weiter  
 oben) hinter dem kleinen Kolben,  
 s''t'' Expansion } hinter dem grossen  
 t''u'' Dampfvorausstritt } Kolben,  
 u''v'' Dampfaustritt  
 v''l'' Kompression  
 l''m'' Dampfvoreintritt, ver-  
 einigt mit l'm' (siehe weiter  
 oben) } vor dem grossen  
 Kolben.

Die Dampfverteilung zwischen dem mittleren und grossen Cylinder unterscheidet sich von der bei der Compound-Maschine auf Seite 60 und in Fig. 2, Tafel 29 angegebenen nur insofern, als

in Fig. 1, Tafel 30 zur Erzielung der Receiverspannung  $p_r$  eine Kompression  $p'q'$  vor dem mittleren Kolben und im 2. Receiver angeordnet werden musste, da die Linie  $r'q'$  die Kurve  $m'y'$  unterhalb dieser Spannung  $p_r$  schneidet, während in Fig. 2, Tafel 29 zur Erzielung der Receiverspannung  $p_r$  eine Expansion hinter dem grossen Kolben und im Receiver nötig war.

Die Fig. 47a, b und c auf Seite 64 zeigen die Diagramme einer Dreicylindermaschine<sup>1)</sup> mit zwei Kurbeln und den folgenden Verhältnissen

Dampfeintrittsspannung  $p = 10,45$  Atm absolut,  
Bohrung der Cylinder = 282, 450, 700 mm,  
Cylinderverhältnis 1:2,73:6,63<sup>2)</sup>,  
Hub = 1000 mm.

a ist das Diagramm des kleinen, b das des mittleren und c das des grossen Cylinders. Das rankinisierte Diagramm d wurde nach der auf Seite 47 angegebenen 2. Methode und unter Annahme eines schädlichen Raumes  $m = 0,05s$ ,  $M' = 0,04S'$  und  $M = 0,04S$

gezeichnet, die Expansionslinie  $\beta\gamma$  des theoretischen Diagrammes durch den Endpunkt c der Expansion im kleinen Cylinder gelegt. Die Völligkeit berechnet sich bei einer Kesselspannung von 11 Atm absolut zu rund 0,825. Die Expansionslinie des kleinen Cylinders fällt, wie aus dem rankinisierten Diagramm ersichtlich ist, unter, diejenige des mittleren über, und diejenige des grossen teils unter, teils über die theoretische Expansionslinie  $\beta\gamma$ . Es deutet dies darauf hin, dass im kleinen Cylinder eine Kondensation, im mittleren ein Nachdampfen stattfand, während die Heizung des grossen Cylinders (alle Cylinder und beide Receiver waren bei der Maschine mit frischem Kesseldampfe geheizt) das in ihm sich bildende Kondenswasser wieder zum Verdampfen brachte.

Die einzelnen Dampfverteilungsperioden der Diagramme in Fig. 47 des Textes sind mit demselben Buchstaben wie die entsprechenden in Fig. 1, Tafel 30 bezeichnet.  $p''q''$  giebt eine Expansion hinter dem mittleren Kolben und im 2. Receiver für Fig. 47 an.

## 2. Anordnung mit drei unter 120° gegeneinander versetzten Kurbeln.

Zur annähernden Bestimmung der Cylinderverhältnisse kann hier die Gleichung 39 benutzt werden. Dieselbe liefert für

$$p = 9,8, p_x = 0,5, p_e = 0,2 \text{ und } \varepsilon = \frac{p_x}{p} = \frac{0,5}{9,8}$$

den Wert

$$\ln \frac{S}{s} = \ln \frac{V}{v} = \frac{1}{3} \left( 2 \ln \frac{9,8}{0,5} - 1 + \frac{0,2}{0,5} \right) = 1,7837,$$

$$\frac{S}{s} = \frac{V}{v} = 5,95,$$

sowie

1) Dem Aufsätze: „Untersuchung einer Dreifach-Expansionsmaschine der Maschinenfabrik Augsburg“ von Professor M. Schröter in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1890, entnommen.

2) Bei Berücksichtigung der nutzbaren Kolbenflächen.

$$\ln \frac{S}{S'} = \ln \frac{V}{V'} = \frac{1}{3} \left( \ln \frac{9,8}{0,5} - 2 + 2 \frac{0,2}{0,5} \right) = 0,592,$$

$$\frac{S}{S'} = \frac{V}{V'} = 1,81.$$

Für eine Basis  $S = 100$  mm ergibt sich hiermit

$$s = \frac{100}{5,95} = \sim 16,8 \text{ mm}, S' = \frac{100}{1,81} = \sim 55,3 \text{ mm}.$$

Das über einer Basis  $S = 87$  mm in Fig. 31 auf Seite 46 gezeichnete Diagramm liefert für die vorstehenden Verhältnisse

$$s = 14 \text{ mm},$$

$$\text{also } \frac{S}{s} = \frac{V}{v} = \frac{87}{14} = 6,07, S' = 43,5 \text{ mm},$$

$$\text{also } \frac{S}{S'} = \frac{V}{V'} = \frac{87}{43,5} = 2.$$

### a. Voraneilende Hochdruckkurbel (Fig. 2, Tafel 30).

Die Diagramme sind für die folgenden Verhältnisse konstruiert:

$$S = 100 \text{ mm}, S' = \frac{1}{2}S = 50 \text{ mm}, s = \frac{1}{6}S = \sim 16,7 \text{ mm},$$

$$M = 0,03S = 3 \text{ mm}, M' = 0,03S' = 1,5 \text{ mm}, m = 0,03s = 0,5 \text{ mm}, R' = 0,65S = 65 \text{ mm}, R = 0,2S = 20 \text{ mm}.$$

ab Dampfeintritt } hinter dem kleinen Kolben,  
bc Expansion }

cd Dampfaustritt hinter dem kleinen, verbunden mit  $c'd'$  als Fortsetzung des Dampfeintrittes hinter dem mittleren Kolben, also gemeinschaftliche Expansion hinter dem kleinen und mittleren Kolben, sowie im 1. Receiver.

Im Punkte c (C im Volumdiagramm) steht der kleine Kolben kurz vor der linken Totlage, der um 120° mit seiner Kurbel nacheilende mittlere Kolben hat seine rechte Totlage schon verlassen und stand zu Anfang des Hubes auf seiner rechten Seite mit dem 1. Aufnehmer und der linken Seite des kleinen Kolbens in Verbindung. Etwas vor dem Punkte c wird nun die linke Seite des kleinen Kolbens von den anderen beiden Räumen abgeschlossen, und an deren Stelle tritt die rechte. Während der vorliegenden Periode ändert sich das Dampfvolumen wie die Horizontalen zwischen CD und  $C'D'$ . Für den mittleren Kolben verläuft die Indikatorlinie nach  $c'd'$ , nur dass nicht die ausgezogene Kurve, welche für die linke Seite dieses Kolbens gilt und der leichteren Konstruktion wegen genommen ist, sondern der entsprechende Teil des punktiert eingetragenen Diagrammes der anderen Seite massgebend ist.

de bzw.  $d'e'$  Expansion vor dem kleinen, hinter dem mittleren Kolben und im 1. Receiver (Änderung des Dampfvolumens wie die Horizontalen zwischen DE und  $D'E'$ ).

ef Kompression vor dem kleinen Kolben und im 1. Aufnehmer (Linie ef zu konstruieren von  $O_2$  aus), fg bzw.  $f'g'$  Kompression vor dem kleinen Kolben, im 1. Receiver und vor dem mittleren Kolben, zugleich als Dampfvereintritt für die linke Seite des letzteren.

gh bzw.  $g'h'$  anfängliche Kompression, spätere Expansion in den vorerwähnten drei Räumen.

Im Punkte h wird, wie oben schon für die andere Seite angegeben, die rechte Seite des kleinen Kolbens von den beiden anderen Räumen abgeschlossen.

hi Kompression } vor dem kleinen Kolben,  
ia Dampfvereintritt }

h'c' Expansion hinter dem mittleren Kolben und im 1. Aufnehmer (Linie h'c' zu konstruieren von O<sub>1</sub> aus).

im Punkte c' öffnet sich die linke Seite des kleinen Kolbens für den Dampfaustritt, der mit einer Expansion im 1. Receiver und hinter dem mittleren Kolben bis nach d' und später bis nach e' verbunden ist, wie dies oben schon für die andere Kolbenseite erklärt wurde. Damit im Punkte c' dieselbe Spannung p<sub>r</sub> hinter dem mittleren Kolben herrscht, welche im Punkt c hinter dem kleinen Kolben vorhanden ist, muss man den Punkt e probeweise annehmen, sowie die Linien efgh bezw. f'g'h'c' konstruieren, und eventuell, wenn die vorstehende Bedingung nicht erfüllt ist, die Dauer der Periode de verkürzen oder verlängern.

m'l' Expansion hinter dem mittleren Kolben allein. Zwischen dem mittleren und grossen Kolben treten nun dieselben Vorgänge wie zwischen dem kleinen und mittleren auf, nämlich:

l'n' bezw. l'n'' Dampfaustritt hinter dem mittleren und Dampftritt hinter dem grossen Kolben, Expansion in diesen Räumen und im 2. Receiver (Änderung des Dampfolumens wie die Horizontalen zwischen L'N' und L''N'' im Volumdiagramm),

n'o' bezw. n'o'' Fortsetzung der vorigen Expansion (Änderung des Dampfolumens wie die Horizontalen zwischen N'O' und N''O''),

o'q' Kompression vor dem mittleren Kolben und im 2. Receiver (Linie o'q' zu konstruieren von O<sub>4</sub> aus),

p'r' bezw. q''r'' Kompression vor dem mittleren Kolben, im 2. Receiver und vor dem grossen Kolben, zugleich als Dampftritt vor dem letzteren,

r's' bezw. r''s'' anfangs Kompression, später Expansion in den genannten drei Räumen,

s'f' Kompression vor dem mittleren Kolben,

o''u'' Expansion } hinter dem grossen  
u''v'' Dampfaustritt } Kolben,

v''w'' Dampfaustritt } vor dem grossen Kolben.  
w''q'' Kompression }

Die vorstehend verfolgte Anordnung der Dreicylindermaschinen mit voraneilender Hochdruckkurbel zeigt den Übelstand, dass bei kleinen Receivern die unteren Linien in den Diagrammen des kleinen und mittleren Cylinders sehr stark von den Horizontalen abweichen, und dass die Perioden gh bezw. g'h' und cd bezw. c'd', wo der 1. Receiver und der Raum hinter dem mittleren Kolben zuerst mit der einen, dann mit der anderen Seite des kleinen Kolbens in Verbindung gebracht wird (entsprechendes findet auch zwischen dem 2. Receiver und grossen Kolben bezüglich des mittleren statt), sehr schnell aufeinander folgen. Besser in dieser Hinsicht und deshalb meistens verwendet ist die folgende Anordnung.

b. Voraneilende Niederdruckkurbel  
(Fig. 3, Tafel 30).

Hier sind die Diagramme für

S = 100 mm, S' = 58,3 mm, s = 16 mm,  
M = 0,03 S = 3 mm, M' = 0,03 S' = 1,7 mm, m = 0,03 s =  
0,48 mm, R' = 0,65 S = 65 mm, R = 0,2 S = 20 mm  
konstruiert. Die Dampfverteilung geht in der folgenden Weise vor sich:

ab Dampftritt } hinter dem kleinen Kolben,  
bc Expansion }  
cd Dampfaustritt } hinter bzw. vor dem  
de Kompression } kleinen Kolben und im  
1. Receiver.

Die Linie de ist vom Punkte O<sub>2</sub> aus zu konstruieren. Im Punkte e hat die kleine Kurbel sich nicht ganz um 30° aus ihrer linken Totlage gedreht, die um 120° voraneilende mittlere Kurbel steht kurz vor der rechten Totlage.

ef bezw. e'f' Kompression vor dem kleinen und mittleren Kolben, sowie im 1. Receiver, zugleich als Dampftritt vor dem mittleren Kolben,

fg bezw. f'g' anfängliche Kompression, spätere Expansion in diesen drei Räumen (Änderung des Dampfolumens wie die Horizontalen zwischen FG und F'G' im Volumdiagramm).

Die Linie f'g' ist der leichteren Konstruktion wegen zuerst für die linke, dann für die rechte Seite des mittleren Kolbens gezeichnet worden.

gh Kompression vor dem kleinen Kolben und im 1. Aufnehmer (Linie gh zu konstruieren von O<sub>2</sub> aus),

hi Kompression } vor dem kleinen Kolben.  
ia Dampftritt }

Soll der Dampf hinter dem kleinen Kolben am Ende seiner Expansion daselbst ohne Spannungsabfall mit dem 1. Receiver in Verbindung treten, so muss im Punkte h dieselbe Spannung p<sub>r</sub> wie im Punkte c herrschen. Deshalb ist die Linie iz' von dem gewählten Punkte i aus rückwärts zu konstruieren, ihr Schnittpunkt h mit der durch c gehenden Horizontalen aufzusuchen und von diesem aus ebenfalls hx' rückwärts zu zeichnen. Die letztere Kurve schneidet fy' in g, welcher Punkt dann zugleich in g' die Füllung S<sub>1</sub>' für die erwähnte Bedingung festlegt. Die Füllung S<sub>1</sub>' darf aber niemals so gross sein, dass der Dampfaustritt des kleinen Kolbens in sie noch hineinfällt.

k'l' Expansion } hinter dem mittleren  
l'm' Dampfaustritt } Kolben,

m'o' Kompression vor dem mittleren Kolben und im 2. Aufnehmer (Linie m'o' zu konstruieren von O<sub>4</sub> aus),

o'q' bezw. o''q'' desgleichen, verbunden mit dem Dampftritt vor dem grossen Kolben,

q'r' bezw. q''r'' anfangs Kompression, später Expansion vor dem mittleren, hinter dem grossen Kolben und im 2. Aufnehmer (Änderung des Dampfolumens wie die Horizontalen zwischen Q'R' und Q''R'' im Volumdiagramm),

r'e' Kompression } vor dem mittleren  
e'f' Dampftritt } Kolben,

r''t'' Expansion } hinter dem grossen  
t''u'' Dampfaustritt } Kolben,

u''v'' Dampfaustritt } vor dem grossen Kolben.  
v''s'' Kompression }  
o''q'' Dampftritt }

Die Fig. 48 auf Seite 67 giebt schliesslich in a, b und c die Diagramme einer stehenden Dreicylindermaschine mit drei unter 120° gegeneinander versetzten Kurbeln, von denen die Niederdruckkurbel voraneilt. Die Maschine wurde von der Sächsischen Maschinenfabrik (vormals



§ 21.

**Die Kondensation.<sup>1)</sup>**

Bei unseren Kondensations-Dampfmaschinen leiten wir, um die Ökonomie des Betriebes zu erhöhen, den aus dem Cylinder tretenden Dampf nicht ins Freie, sondern in den Kondensator. In demselben wird der Dampf durch Abkühlung zu Wasser verdichtet und durch Absaugen der Luft, welche teils an undichten Stellen, teils durch das zur Verdichtung des Dampfes erforderliche Kühlwasser in den Kondensator gelangt, ein teilweises Vakuum erzeugt. Bei richtiger Fortleitung dieses Vakuums nach dem Dampfzylinder schaffen wir somit vor dem Kolben des letzteren eine hindernde Pressung, die kleiner als die bei Auspuffmaschinen gewöhnlich 1 Atm übersteigende Austrittsspannung ist, erhöhen also durch die Kondensation bei gleicher Dampfspannung hinter dem Kolben den treibenden Dampfüberdruck.

Der Gewinn, welchen wir nun durch eine solche Erhöhung des Dampfüberdruckes erzielen, oder, was dasselbe sagt, der **Nutzen, welchen die Kondensation bei einer Dampfmaschine bringt**, lässt sich allgemein in der folgenden Weise feststellen. Durch Verminderung der hindernden Pressung wird zunächst der nutzbare Dampfverbrauch verringert. Ist nach Fig. 49 des Textes abcdca das Indikator-Diagramm (ohne Berücksichtigung der Kompression, des Vorein- und Vor-

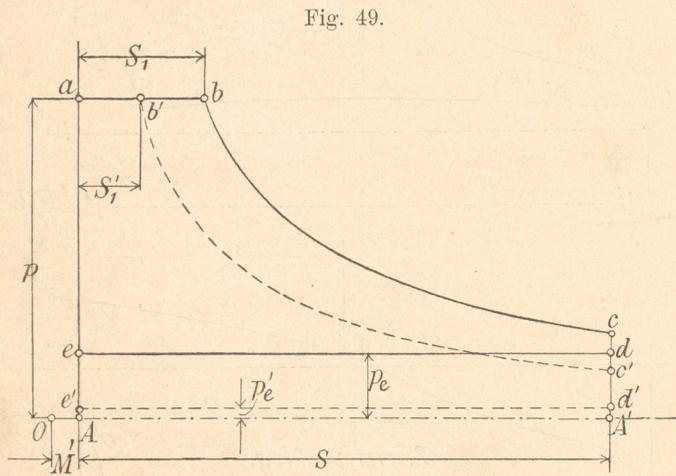


Fig. 49.

austrittes) einer Auspuffmaschine von der Austrittsspannung  $p_e$  und der Füllung  $e = \frac{S_1}{S}$ , ab'c'd'e'a dasselbe Diagramm der entsprechenden Kondensationsmaschine von der Auslassspannung  $p_{e'}$  und dem Füllungsgrade  $e' = \frac{S_1'}{S}$ , so wird, wenn beide Maschinen dieselbe indizierte Leistung, die beiden Diagrammflächen also

1) Im Vorstehenden ist die Kondensation mit gütiger Erlaubnis des Herrn Civilingenieur F. J. Weiss in Basel unter Benutzung der Aufsätze behandelt, welche dieser in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1888 und 1891, veröffentlicht hat und die wesentlich zum vollen Verständnis dieses Gegenstandes beigetragen haben. Allen denen, die ein eingehenderes Studium der Sache beabsichtigen, sind diese Aufsätze wohl zu empfehlen.

gleichen Inhalt haben sollen,  $\frac{S_1'}{S}$  kleiner als  $\frac{S_1}{S}$  ausfallen. Der nutzbare Dampfverbrauch beträgt somit unter Vernachlässigung der bei der Totlage schon in den schädlichen Räumen vorhandenen Dampfmenigen von der Spannung  $p_e$  bzw.  $p_{e'}$

bei der Auspuffmaschine  $(M + S_1) O$ ,

„ „ Kondensationsmaschine  $(M + S_1') O$

für jeden einfachen Kolbenhub, und demnach die für diesen letzteren durch die Kondensation erzielte Ersparnis an nutzbarem Dampf unter den gemachten Voraussetzungen

$$(M + S_1) O - (M + S_1') O = (S_1 - S_1') O,$$

oder das Verhältnis dieser Ersparnis zum nutzbaren Dampfverbrauch der Auspuffmaschine

$$x = \frac{(S_1 - S_1') O}{(M + S_1) O} = \frac{e - e'}{\frac{M}{S} + e}.$$

Den Füllungsgrad  $e'$  einer Kondensationsmaschine kann man aus demjenigen einer Auspuffmaschine von derselben Leistung in folgender Weise bestimmen. Wie im nächsten Abschnitte gezeigt wird, ermittelt sich bei möglichst einfacher Gestaltung der Rechnung der Inhalt des Diagrammes abcdca in Fig. 49 des Textes zu

$$S_1 \cdot p \left( 1 + \ln \frac{M + S}{M + S_1} \right) - S \cdot p_e = S \left\{ e \cdot p \left( 1 + \ln \frac{\frac{M}{S} + 1}{\frac{M}{S} + e} \right) - p_e \right\},$$

oder

$$S \left\{ e \cdot p \left( 1 + \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e + \frac{M}{S}} \right) - p_e \right\},$$

und entsprechend der Inhalt des Diagrammes ab'c'd'e'a zu

$$S \left\{ e' \cdot p \left( 1 + \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e' + \frac{M}{S}} \right) - p_{e'} \right\}.$$

Durch Gleichsetzung dieser beiden Werte erhält man

$$e \cdot p \left( 1 + \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e + \frac{M}{S}} \right) - p_e = e' \cdot p \left( 1 + \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e' + \frac{M}{S}} \right) - p_{e'},$$

$$e' \left( 1 + \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e' + \frac{M}{S}} \right) = e \left( 1 + \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e + \frac{M}{S}} \right) - \frac{p_e - p_{e'}}{p}.$$

Der Ausdruck auf der linken Seite dieser Gleichung entspricht aber dem sogenannten mittleren Spannungskoeffizienten der hinteren Kolbenseite bei der Füllung  $e'$ , der entsprechende Ausdruck der rechten Seite demjenigen bei der Füllung  $e$ . Diese Koeffizienten sind im nächsten Abschnitte mit  $k$  bezeichnet und für die verschiedenen Füllungsgrade und Werte von  $\frac{M}{S}$  berechnet und tabellarisch zusammengestellt. Man braucht also dort nur den Wert  $k$  für  $e$  und  $\frac{M}{S}$  zu nehmen, dann den Ausdruck

$$k - \frac{p_e - p_{e'}}{p}$$

zu berechnen und für den erhaltenen Wert in der Tabelle von  $k$  wieder den zugehörigen Füllungsgrad  $e'$  aufzusuchen.



Ist nun der nutzbare Dampfverbrauch einer Auspuffmaschine für die Zeiteinheit  $C_n$  kg, so gewinnen wir nach dem Obigen durch Hinzufügen einer Kondensation bei dieser Maschine  $x C_n$  kg von diesem Dampfe. Was weiter die Dampfverluste anbelangt, so werden bei vorhandener Kondensation infolge des höheren Temperaturgefälles die Abkühlungs- und Lässigkeitsverluste grösser ausfallen, als wenn die Maschine mit Auspuff arbeitet. Wir können diesen Umstand einfach dadurch berücksichtigen, dass wir die Dampfverluste, die bei der Auspuffmaschine  $a C_n$  betragen mögen, in unveränderter Grösse, trotz des niederen nutzbaren Dampfverbrauches, auch für die Kondensationsmaschine annehmen. Der obige Ausdruck  $x C_n$  stellt dann auch die Ersparnis im gesamten Dampfverbrauch dar, welche durch die Kondensation in der Zeiteinheit erzielt wird. Sind nun  $a$  Mark die Kosten von 1 kg Dampf, so ist also durch die Kondensation der Betrag

$$K_1 = a \cdot x C_n \text{ Mark}$$

für die Zeiteinheit als gewonnen anzusehen.

Bei den Oberflächen-Kondensationen wird, wie später gezeigt ist, ein weiterer Nutzen dadurch erzielt, dass durch die Kondensation kesselsteinfreies, vorgewärmtes Wasser gewonnen wird und infolgedessen eine bessere Verdampfung und ein Fortfall des Ausklopfens beim Kessel eintritt.

Andererseits werden durch die Kondensation die Kosten des Betriebes insofern gegenüber dem mit Auspuff gesteigert, als das Anlagekapital für den Kondensator inkl. Rohrleitung und sonstigem Zubehör zu amortisieren und verzinsen ist, ferner die zum Betriebe der Pumpen und sonst unter Umständen erforderlichen Vorrichtungen nötige Arbeit von der Maschinenleistung abgeht, und schliesslich durch die Instandhaltung der Kondensationsanlage, in vielen Fällen auch durch das Kühlwasser selbst, Kosten entstehen. Beträgt diese durch die Kondensation verursachte Steigerung der Betriebskosten, bezogen auf die oben erwähnte Zeiteinheit, im ganzen  $K_2$  Mark, so ist also  $K_1 - K_2$  der wirkliche Nutzen der Kondensation.

Es liegt uns natürlich daran, die Differenz  $K_1 - K_2$  möglichst gross zu halten. Die Werte  $K_1$  und  $K_2$  sind nun, wie weiter unten an einem Beispiele gezeigt ist, hauptsächlich von der Höhe des Vakuums bzw. von der Grösse der hindernden Pressung  $p_e$  im Cylinder abhängig, weil mit dieser Spannung, wie leicht einzusehen ist, die Dampfersparnis, also  $K_1$ , und die Grösse der Anlage, also  $K_2$ , zunimmt. Wir werden somit, um einen möglichst grossen Nutzen aus einer Kondensation zu ziehen, dasjenige Vakuum für das wirtschaftlich beste halten, welches uns die grösste Differenz  $K_1 - K_2$  schafft, das uns also eine möglichst hohe Ersparnis an Dampf sichert, aber auch durch möglichst geringe Betriebsmittel und -kosten erzielt werden kann. Keineswegs braucht aber, wie sich schon von vornherein schliessen lässt, das höchste Vakuum das günstigste zu sein, eine Ansicht, die früher allgemein verbreitet war und mit den Worten „je höher das Vakuum, um so besser die Kondensation“ wiedergegeben wurde. Im Gegenteil wachsen, wie weiter unten an einem Beispiele nachgewiesen wird, von einer gewissen Höhe des Vakuums

an, die erzielten Dampfersparnisse, also  $K_1$ , nur sehr langsam, die Anlage- und Betriebskosten  $K_2$  dagegen sehr schnell, der Nutzen der Kondensation also auch nur ganz wenig.

Nachstehend ist eine Tabelle angeführt, welche Herr Civilingenieur F. J. Weiss in Basel für eine mit Auspuff arbeitende Dampfmaschinenanlage aufgestellt hat, die mit Weisscher Gegenstromkondensation (siehe weiter unten) versehen werden und dieselbe Arbeit wie ohne Kondensation leisten sollte. Dabei sind die folgenden Verhältnisse für den Auspuffbetrieb vorausgesetzt:

- Dampfeintrittsspannung  $p = 5$  Atm absolut,
- Dampfaustrittsspannung  $p_e = 1,1$  „ „ „
- Füllungsgrad  $e = 0,4$ ,
- Nutzbarer Dampfverbrauch für die Minute = 385 kg,
- Dampfverluste durch Abkühlung und Undichtheiten = 115 „ „
- Gesamter Dampfverbrauch in der Minute = 500 „ „

Bei angehängter Kondensation ergeben sich zunächst für die in der 1. Zeile dieser Tabelle angegebenen Austrittsspannungen  $p_e' = 0,6$  bis  $0,1$  Atm in der früher angegebenen Weise die neuen Füllungsgrade  $e'$  der 2. Zeile. Mit letzteren

und  $\frac{M}{S} = 0,05$  folgt dann aus der Gleichung

$$x = \frac{e - e'}{\frac{M}{S} + e}$$

die Dampfersparnis in Teilen des alten nutzbaren Dampfverbrauches. Sind die Herstellungskosten, als welche im vorliegenden Falle nur die Brennmaterialkosten gerechnet sind, 0,00143 Mk. für 1 kg Dampf in der Minute, so bestimmt sich die jährliche Geldersparnis der Zeile 4, wenn der Tag zu 10 Arbeitsstunden, das Jahr zu 280 Arbeitstagen gerechnet wird, aus

$$280 \cdot 10 \cdot 60 \cdot x \cdot 385 \cdot 0,00143.$$

Tabelle.

1. Dampfaustrittsspannung $p_e'$ . . . . .	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0,10	Atm
2. Neuer Füllungsgrad $e'$ . . . . .	0,30	0,285	0,27	0,25	0,237	0,223	
3. Dampfersparnis $x$ . . . . .	0,223	0,256	0,29	0,333	0,362	0,394	
4. Jährliche Geldersparnis . . . . .	<b>20600</b>	<b>23700</b>	<b>26900</b>	<b>30800</b>	<b>33500</b>	<b>36400</b>	<b>Mk.</b>
5. Kondensatorpressung $p' = 0,8 p_e'$ . . . . .	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	Atm
6. Temperatur des Warmwassers $t'$ . . . . .	81°	76°	71°	64°	56°	42°	C
7. Zu kondensierender Dampf . . . . .	414	400	390	372	360	350	kg
8. . . . .	3,24	3,32	3,50	3,90	4,47	6,57	cbm
9. $t_0$ 10° $\left\{ \begin{array}{l} \text{Kühlwassermenge} \\ \text{für die Minute W} \\ \text{Erforderl. Luft-} \\ \text{pumpenvolumen} \\ \text{für die Minute V} \end{array} \right.$ . . . . .	1,11	1,41	1,88	2,86	5,05	17,0	„
10. . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	3,7	4	4,3	4,8	5,7	9,3	cbm
11. 20° . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	1,33	1,72	2,36	3,8	6,96	29,6	„
12. . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	4,4	4,8	5,3	6,2	7,9	17,0	cbm
13. 30° . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	1,66	2,26	3,25	5,50	12,7	137	„
14. . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	5,5	6	7	8,6	12,6	102	cbm
15. 40° . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	2,29	3,23	4,9	9,5	33,6	—	
16. . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	7,25	8,4	10,1	15	33,2	—	
17. 50° . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	3,72	5,84	10,8	34,2	—	—	
18. . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	10,6	13,6	19,5	54	—	—	
19. 60° . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} \text{W} \\ \text{V} \end{array} \right.$	6,3	16,7	62,3	—	—	—	

Die Kondensatorpressung ist, da das im Kondensator erzeugte Vakuum niemals vollkommen nach dem Cylinder fortgeleitet wird, nur zu  $p' = 0,8 p_e'$  in der 5. Zeile angenommen. Die 6. Zeile enthält die Temperaturen  $t'$  des aus dem Kondensator tretenden Warmwassers, die 7. Zeile die in der Minute zu kondensierende Dampfmenge.

$$500 - x \cdot 385 \text{ kg.}$$

Die Zeilen 8 bis 19 schliesslich geben für die Kühlwassertemperaturen  $t_0 = 10$  bis  $60^\circ \text{C}$  die erforderliche Kühlwassermenge  $W$  und das Volumen  $V$  in cbm, welches vom Luft-

pumpenkolben in der Minute fördernd durchlaufen werden muss. Von den Werten  $W$  und  $V$  sind namentlich die Kosten  $K_2$  der Kondensationsanlage abhängig.

Aus der Tabelle ist nun ersichtlich, dass z. B. für  $t_0 = 20^\circ$  von  $p_e' = 0,3$  Atm ungefähr an die jährliche Geldersparnis nur wenig, dagegen  $W$  und  $V$ , also die Kosten der Anlage, ganz bedeutend zunehmen. Während nämlich die für den kleinsten Wert  $p_e' = 0,1$  Atm erzielte Geldersparnis von 36400 Mk. durch eine Kühlwassermenge  $W = 9,3$  und ein Luftpumpenvolumen  $V = 29,6$  cbm erkaufte wird, genügt für die nur um ca.  $\frac{1}{6}$  kleinere Ersparnis von 30800 Mk. bei

$p_e' = 0,3$  Atm schon ungefähr die halb so grosse Kühlwassermenge  $W = 4,8$  cbm und das den 8. Teil des vorigen betragende Luftpumpenvolumen  $V = 3,8$  cbm.

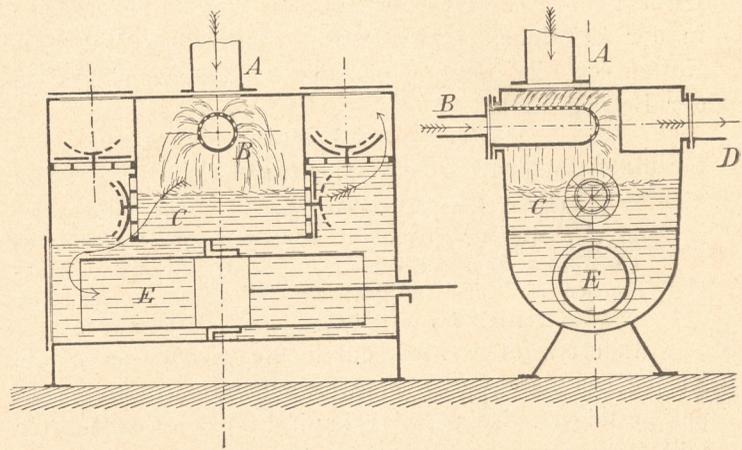
Die bei unseren Dampfmaschinen meistens zur Verwendung kommenden Kondensationen können nach der Art, in welcher die Abkühlung des Dampfes erfolgt, in Misch- oder Einspritz- und Oberflächenkondensationen eingeteilt werden. Bei den ersteren findet eine unmittelbare Mischung des Dampfes mit dem Kühlwasser statt, bei den letzteren dagegen umspült der Dampf oder das Kühlwasser eine Anzahl Röhren, die vom Kühlwasser oder Dampf durchzogen werden. Zur Absaugung der Luft (und des unter Umständen nicht kondensierten Dampfes) aus dem Kondensationsraum dient bei beiden Arten von Kondensationen die sogenannte Luftpumpe. Man bezeichnet dieselbe als trockene, wenn sie, was bei richtiger Anordnung der Fall ist, in der Hauptsache nur Luft, oder sonst Dampf und Luft abzusaugen hat, dagegen als nasse, wenn sie ausserdem das Kondens- und benutzte Kühl-, das sogenannte Warmwasser, aus dem Kondensator fortschaffen muss; bei trockener Luftpumpe muss natürlich eine besondere Pumpe zur Beseitigung dieses Warmwassers vorhanden sein, die man bei Oberflächenkondensationen auch wohl Kondensatpumpe nennt, da sie hier nur das Kondenswasser fortzunehmen hat, oder aber das Warmwasser muss durch ein 10 bis 12 m langes Abfallrohr aus dem hochgestellten Kondensator frei abfliessen können. Zur Förderung des Kühlwassers bedarf es weiter nur dann einer besonderen, sogenannten Kaltwasserpumpe, wenn die Differenz zwischen dem äusseren Atmosphärendruck und der geringeren Kondensatorpression nicht gross genug ist, um dieses Wasser von selbst in den Kondensationsraum zu heben und die hierbei auftretenden Widerstände in den zugehörigen Rohrleitungen zu überwinden. Das zur Kondensation erforderliche Kühlwasser wird entweder einem Brunnen oder Bach etc. entnommen und nach Gebrauch einfach fortgelassen, oder aber es wird dasselbe Wasser, wenn die vorige Beschaffung und Ableitung des Kühlwassers überhaupt nicht oder nur mit grossen Kosten und Umständen ermöglicht werden kann, nach seiner Benutzung und Erwärmung künstlich abgekühlt und immer wieder zur Verdichtung des Dampfes verwendet. Darnach unterscheidet man auch Kondensationen mit natürlichem Kühlwasser und solche mit künstlicher Wasserkühlung oder Rückkühlanlagen, wie die zur Kühlung des erwärmten Wassers dienenden Vorrichtungen heissen.

Im Nachstehenden sind nun zunächst die oben angeführten gebräuchlichsten Kondensationen mit ihrem Zubehör hinsichtlich ihrer Einrichtung, Wirkung und Berechnung behandelt. Daran anschliessend sollen dann die weniger für Dampfmaschinen gebräuchlichen sogenannten Strahlkondensationen, sowie schliesslich die Fortleitung des im Kondensator erzeugten Vakuums nach dem Cylinder betrachtet werden.

### 1. Mischkondensation.

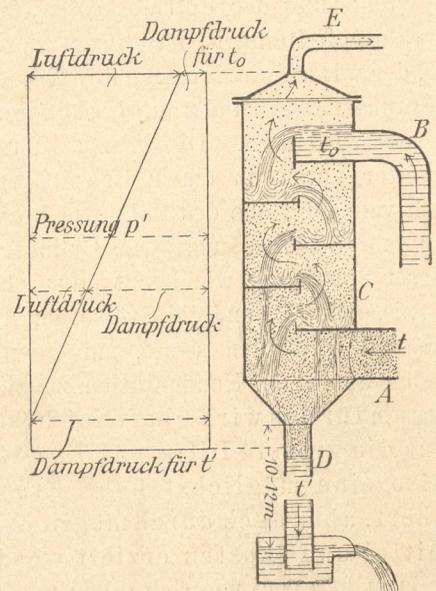
Dieselbe kommt in doppelter Weise zur Ausführung. Fig. 50 des Textes zeigt schematisch die ältere und jetzt noch meistens bei den Dampfmaschinen gebräuchliche Mischkondensation mit nasser Luftpumpe und

Fig. 50.



sogenanntem Parallelstrom. Der Dampf tritt durch das Rohr A, das Kühlwasser durch dasjenige B in den Kondensationsraum C ein. Die nasse Luftpumpe E hat ausser einem Gemisch von Luft und nicht kondensiertem Dampf noch das warme Wasser abzusaugen, das bei D wieder austritt.

Fig. 51.



Anders ist dies bei der in Fig. 51 des Textes angedeuteten Weisschen Kondensation mit trockener Luftpumpe und Gegenstrom. Der Dampf tritt hier durch das Rohr A unten in den Kondensator C ein und strömt dem durch B einströmenden Kühlwasser entgegen. Die trockene Luftpumpe saugt im höchsten

Punkt durch das Rohr E fast ausschliesslich Luft ab, während das warme Wasser unten durch ein Abfallrohr D abfliesst.

Um den Unterschied in der Wirkung dieser beiden Ausführungen der Mischkondensation kennen zu lernen und beide Anordnungen miteinander vergleichen zu können, muss man sich zunächst klar machen, wovon das Vakuum bzw. die Pressung  $p'$  des Gasgemenges im Kondensator abhängig ist. Die Pressung dieses Gemenges setzt sich offenbar aus zwei Teilen zusammen, nämlich aus dem Druck der mit dem Kühlwasser oder durch undichte Stellen (Stopfbüchsen, Dichtungen) eingetretenen Luft und aus der Spannung des nicht kondensierten Dampfes, die, beide zu einander addiert, die überall gleiche Kondensatorspannung  $p'$  ergeben. Je grösser für dasselbe  $p'$  der Luftdruck an irgend einer Stelle im Kondensator ist, desto kleiner muss die Spannung des Dampfes daselbst sein und umgekehrt. Der Dampfdruck ist natürlich von der Temperatur des Dampfes abhängig, wie es die nachfolgende Tabelle angiebt; der im Kondensator mögliche höchste Dampfdruck entspricht der Temperatur des Warmwassers.

1. Druck und Temperatur des gesättigten Wasserdampfes.

Temperatur	10	20	30	40	50° C
Druck	0,012	0,023	0,041	0,072	0,121 Atm
Temperatur	60	70	80	90	100° C
Druck	0,196	0,307	0,467	0,691	1,0 Atm

2. Kondensatorpressung  $p'$  und Vakuum in cm Quecksilbersäule.

Pressung $p'$	0	0,05	0,075	0,1	0,15 Atm
Vakuum	75,5	71,7	69,8	67,9	64,2 cm
Pressung $p'$	0,175	0,20	0,25	0,30	0,35 Atm
Vakuum	62,3	60,4	56,6	52,8	49,1 cm.

Das Vakuummeter zeigt die Differenz des äusseren Luftdruckes und der Kondensatorpressung  $p'$  in cm Quecksilbersäule an, wie sie in der vorstehenden 2. Tabelle vermerkt sind. Ist also z. B. das Vakuum 64,2 cm, so beträgt die Kondensatorpressung  $p' = 0,15$  Atm. Ist ferner bei dieser Pressung an irgend einer Stelle im Kondensator der Dampfdruck 0,072 Atm, entsprechend einer Temperatur  $t = 40^\circ$  C des Dampfes (siehe die 1. Tabelle), so ist der Luftdruck daselbst

$$p' - 0,072 = 0,15 - 0,072 = 0,078 \text{ Atm.}$$

Es kommt nun, um eine möglichst vorteilhaft wirkende Kondensation zu erhalten, wesentlich auf eine zweckmässige Verteilung von Luft und Dampf im Kondensationsraume und auf die richtige Entnahme der Luft und des Wassers aus dem letzteren an. Am vorteilhaftesten wird es, wie wir gleich sehen werden, offenbar sein, wenn wir dort, wo die Luftpumpe (die dann natürlich eine trockene sein muss) an den Kondensator schliesst, fast nur Luft und möglichst wenig Dampf, dort aber, wo das Warmwasser abfliesst, fast ausschliesslich Dampf und möglichst gar keine Luft haben. An der erstgenannten Stelle besteht die Kondensatorpressung dann in der Hauptsache nur aus dem Luftdrucke; die Luft ist also hier in sehr dichtem Zustande vorhanden,

und die Luftpumpe kann von derselben viel absaugen, kann also unter sonst gleichen Umständen viel kleinere Dimensionen erhalten und verbraucht eine weit geringere Arbeit zu ihrem Betriebe, als wenn sie die Luft dort aus dem Kondensator entnimmt, wo neben der Luft auch Dampf, die Luft somit in einem weit dünneren Zustande vorhanden ist. Andererseits wird, wenn an der Ablaufstelle des Warmwassers ausschliesslich Dampf ist und die Spannung des letzteren hier allein die Kondensatorpressung ausmacht, das Kühlwasser sich bis auf die dieser Spannung entsprechende Temperatur des zu kondensierenden Dampfes erwärmen können. Wir kommen dann mit einer viel geringeren Kühlwassermenge aus, als wenn an der Abflussstelle auch Luft vorhanden ist, weil im letzteren Falle der Dampf ja eine um diesen Luftdruck geringere Spannung besitzt, das Wasser demnach auch nur eine entsprechend niedrigere Temperatur annehmen kann. Je kleiner aber die erforderliche Kühlwassermenge ist, desto kleiner fällt wieder die Arbeit der Luft- und anderen Pumpen aus, desto kleiner braucht auch bei Kondensationen mit künstlich gekühltem Wasser die Rückkühlanlage zu sein, oder desto weniger tief braucht, was auf dasselbe hinausläuft, das austretende Wasser wieder in der Kühlanlage zurückgekühlt werden.

Der vorstehend erklärten vorteilhaftesten Verteilung von Luft und Dampf im Kondensator kann nun eine gewöhnliche Kondensation mit Parallelstrom und nasser Luftpumpe niemals genügen. Kühlwasser und Dampf bewegen sich hier, wie wir sahen, nach ihrem Eintritt in den Kondensator gemeinsam zur Luftpumpe hin. An der Absaugestelle der Luft ist also auch Dampf vorhanden, und die Spannung des letzteren lässt bei bestimmtem Vakuum nur eine verhältnismässig geringe Pressung und Dichte der Luft daselbst zu. Die nasse Luftpumpe saugt also neben dem Wasser und Dampf, der eigentlich ja im Kondensator verdichtet werden sollte, die Luft in sehr verdünntem Zustande ab, weshalb die Luftpumpe hier relativ gross sein muss. Andererseits hindert die Luft an der Absaugestelle des warmen Wassers den Dampf daran, allein die volle Vakuumspannung auszumachen, und das Kühlwasser kann sich deshalb hier nicht bis auf die der vollen Kondensatorspannung entsprechende Temperatur, welche dann zugleich die des zu kondensierenden Dampfes wäre, erwärmen; der Kühlwasserverbrauch ist somit bei dieser Kondensation ein relativ grosser.

Daran wird auch nichts geändert, wenn man der gewöhnlichen Mischkondensation mit Parallelstrom eine trockene Luftpumpe giebt und dabei den Kondensator so hoch stellt, dass das warme Wasser unten abfliessen kann. Die trockene Luftpumpe saugt eben hier neben der Luft einen grossen Teil nicht kondensierten Dampfes ab.

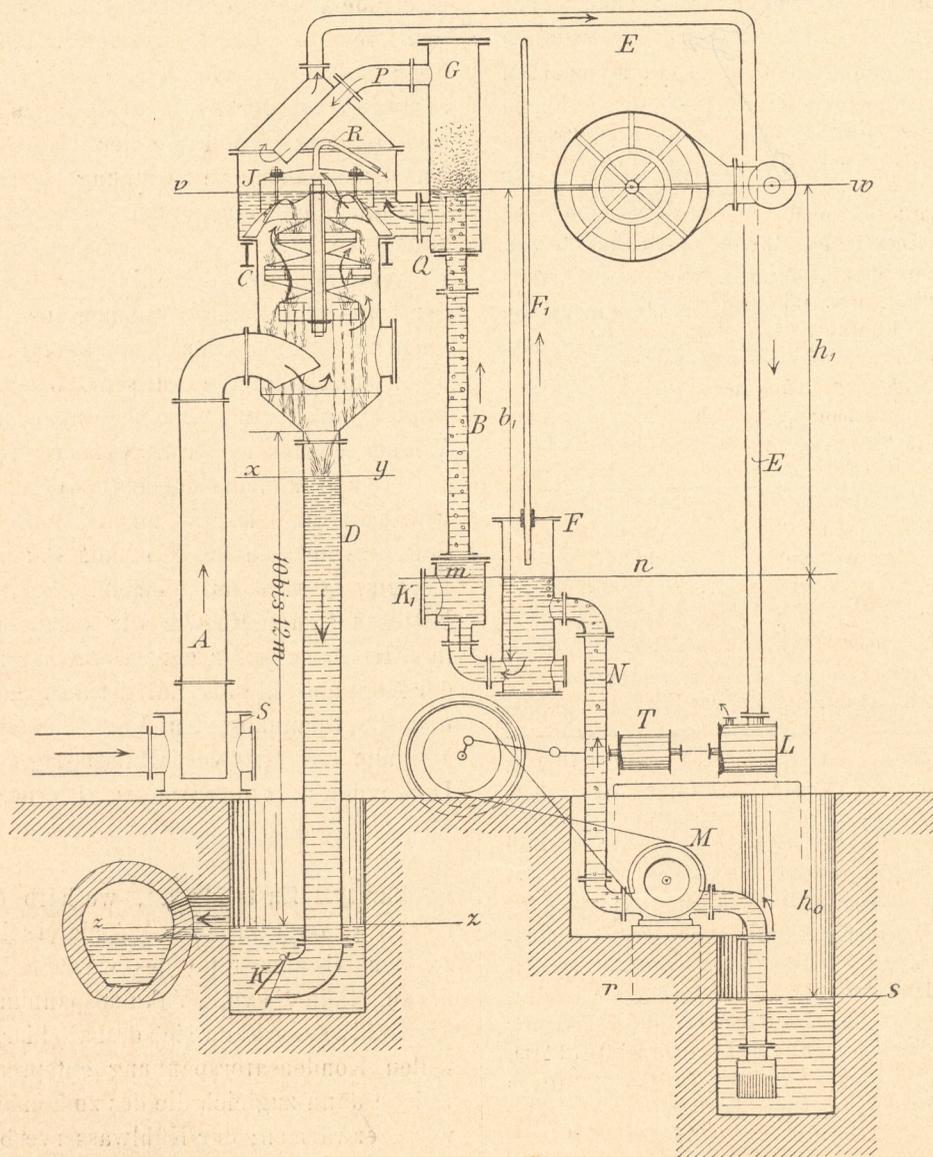
In vollkommener Weise dagegen ist die vorerwähnte vorteilhafteste Luft- und Dampfverteilung bei der Weisschen Gegenstromkondensation erreicht. Der unten eintretende Dampf strömt hier dem oben eintretenden Kühlwasser entgegen; es wird sich also oben, am kühleren Orte des Kondensators, der Dampf fast vollständig niederschlagen, so dass dort die Luft schliesslich so dicht ist, dass sie nahezu vollständig die Kondensatorpressung

ausmacht und bei genügender Kühlfläche an dem frischen Wasser die Temperatur des letzteren an der Eintrittsstelle hat. Unten dagegen, wo das Wasser den Kondensator verlässt, wird die Luft fast vollständig nach oben hin gedrängt, so dass dort die Dampfspannung nahezu gleich dem Kondensatordruck ist und das Wasser sich bis auf die diesem Drucke entsprechende Temperatur des zu kondensierenden Dampfes erwärmen kann. Die Fig. 51 auf Seite 70 veranschaulicht links in deutlichster Weise,

ganz reinem (wegen des Fortfalls der nassen Luftpumpe) Kühlwasser, sie bieten demnach eine weit grössere Sicherheit für die Beständigkeit des Betriebes als die älteren Parallelstromkondensationen.

Bei den hier zu betrachtenden Transmissions-Dampfmaschinen haben die Gegenstromkondensationen, weil sie sich wegen der grösseren Anlagekosten hauptsächlich für grössere Dampfmen gen eignen, bisher nur als sogenannte Centalkondensationen Verwendung gefunden, bei

Fig. 52.



wie sich die Kondensatorpressung an den einzelnen Stellen aus dem Luft- und Dampfdruck zusammensetzt. Während unten die Dampfspannung, macht oben der Luftdruck diese Kondensatorpressung fast vollständig aus.

Die Vorteile der Weiss'schen Gegenstromkondensation gegenüber der gewöhnlichen Parallelstromkondensation sind deshalb ganz bedeutende und bestehen, wie schon hervorgehoben, einmal darin, dass unter sonst gleichen Verhältnissen für die erstere die Luftpumpe und der Kühlwasserbedarf, somit auch die Anlagekosten und die Betriebsarbeit weit kleiner ausfallen als für die letztere. Die Weiss'schen Gegenstromkondensationen arbeiten ferner auch bei wärmerem und nicht

denen der Abdampf von vielen einzelnen Dampfmaschinen nach einer gemeinschaftlichen Kondensationsanlage geleitet wird. Die Fig. 52<sup>1)</sup> des Textes zeigt die Ausführung einer Weiss'schen Kondensation, wie sie dem Herrn Civilingenieur F. J. Weiss in Basel und der Sangerhauser Aktienmaschinenfabrik patentiert ist.

Die Kaltwasserpumpe M hebt das Kühlwasser aus dem Brunnen etc. in das Gefäss F, aus welchem es der äussere Luftdruck oben in den Kondensator C treibt. Der Dampf tritt durch das Rohr A unten in den Kondensator ein und strömt dem kaskadenartig herunter-

1) Entnommen der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ des Vereines deutscher Eisenhüttenleute.

fallenden Wasser entgegen. Die trockene Luftpumpe L schliesst ferner mittelst der Leitung E im höchsten Punkte, das 10 bis 12 m über dem Unterwasserspiegel z—z emporragende Abfallrohr D im tiefsten Punkte des Kondensationsraumes an. Im Rohre D bleibt immer eine Wassersäule hängen, deren Gewicht der jeweiligen Differenz zwischen dem äusseren Atmosphärendruck und der Pressung im Kondensator entspricht; alles weitere nach D gelangende Wasser läuft unten am Rohre aus. Dies ist die schon früher gegebene allgemeine Einrichtung der Weiss'schen Kondensation. Über die weiteren, besonderen Einrichtungen sei kurz das Folgende erwähnt.

Die Klappe K am unteren Ende des Rohres D verhindert vertikale Schwingungen der Wassersäule in diesem Rohre, wie sie infolge des stossweisen Eintrittes des Dampfes und der ebensolchen Entnahme der Luft aus dem Kondensationsraume C wohl auftreten und ein Ansaugen von Wasser durch die Luftpumpe bewirken können. Die Klappe K lässt nur Wasser aus-, kein solches wieder eintreten, sorgt also für eine ruhige Lage des Wasserspiegels x—y. Denselben Zweck wie die Klappe K für die Wassersäule in D hat das Ventil K<sub>1</sub> im Rohre B für das Kühlwasser. Das letztere darf ferner nicht direkt aus der Pumpe M in den Kondensator geleitet werden, weil es hier infolge der unter der geringeren Pressung frei werdenden Luft aufschäumen und dann aus dem Kondensator leicht in die Luftpumpe gelangen würde. Deshalb ist das Entlüftungsgefäss G, in welchem das Wasser aufschäumen kann, in die Kühlwasserleitung eingeschaltet. Die ausgeschiedene Luft tritt durch das nach unten gebogene Rohr P in den Kondensationsraum, wird aber durch die Haube J verhindert, nach unten zu gehen, sondern wird direkt von der Luftpumpe abgesaugt. Die infolge von Undichtheiten in den Kondensator kommende Luft kann durch das Röhrenchen R zur Luftpumpe gelangen.

Die Zufuhr des Kühlwassers ist in der Figur so gewählt, dass die Betriebsarbeit der Pumpe M möglichst beschränkt und Betriebsstörungen in der Wasserzufuhr möglichst vermieden werden. In dem Gefäss F, in welches die Pumpe zunächst das Wasser hebt, stellt sich nämlich der Wasserspiegel m—n selbstthätig immer so tief ein, als es die Differenz zwischen dem äusseren Atmosphärendruck und der Kondensatorpressung verlangt. Dadurch wird die Saugkraft des Kondensators oder die Druckkraft der erwähnten Differenz stets vollständig ausgenutzt. Ein Leersaugen des Gefässes F ist ausgeschlossen, weil die untere Mündung des Saugrohres B mindestens  $b_1 = 10,3$  m unter dem Oberwasserspiegel liegt. Andererseits ist aber auch ein Fallenlassen der Kühlwassersäule, wie es bei heiss gewordenem Kondensator sonst vorkommt, hier unmöglich gemacht. Würde der Kondensator infolge irgend eines Umstandes einmal heiss werden und wegen des dann in ihm herrschenden hohen Druckes kein Wasser mehr ansaugen, so würde eben die Pumpe M, vorausgesetzt, dass diese weiter arbeitet, das Wasser im Gefäss F, in den Rohren B und F<sub>1</sub> so hoch drücken, bis dasselbe in den Kondensator tritt und diesen wieder abkühlt. Das Gefäss F bewirkt schliesslich, dass die etwa an undichten Stellen der Saugleitung der Pumpe eintretende Luft nicht in den Kondensator gelangt, sondern durch das Rohr F<sub>1</sub> direkt abgeführt wird; das Rohr F<sub>1</sub> muss zu diesem Zwecke etwas über der Mündung des Saugrohres B liegen.

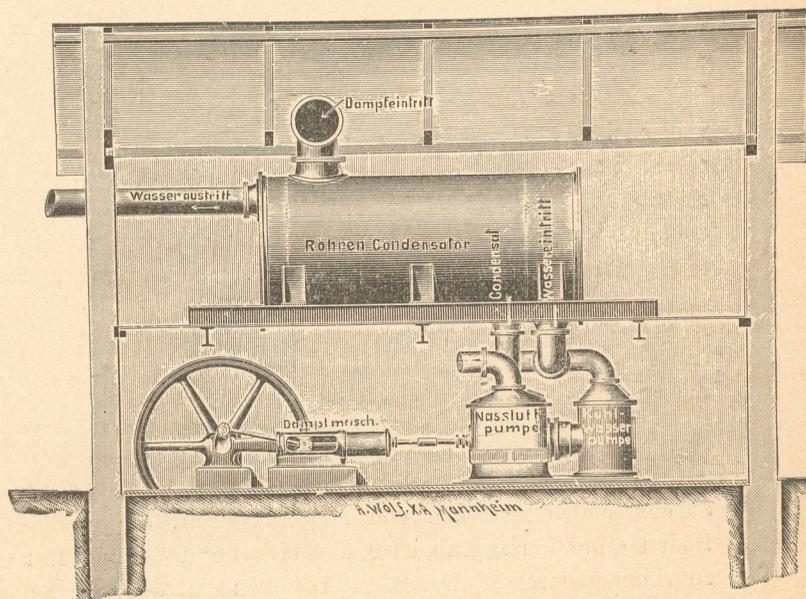
## 2. Oberflächenkondensation.

Dieselbe wurde früher ausschliesslich auf Dampfschiffen verwendet, ist jetzt aber auch schon vielfach bei stationären Maschinen angelegt worden. Gegenüber der Mischkondensation besitzt sie den Vorteil, dass der

kondensierte Dampf nicht mit dem Kühlwasser in Berührung kommt, und dass infolge dessen das immer wieder zum Speisen der Kessel verwendete Kondensat, das gewöhnlich vorher von Öl gereinigt wird, ein kesselsteinfreies, vorgewärmtes Speisewasser liefert, ein Umstand, der namentlich dort ins Gewicht fällt, wo das Speisewasser stark kesselsteinhaltig ist und das Kesselsystem sich nur schwierig von Kesselstein reinigen lässt. Mit der Verwendung des reinen Wassers ist eine grössere Verdampfung, eine bessere Ausnutzung des Brennmaterials verbunden, fällt das Ausklopfen der Kessel und die durch dasselbe notwendig werdende Betriebsstörung u. s. w. fort. Nach Angaben von Kiesselbach in der Zeitschrift deutscher Ingenieure 1896 werden 15 bis 20 Prozent Kohlenersparnis durch diesen Vorteil der Oberflächenkondensation, welcher natürlich von sehr vielen Punkten abhängig ist und deshalb sehr verschieden ausfallen kann, erzielt.

Ein weiterer Vorteil der Oberflächenkondensation, der aus dem Umstande, dass Dampf und Kühlwasser nicht zusammen kommen, hervorgeht, besteht darin, dass die im Kühlwasser enthaltene Luft nicht in den Kondensator gelangt, und dass deshalb nur die an undichten Stellen eintretende Luft von der Luftpumpe abgesaugt zu werden braucht, die letztere also hier einmal kleinere Dimensionen und das andere Mal auch eine geringere Betriebsarbeit als bei Mischkondensationen verlangt. Die Arbeitersparnis soll nach Kiesselbach 0,4 bis 1,3, im Mittel 1% der Maschinenleistung betragen. Als Nachteil der Oberflächenkondensation gegenüber der Mischkondensation können der grössere Kühlwasserbedarf, die höheren Anlagekosten und das — früher wenigstens häufig beklagte — leichte Undichtwerden der Rohre gelten. Der grössere Kühlwasserbedarf rührt daher, dass hier

Fig. 53.



das Kühlwasser, welches dem Dampf ja durch die Röhrenwand, also durch Leitung, die Wärme entzieht, sich niemals, wie bei der Mischkondensation bis auf die Temperatur des kondensierten (bei Gegenstrom des zu kondensierenden) Dampfes erwärmen kann. Auch ist das Nieder-

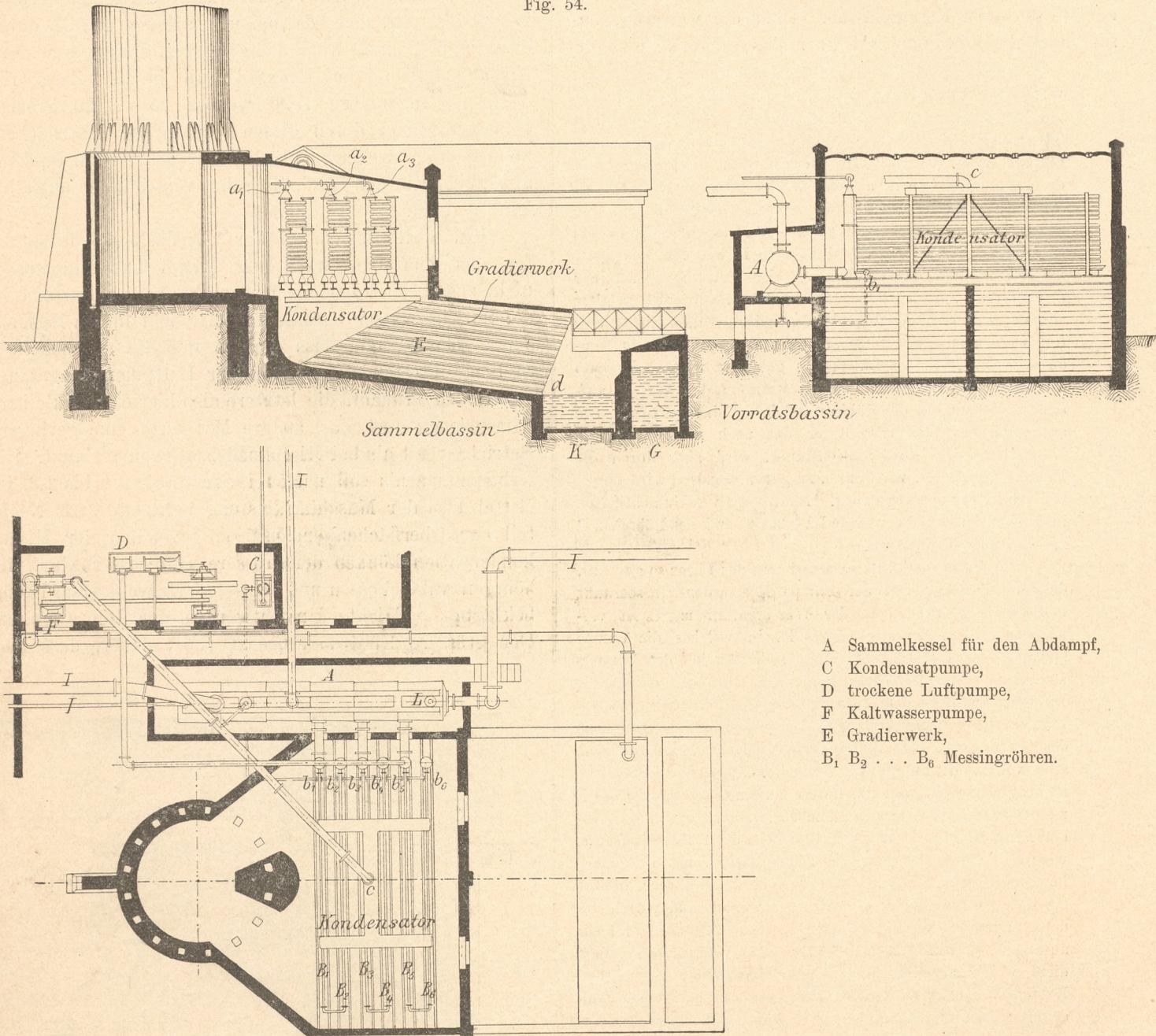
schlagen des Kesselsteines aus dem Kühlwasser, das bei der Erwärmung des letzteren auf den Röhren vor sich geht, bei manchen Konstruktionen ein Nachteil, da derselbe mit der Zeit die Güte der Kühlfläche verschlechtert und durch seine Beseitigung Kosten und Störungen verursacht.

Die Anordnung eines älteren Oberflächenkondensators, wie er von Klein, Schanzlin & Becker, Maschinen- und Armaturenfabrik in Frankenthal (Pfalz)

den Röhren dem Dampf entgegenströmt. Eine Reinigung der Röhren ist nach Abnahme der Verschlussdeckel durch Durchstossen ermöglicht.

Die Einrichtung einer neuen Oberflächenkondensations-Anlage mit Kaminkühlung, wie sie unter Benutzung der Weisschen Patente und derjenigen der Maschinenfabrik Grevenbroich von der Firma Balcke & Co., Gesellschaft zum Bau von Kondensations-Anlagen in Bochum, ausgeführt wurde, zeigt Fig. 54 des Textes.

Fig. 54.



- A Sammelkessel für den Abdampf,
- C Kondensatpumpe,
- D trockene Luftpumpe,
- F Kaltwasserpumpe,
- E Gradierwerk,
- B<sub>1</sub> B<sub>2</sub> . . . B<sub>6</sub> Messingröhren.

gebaut wird, zeigt Fig. 53 auf Seite 73. Das Kühlwasser durchströmt eine Serie von Messingröhren, die in die Böden eines horizontalen Kessels eingedichtet sind. Der zu kondensierende Dampf tritt oben in den Kessel, während das Kondensat und die Luft unten entnommen wird. Luft und Dampf bewegen sich also ähnlich wie bei der Mischkondensation mit Parallelstrom nach der Absaugestelle hin, wobei aber hier doch eine bessere Wirkung als dort erzielt wird, weil das Kühlwasser in

Die Anlage besteht aus zwei Hauptteilen:

1. dem Kondensator mit Kaminkühler,
2. der Pumpenanlage.

Kondensator, Kühler und Kamin, an sich drei getrennte Apparate, sind in einem gemeinsamen Bau untergebracht und arbeiten Hand in Hand. Der Kondensator dient dazu, den Abdampf mit Hilfe von Grubenwasser niederzuschlagen, der Kühler kühlt dabei das warm gewordene Grubenwasser durch Verdunstung wieder auf seine Anfangstemperatur zurück, sodass es von neuem benutzt werden kann,

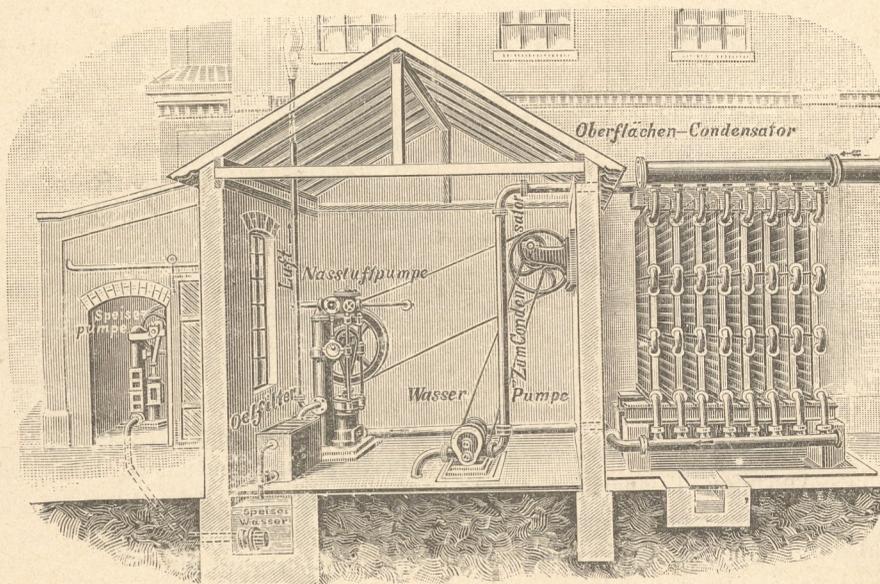
der Kamin ventiliert beide Apparate durch einen lebhaften Luftstrom, ähnlich wie ein Schornstein eine Kesselanlage.

Der Kondensator besteht aus einem grossen Sammelkessel A, an welchem die Auspuffleitungen I, I . . . . der Dampfmaschinen anschliessen, und einem System von Messingröhren B<sub>1</sub> B<sub>2</sub> B<sub>3</sub> B<sub>4</sub> B<sub>5</sub> und B<sub>6</sub>. Die Messingrohre liegen in sechs Partien nebeneinander und bilden auf diese Weise sechs hohe Wände, welche ebenso wie der erwähnte Sammelkessel von aussen mit Grubenwasser berieselt werden. Der Dampf gelangt zunächst in den Kessel A, von dort in die Messingrohre und wird in dem Masse, wie er mit dem durch das Grubenwasser kalt gehaltenen Wandungen des Kessels und der Messingrohre in Berührung kommt, niedergeschlagen. Es bleiben alsdann in dem Kondensator zurück: erstens, das durch Niederschlag entstandene Dampfwater (Kondensat) und zweitens, die aus dem Dampf ausgeschiedene und durch etwaige Undichtheiten eingedrungene Luft. Beide Materien werden stetig aus dem Kondensator durch zwei Pumpen C und D entfernt. Die Konstruktion des Kondensators bezw.

läuft in feiner Schicht abwärts dem Sammelbassin K zu, mit der Luft in innigste Berührung kommend. Aus dem Sammelbassin wird es mit Hilfe einer Rotationspumpe F von neuem auf den Kondensator gepumpt. Das Grubenwasser macht also einen ununterbrochenen Kreislauf, kommt bei c kalt in den Apparat hinein und bei d kalt wieder heraus, verrichtet aber inzwischen die Niederschlagarbeit. Durch Verdunstung verliert es an seinem Volumen, und zwar ist dieser Verlust ungefähr  $\frac{3}{4}$  so gross wie die Menge des gewonnenen Dampfwassers. Es muss also stetig neues Grubenwasser zugeführt werden; die Menge dieses Zusatzwassers ist aber sehr gering. Vor der Anlage ist ein Vorratsbassin G angebracht, welches für reichlich zehn Stunden Wasser enthält.

Zur Sicherung des ganzen Betriebes ist auf dem Sammelkessel ein Sicherheitsventil L angeordnet, welches sich selbstthätig öffnet, sobald im Kondensator der geringste Überdruck entsteht. Es ist deshalb eine Gefährdung der Betriebsmaschinen, auch wenn die Kondensation einmal unbeobachtet aus irgend einem Grunde versagen sollte, was allerdings an und für sich

Fig. 55.



die Anordnung der Messingrohre ist nun derartig, dass die Luft am oberen kalten Ende a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub>, a<sub>3</sub>, das Niederschlagwasser jedoch am unteren warmen Ende b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub>, b<sub>3</sub>, b<sub>4</sub>, b<sub>5</sub> und b<sub>6</sub> des Kondensators abgesaugt wird. Es wird dadurch erreicht, dass die Luft mit der Temperatur des kalten Grubenwassers austritt, während diejenige des Kondensates der Dampf- resp. Vakuumwärme entspricht. Die Luftpumpe D arbeitet deshalb unter den günstigsten Bedingungen, da sie nur kalte Luft und keinen Dunst zu fördern hat, während die Kondensatpumpe C das Niederschlagwasser (Kondensat) möglichst warm den Kesseln liefert. Ist z. B. die Luft 30—32° C warm, so beträgt die Temperatur des Kondensates 48—50° C. Es ist dieses das Prinzip des Weisschen Gegenstromes.

Der Kondensator ist in dem Bau so aufgestellt, dass er von dem durch den Kamin erzeugten Luftzug allseitig bestrichen und durchzogen wird. Hierdurch wird das an den Messingrohren herunterrieselnde Grubenwasser, während es die Wärme des Dampfes aufnimmt, auch gleich wieder gekühlt, d. h. es gelangt die Wärme des Dampfes aus dem Wasser direkt in den Luftstrom und geht als Dunst durch den Kamin in die atmosphärische Luft ab. Um die Kühlung recht energisch zu gestalten, ist unter dem Kondensator noch ein Kühler angebracht, bestehend aus einer Anzahl dicht übereinander liegender, schräger, treppenartig ausgebildeter Bretterböden E. Das von dem Kondensator abgelaufene Grubenwasser wird durch ein Rinnensystem auf diese Böden verteilt und

so gut wie ausgeschlossen ist, vollständig unmöglich. Es arbeiten dann selbstthätig alle Maschinen mit Auspuff statt mit Kondensation, und dabei dient das Sicherheitsventil als Auspuffrohr.

Auch in jeder anderen Hinsicht ist der Betrieb ein absolut sicherer. Das Grubenwasser, welches zum Niederschlagen des Dampfes dient, kommt mit dem Vakuum resp. dem Dampfe selbst in keinerlei Berührung, es kann daher auch keine Ansammlung von Wasser im Kondensator und kein Zurückreisen desselben in die Dampfzylinder, wie bei den sonst üblichen Einspritzkondensationen eintreten.

Vakuumpumpe und Kondensatpumpe sind mit Vakuummetern versehen, ferner haben alle drei Kondensationspumpen Thermometer, welche ständig die Temperatur der Luft, des Kondensates und des Kühlwassers anzeigen.

Fig. 55 des Textes zeigt schliesslich einen Oberflächenkondensator der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal, der aus einzelnen Hohlplatten gebildet wird, durch die der Dampf aus einem oberen Sammelrohre tritt. Die Kühlung geht ebenfalls durch Berieselung des von oben an den Platten herunterlaufenden Kühlwassers und durch Verdunstung vor sich. Die Luftpumpe saugt das fettige Kondensat und die Luft ab und giebt das erstere auf ein Filter, welches das Schmieröl zurück hält.

### 3. Kühlwasserbedarf, Luftpumpengrösse und Betriebsarbeit der Kondensation.

Im Folgenden bezeichnet, bezogen auf die Zeiteinheit, C die zu kondensierende Dampfmenge von der Temperatur t in kg,

W = n C die hierzu erforderliche Kühlwassermenge in Liter oder kg,

t<sub>0</sub> die Temperatur des Kühlwassers beim Eintritt in den Kondensator,

t<sub>1</sub> diejenige des austretenden Kühlwassers,

t' diejenige des kondensierten Dampfes in Graden Celsius,

V das vom Luftpumpenkolben fördernd durchlaufene Volumen in cbm,

p' die Gesamtpressung im Kondensator in Atm,

p<sub>d</sub> den vom Dampfdruck,

p' - p<sub>d</sub> den vom Luftdruck an derselben Stelle herrührenden Teil der Pressung p'.

Da p<sub>d</sub> von der Temperatur des Dampfes abhängig ist, so ist bei t' Grad z. B. p<sub>d</sub> = p<sub>d</sub>'; bei t<sub>0</sub> Grad p<sub>d</sub> = p<sub>d</sub><sup>0</sup> gesetzt.

Der **Kühlwasserbedarf** bestimmt sich aus dem Umstande, dass die im eintretenden Dampf und Kühlwasser enthaltene Wärmemenge gleich der im austretenden Warmwasser enthaltenen sein muss, also aus der Beziehung

$$C \cdot \lambda + W \cdot t_0 = C \cdot t' + W \cdot t_1$$

zu

$$W = C \frac{\lambda - t'}{t_1 - t_0},$$

oder das Kühlwasserverhältnis bzw. der für 1 kg Dampf erforderliche Kühlwasserbedarf

$$n = \frac{W}{C} = \frac{\lambda - t'}{t_1 - t_0},$$

wenn λ die auf Seite 12 angegebene Gesamtwärme des gesättigten Wasserdampfes von der Temperatur t ist und die Flüssigkeitswärme des Kühl- und Warmwassers in WE gleich der Anzahl der Temperaturgrade desselben gesetzt wird. Für die hier in Betracht kommenden Temperaturen t schwankt λ nur wenig und kann nach Weiss im Mittel zu 625 WE gesetzt werden, womit dann

für Mischkondensation, bei der t<sub>1</sub> = t' ist,

$$n = \frac{W}{C} = \frac{625 - t'}{t' - t_0} \dots \dots \dots 40a$$

und für Oberflächenkondensation, bei der t<sub>1</sub> < t' ist,

$$n = \frac{W}{C} = \frac{625 - t'}{t_1 - t_0} \dots \dots \dots 40b$$

folgt.

Für Mischkondensation mit Parallelstrom wird gewöhnlich n = 25 bis 30 empfohlen, was die obige Gleichung z. B. für t' = 40° bei t<sub>0</sub> = 17 bis 20° Kühlwassertemperatur ergeben würde und erfahrungsgemäss bei t = 55 bis 60° Dampftemperatur und p<sub>e</sub> = 0,12 bis 0,2 Atm Dampfspannung (siehe die Tabelle auf Seite 71) genügt.

Bei Mischkondensation mit Gegenstrom nach Weiss kann t' = t, t' also gleich der Temperatur des zu kondensierenden Dampfes gesetzt werden. Für t<sub>0</sub> = 20 und t' = 60° erhält man dann z. B.

$$n = \frac{625 - 60}{60 - 20} = \sim 14,$$

also eine ungefähr halb so grosse Kühlwassermenge wie im vorigen Falle.

Bei Oberflächenkondensation ist, weil t<sub>1</sub> < t', der Kühlwasserbedarf natürlich grösser als bei Mischkondensation, und nimmt man hier bis zu

$$n = 50.$$

Die **Luftpumpengrösse**, d. h. dasjenige Volumen, welches vom Luftpumpenkolben in der gewählten Zeiteinheit fördernd zu durchlaufen ist, bestimmt sich in der folgenden Weise. Das aus Luft und Dampf bestehende Gasgemenge von der Pressung p' nimmt im Kondensator denselben Raum wie die Luft allein ein, wenn diese nur unter ihrer Pressung p' - p<sub>d</sub> stünde. Bei Mischkondensation gelangt nun, wie wir sahen, teils durch das Kühlwasser, teils durch undichte Stellen, bei Oberflächenkondensation nur durch undichte Stellen Luft in den Kondensationsraum. Die erstgenannte Luftmenge nimmt man gewöhnlich zu 1/14 des Kühlwassers, also gleich rund 0,07 W, an, wenn dieses 0° C hat und unter einem Druck von 1 Atm steht, wird aber in Wirklichkeit bei den hier in Frage kommenden Temperaturen wohl weniger betragen. Über die letztgenannte Luftmenge fehlen natürlich allgemein gültige Angaben, da sie von dem jeweiligen Dichtheitszustande des Kondensators abhängig ist. Wir setzen diese Luftmenge gleich xC und nehmen nach Weiss für Mischkondensation x = 0,09 n im Folgenden an. Bei dem im Kondensator herrschenden Luftdrucke p' - p<sub>d</sub> haben die beiden Luftmengen, bzw. das aus diesen und dem Dampfe bestehende Gasgemenge, unter Zugrundelegung des Mariotteschen Gesetzes ein Volumen

$$\frac{0,07 W}{p' - p_d} \text{ bzw. } \frac{x C}{p' - p_d},$$

und die trockene Luftpumpe muss offenbar dieses Gasvolumen, die nasse auch noch das Wasser in der Zeiteinheit aus dem Kondensator schaffen, wenn die Pressung p' daselbst dauernd erhalten werden soll. Es ergibt sich also:

Für Mischkondensationen mit Parallelstrom und nasser Luftpumpe, die neben dem obigen Gasgemenge noch W Liter Kühlwasser und C Liter kondensierten Dampf zu fördern hat, das fördernde Luftpumpenvolumen in cbm zu

$$V = \frac{1}{1000} \left( W + C + \frac{0,07 W + 0,09 n C}{p' - p_d} \right),$$

oder mit W = n C und, da der Dampf hier an der Absaugestelle die Temperatur t', also die Spannung p<sub>d</sub>' hat,

$$V = \frac{1}{1000} \left( n + 1 + \frac{0,16 n}{p' - p_d'} \right) C \dots \dots 41$$

wobei p' beliebig, aber stets grösser als p<sub>d</sub>' ist.

Bei Parallelstrom und trockener Luftpumpe braucht natürlich nur

$$V = \frac{1}{1000} \frac{0,16 n}{p' - p_d'} C \dots \dots 42$$

zu sein.

Für Mischkondensation mit Gegenstrom und trockener Luftpumpe, die nur das oben angegebene Gasgemenge abzusaugen hat, und, weil hier der etwa an der Absaugestelle vorhandene Dampf die Temperatur t<sub>0</sub> (die Weiss der Sicherheit halber um 1 bis 5° grösser



nimmt), also die Spannung  $p_d^0$  hat, sowie die Kondensatorpression  $p' = p_d'$  ist,

$$V = \frac{1}{1000} \frac{0,16 n}{p_d' - p_d^0} C \dots \dots 43$$

Für Oberflächenkondensation, bei der unter Annahme des Gegenstromes von Kühlwasser und Dampf der letztere an der Absaugestelle eine etwas höhere Temperatur als  $t_0$  hat,  $p_d$  also gleich dem entsprechenden  $p_d^0$ , sowie die Kondensatorpression  $p' = p_d'$  gesetzt werden kann, wenn eine besondere Kondensatpumpe vorhanden, die Luftpumpe also eine trockene ist (siehe Fig. 54 des Textes)

$$V = \frac{1}{1000} \frac{x}{p_d' - p_d^0} C, \dots \dots 44$$

sonst bei nasser Luftpumpe im günstigsten Falle

$$V = \frac{1}{1000} \left( 1 + \frac{x}{p_d' - p_d^0} \right) C \dots \dots 45$$

Aus den bisherigen Gleichungen ist ersichtlich, dass  $p'$  unter sonst gleichen Verhältnissen um so kleiner, also das Vakuum um so höher ausfällt, je grösser  $V$  und  $n$  ist. Bezüglich  $n$  gilt dies aber bei Parallelstrom und nasser Luftpumpe nur bis zu einem gewissen Grade, bei Gegenstrom und trockener Luftpumpe in beschränkterem Masse als für  $V$ .

Weiss berechnet für eine Dampfmaschine, die mit Auspuff in der Minute 300 kg Dampf braucht und zur Erhöhung ihrer Leistung bei unverändertem Dampfverbrauch Kondensation bekommen soll, bei Kühlwasser von  $t_0 = 20^\circ C$ , das in beschränkter Menge von  $W = 9$  cbm in der Minute vorhanden ist,

für Mischkondensation mit Parallelstrom und nasser Luftpumpe:

$$n = \frac{W}{C} = \frac{9000}{300} = 30,$$

und aus Gleichung 40a

$$t' = \frac{n \cdot t_0 + 625}{n + 1} = \frac{30 \cdot 20 + 625}{30 + 1} = \sim 40^\circ,$$

sowie hiermit nach der Tabelle auf Seite 71

$$p_d' = 0,072 \text{ Atm,}$$

und für eine Kondensatorpression  $p' = 0,12$  Atm aus Gleichung 41

$$V = \frac{1}{1000} \left\{ 30 + 1 + \frac{0,16 \cdot 30}{0,12 - 0,072} \right\} 300 = \frac{31}{1000} 300 + \frac{100}{1000} 300 = 9,3 + 30 \text{ cbm,}$$

wovon der erste Wert für das abzusaugende Wasser, der zweite für das abzusaugende Gasgemenge gilt;

für Mischkondensation mit Gegenstrom und trockener Luftpumpe bei derselben Kondensatorpression  $p' = 0,12$  Atm, weil  $t'$  gleich der Temperatur des zu kondensierenden Dampfes und  $p_d' = p'$ , also nach der Tabelle auf Seite 71 für  $0,12$  Atm  $t' = 50^\circ$  ist, aus Gleichung 40a

$$n = \frac{625 - 50}{50 - 20} = 19,$$

$$W = nC = 19 \cdot 300 = 5700 \text{ Liter} = 5,7 \text{ cbm,}$$

und aus Gleichung 43 mit

$$p_d^0 = 0,031 \text{ Atm,}$$

entsprechend  $t_0 = 25^\circ$  (der Sicherheit wegen also um  $5^\circ$  grösser)

$$V = \frac{1}{1000} \frac{0,16 \cdot 19}{0,12 - 0,031} = 10,04 \text{ cbm,}$$

welcher Wert der abzusaugenden Luftmenge entspricht.

Der Vergleich ergibt, dass bei Parallelstrom und nasser Luftpumpe

$$\text{die Kühlwassermenge} \quad \frac{30}{19} = \sim 1,56,$$

$$\text{das Luftpumpenvolumen} \quad \frac{30}{10,04} = \sim 3$$

mal so gross als bei Gegenstrom und trockener Luftpumpe ausfällt, wenn in beiden Fällen dasselbe Vakuum erzeugt werden soll.

Als **Betriebsarbeit** einer Kondensation hat man diejenige Arbeit zu rechnen, welche nötig ist, das kalte Wasser in den Kondensator, dagegen das warme Wasser und die Luft wieder aus demselben zu schaffen. Bezeichnet nach Fig. 52 des Textes

$h_0$  die Höhe in m, auf welche das Kühlwasser durch die Kaltwasserpumpe gehoben wird, so gehört, abgesehen von allen Nebenhindernissen, zum Einbringen des Wassers in den Kondensator für die Zeiteinheit eine Arbeit von

$$W \cdot h_0 = nC \cdot h_0 \text{ mkg.}$$

Auf die bis zum Kondensator noch verbleibende Höhe  $h_1$  muss das Wasser dann durch die Differenz zwischen dem äusseren Atmosphärendrucke und der jeweiligen Kondensatorpression, also durch  $1 - p'$  Atm, gehoben werden. Vorteilhaft wird somit  $h_1$  dieser jeweiligen Druckdifferenz angepasst, d. h. die Saugkraft des Kondensator voll ausgenutzt, was z. B. durch die in Fig. 52 angedeutete und dort näher erläuterte Anordnung ermöglicht wird.

Solange  $h_0 + h_1$  kleiner als die der Differenz von  $1 - p'$  Atm entsprechende Wassersäulenhöhe von rund 10 ( $1 - p'$ ) Meter ist, ist unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse keine Kaltwasserpumpe erforderlich. Für  $p' = 0,12$  Atm würde also unter der gemachten Einschränkung erst bei 10 ( $1 - 0,12$ ) = 8,8 m eine Kaltwasserpumpe notwendig sein. Gewöhnlich wird aber bei der Parallelstromkondensation mit nasser Luftpumpe die erwähnte Druckdifferenz niemals vollständig ausgenutzt, indem man mit Rücksicht auf eine stets sichere Zuführung des Wassers höchstens bis zu 5 m Höhendifferenz zwischen Kondensator und Wasserspiegel von einer besonderen Kaltwasserpumpe absieht.

Um weiter die unter der Kondensatorpression  $p'$  stehende Wassermenge von  $W + C$  bzw.  $C$  Liter aus dem Kondensator heraus, also unter den Druck der äusseren Atmosphäre, zu bringen, gehört, wieder unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse, eine Arbeit

$$\text{für Mischkondensation von} \quad (n + 1)C \cdot 10 (1 - p') \text{ mkg,}$$

$$\text{für Oberflächenkondensation von} \quad C \cdot 10 (1 - p') \text{ mkg.}$$

Die Arbeit schliesslich, die nötig ist, um das im Kondensator befindliche Luft- und Dampfgemisch

von der Spannung  $p'$  auf den äusseren Atmosphärendruck zu komprimieren und ins Freie zu bringen, kann nur angenähert bestimmt werden, da die Temperaturänderung während der Kompression und das Verhalten des Gemisches während derselben unbekannt ist. Nimmt man, um einfache Ausdrücke zu erhalten, nach Weiss die Temperatur als konstant, also das Mariottesche Gesetz hier als gültig an<sup>1)</sup> und berücksichtigt, dass dies Gasmenge bei einem Drucke von  $p'$  Atm das Volumen von  $\frac{0,16 nC}{p' - p_d}$  bzw.  $\frac{x C}{p' - p_d}$  Liter hatte, so ist diese Arbeit theoretisch

für Mischkondensation

$$\frac{0,16 nC}{p' - p_d} 10 p' \cdot \ln \frac{1}{p'} \lambda,$$

für Oberflächenkondensation

$$\frac{x C}{p' - p_d} 10 p' \cdot \ln \frac{1}{p'} \lambda,$$

wenn  $\lambda$  ein Sicherheitskoeffizient ist.

Um die wirklichen Betriebsarbeiten zu erhalten, hat man die vorstehend angeführten theoretischen Arbeiten durch den maschinellen Wirkungsgrad  $\varphi$  der Pumpen, der zwischen 0,8 und 0,65 schwankt, zu dividieren. Wir bekommen somit für die gesamte Betriebsarbeit in mkg einer

Mischkondensation, gleichgiltig ob mit nasser oder trockener Luftpumpe,

$$L = \frac{1}{\varphi} C \left[ n h_0 + 10(n+1)(1-p') + \frac{1,6 n}{p' - p_d} p' \cdot \ln \frac{1}{p'} \lambda \right] 46$$

mit  $p_d = p_d'$  (entsprechend der Warmwassertemperatur  $t'$ ) bei nasser Luftpumpe und Parallelstrom und  $p_d = p_d^0$  (entsprechend der Kühlwassertemperatur  $t_0$ ) bei trockener Luftpumpe und Gegenstrom;

Oberflächenkondensation

$$L = \frac{1}{\varphi} C \left[ n h_0 + 10(1-p') + \frac{10x}{p' - p_d} p' \cdot \ln \frac{1}{p'} \lambda \right] 47$$

Für das auf Seite 77 behandelte Beispiel zum Vergleich einer Parallel- und Gegenstromkondensation ergibt sich hier, wenn das Kühlwasser auf  $h_0 = 2$  m anzuheben ist und  $\varphi = 0,7$  angenommen wird,

für Parallelstrom mit  $C = 300$ ,  $n = 30$ ,  $p' = 0,12$  Atm,  $t' = 40^\circ$ ,  $p_d = p_d' = 0,072$  Atm und  $\lambda = 1,5$

$$L = \frac{1}{0,7} 300 \left[ 30 \cdot 2 + 10(30+1)(1-0,12) + \frac{1,6 \cdot 30}{0,12 - 0,072} 0,12 \ln \frac{1}{0,12} 1,5 \right] = 306250 \text{ mkg}$$

in der Minute, oder

$$\frac{306250}{60 \cdot 75} = \sim 68 \text{ Pfdst. in der Sekunde;}$$

für Gegenstrom mit  $C = 300$ ,  $n = 19$ ,  $p' = 0,12$  Atm,  $t_0 = 25^\circ$ ,  $p_d = p_d^0 = 0,031$  Atm,  $\lambda = 1,5$

$$L = \frac{1}{0,7} 300 \left[ 19 \cdot 2 + 10(19+1)(1-0,12) + \frac{1,6 \cdot 19}{0,12 - 0,031} 0,12 \ln \frac{1}{0,12} 1,5 \right] = 147580 \text{ mkg}$$

1) Grashof lässt diese Annahme nur bei nasser Luftpumpe zu.

in der Minute, oder

$$\frac{147580}{60 \cdot 75} = \sim 33 \text{ Pfdst. in der Sekunde.}$$

Nach den Veröffentlichungen von Kiesselbach in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1896, ergab eine Reihe von Versuchen für gewöhnliche Einspritzkondensationen einen Arbeitsbedarf von 0,6 bis 2% der Maschinenleistung, normal rund 1%, und bei Rückkühlung 1 bis 3,5% je nach den Temperaturen und den verbrauchten Wassermengen, für Oberflächenkondensationen 0,2 bis 0,7%, bei Rückkühlung 0,6 bis 2,2%.

Nähere Angaben zur Berechnung der Kondensation unter Benutzung der hier entwickelten Gleichungen befinden sich im folgenden Abschnitte.

#### 4. Rückkühlanlagen.

Will man die Vorteile der Kondensation auch in den Fällen ausnutzen, in denen natürliches Kühlwasser nicht in genügender Menge vorhanden ist, oder in denen die Beschaffung oder Beseitigung dieses Wassers mit bedeutenden Kosten und Schwierigkeiten verknüpft ist, so muss man ein und dieselbe Kühlwassermenge immer wieder zur Verdichtung des Dampfes im Kondensator verwenden und dieselbe nach ihrer jedesmaligen Benutzung bzw. Erwärmung durch den zu kondensierenden Dampf behufs neuer Verwendung einer Ab- oder sogenannten Rückkühlung unterwerfen. Zu diesem Zwecke lässt man das erwärmte Wasser nach dem Verlassen des Kondensators auf einer der hier zu betrachtenden Rückkühlanlagen von der Luft bestreichen, damit es an diese teils durch Strahlung und Leitung Wärme abgeben, teils durch die Luft bis zu einem gewissen Grade zum Verdunsten gebracht und um die dazu erforderliche Verdampfungswärme in seinem Wärmegehalt vermindert werden kann.

Als Rückkühlanlagen verwendet man nur noch selten einfache Kühlbassins oder -teiche, in welche das aus dem Kondensator tretende Wasser geleitet und aus denen es nach der Kühlung durch den natürlichen Luftzug wieder von der Luftpumpe angesaugt wird, da solche Behälter wegen der erforderlichen Betonierung in ihrer Anlage sehr teuer ausfallen und das Wasser im Sommer in ihnen sehr warm bleibt, also nur wenig zurückgekühlt wird.

Eine kleinere Fläche können diese Kühlteiche bekommen, wenn man das Abwasser der Kondensation über ihnen entweder von oben her, nachdem es entsprechend hoch gehoben worden ist, durch Streudüsen zerstäuben, oder nach Körting durch Druck von unten her in Form eines Sprühregens ausblasen lässt. Die Anlagekosten sind aber auch dann sehr hohe, und ausserdem tritt der Übelstand hinzu, dass nun ein ziemlicher Teil des Wassers durch die Luftströmung fortgetrieben wird.

Gewöhnlich benutzt man jetzt sogenannte Gradierwerke, das sind hohe Thürme aus Latten, Brettern, Reisig, auf welche das Abwasser der Kondensation durch eine Pumpe gehoben wird und in denen es dann in fein verteiltem Zustande unter inniger Berührung

mit der Luft herunterfällt. Häufig wird die abkühlende Wirkung der Luft noch dadurch verstärkt, dass diese durch ein besonderes Gebläse oder einen Kamin in das Gradierwerk, dem herunterlaufenden Wasser entgegen, getrieben wird.

Fig. 56 des Textes zeigt zunächst ein selbst ventilierendes Gradierwerk der Maschinen- und Armaturenfabrik von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. Das Wasser rieselt an den beiden Seiten paralleler, senkrechter Bretterwände nieder. Die letzteren sind übereinander in zwei bis vier Gruppen angeordnet, von denen die Bretter zweier aufeinanderfolgenden immer um  $90^\circ$  gegeneinander versetzt sind, damit nach den Angaben der Firma die Kerne der unteren Luftschichten beim Durchgang durch die darüber befindlichen nassen Wände nochmals querspalten werden. Ferner dient die Trennung der Bretter in mehrere Gruppen dazu, das Wasser beim Übergange von der einen Abteilung in die andere zur Ruhe zu bringen und zu mischen, damit die Luftgeschwindigkeit nicht zu gross wird. Einem Verspritzen des Wassers muss natürlich möglichst vorgebeugt werden. Die Höhe dieser Gradierwerke beträgt 8 bis 10 m.

Fig. 56.

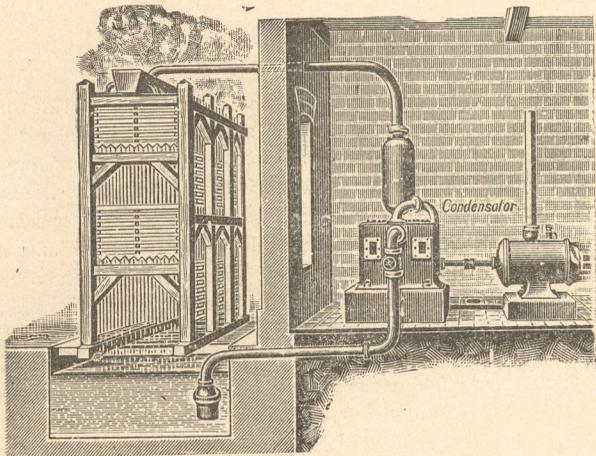


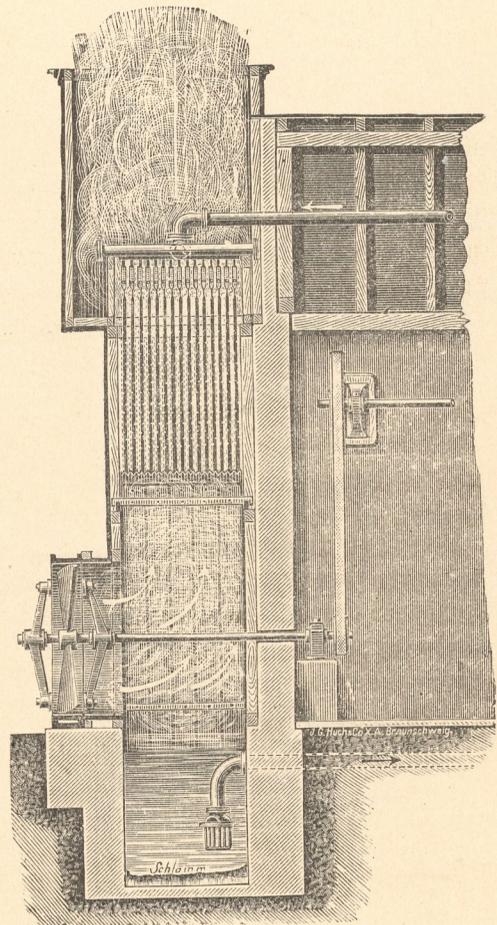
Fig. 57 des Textes zeigt weiter ein ebensolches Gradierwerk mit Ventilator. Die Kühlfläche kann hier natürlich bei sonst gleichen Verhältnissen kleiner (ungefähr gleich dem 4. Teil) als bei der vorigen Anordnung ohne Ventilator gehalten werden. Die Luft wird mit einem Drucke von 5 mm Wassersäule und einer Geschwindigkeit von 6 bis 8 m in der Sekunde an den Brettern vorbeigetrieben. Dabei muss man nach den Angaben der Firma ungefähr 2000 mal mehr Luft bewegen, als Wasser umläuft, wobei die Luft ungefähr 2% Wasserdunst aufnimmt. Die Höhe des Gradierwerkes beträgt im letzteren Falle ungefähr 6 bis 8 m.

An Stelle des Gebläses ordnen andere Fabriken besondere Kamine an. So zeigt Fig. 54 des Textes auf Seite 74 eine daselbst erklärte Kaminkühlanlage von Balcke & Co., bei der die Abkühlung des Wassers zum Teil schon auf dem Kondensator, dann in schräg angeordneten Bretterrinnen vor sich geht und von dem Luftzuge des genannten Schornsteines unterstützt wird. Die Firma baut auch solche Kaminkühler als ringsum geschlossene 15 bis 20 m hohe Türme, deren untere Hälfte im Innern durch eine Anzahl hölzerner Streuböden in ebenso viele Etagen geteilt ist. Oben ist der Turm offen zum Abzug des Dunstes, während am Fusse mehrere Öffnungen zum Eintritt der kalten Luft vorhanden sind. Das zu kühlende Wasser tritt in halber Höhe direkt über den

Streuböden durch weite Rohre in den Kühler ein, wird durch eine Vorrichtung zu einem feinen Regen verteilt und fällt der von unten kommenden kalten Luft entgegen von einem Streuboden zum andern. Durch die Kaminkühler wird der sich bildende Dunst über die angrenzenden Gebäude hinweg geführt, bleibt also die Nachbarschaft von diesem unbelästigt.

Durch die Rückkühlanlage wird der Nutzen der Kondensation insofern vermindert, als die Kosten dieser Anlage mit zu verzinsen und zu amortisieren sind und eine gewisse Arbeit zu ihrem Betriebe aufgewendet werden muss. Die beste Kühlanlage wird offenbar diejenige sein, welche mit dem geringsten Kosten- und Arbeitsaufwand eine gute Kühlung hervorbringt; auch kommt der Platzbedarf der Anlage mit in Frage,

Fig. 57.



namentlich dann, wenn der Grund und Boden teuer ist. Einfache Kühlteiche brauchen sehr viel Platz (für 1 Pferdestärke ungefähr 3 qm)<sup>1)</sup> und keine Pumpen, haben aber bedeutende Herstellungskosten, während die aufzuwendende Arbeit Null ist. Bretter-, Reiser- und Latten-Gradierwerke mit natürlichem Luftzuge bedürfen eines viel kleineren Platzes (für 1 Pferdestärke bei 20 bis 30° Abkühlung ungefähr 0,3 qm, bei 10 bis 15° Abkühlung ungefähr 0,1 qm)<sup>1)</sup>, erfordern aber zur Wasserhebung einen Arbeitsaufwand von 1 bis 2% der Maschinenleistung. Am wenigsten Platz verlangen Ventilator-Gradierwerke (für 1 Pferdestärke ungefähr 0,035 qm)<sup>1)</sup>

1) Nach dem Taschenbuch „Die Hütte“, Verlag von Wilh. Ernst & Sohn, Berlin.

während die Pumpen und Ventilatoren 4,5 bis 6 % der Maschinenleistung zu ihrem Betriebe verbrauchen. Kühlteiche mit Streudüsen nach Körting schliesslich fallen ebenfalls sehr teuer in der Anlage aus, beanspruchen ungefähr denselben Platz wie Gradierwerke mit natürlichem Luftzuge, verzehren aber zu ihrem Betriebe 3 bis 4 % der Maschinenleistung.<sup>1)</sup> Es will also in jedem Falle unter Aufstellung aller in Frage kommenden Verhältnisse recht wohl erwogen sein, welche Art von Kühlanlage mit Rücksicht auf den zu erzielenden Nutzen gewählt wird. Auch ist dabei nicht zu vergessen, dass die Kühlanlage, deren genaue Wirkung man ja von vorne herein nicht kennt, das Wasser nicht bei jeder Witterung gleich tief zurückkühlt, dass also die Kondensationsanlage zu gewissen Zeiten auch mit wärmerem Kühlwasser arbeiten und auch dann einen gewissen Nutzen abwerfen muss. Bezüglich der Preise, Grösse und Anordnung der Kühlanlagen wendet man sich am besten an die Fabriken, die sich mit dem Bau derselben befassen und über eine hinreichende Erfahrung in dieser Hinsicht verfügen.

Bei Oberflächenkondensationen muss das in der Kühlanlage verdunstende und sonstwie verloren gehende Wasser neu ersetzt werden; diese Wasserzugabe ist ungefähr gleich der Speisewassermenge. Bei Mischkondensationen dagegen fällt die Wasserzugabe in der Hauptsache fort, da die zirkulierende Wassermenge ja durch den sich kondensierenden Dampf ziemlich konstant erhalten wird.

### 5. Strahlkondensatoren.

Diese von der Firma Gebr. Körting in Körtingsdorf vor Hannover namentlich zur Einführung gebrachten Kondensatoren sind auch Misch- oder Einspritzkondensatoren, unterscheiden sich aber von den früher betrachteten Kondensationen dieser Gruppe durch die Art der Abführung des Wassers und der Luft aus dem Verdichtungsraume. Während nämlich bei den gewöhnlichen Mischkondensationen eine Kolbenpumpe zum Herausschaffen des Wassers und der Luft aus dem Kondensationsraume dient, wird hierzu bei den Strahlkondensatoren die Geschwindigkeit des Einspritzwassers oder die dem Abdampf noch inne wohnende Kraft benutzt. Zu diesem Zwecke wird dieses Wasser mit der erforderlichen Geschwindigkeit in den luftleer gemachten Kondensationsraum gebracht und, nachdem hier durch Berührung und Mischung mit dem Dampfe das Niederschlagen des letzteren bewirkt worden ist, zusammen mit dem Kondenswasser und der etwa eingetretenen Luft als geschlossener Strahl in eine sich konisch erweiternde Düse geleitet, in welcher die allmählich abnehmende Geschwindigkeit des Strahles in Druck umgesetzt und zum Herausschaffen des Gemisches und zur Überwindung des Gegendruckes der äusseren Luft benutzt wird.

Gebr. Körting führen die Wasserstrahlkondensatoren hauptsächlich in zwei verschiedenen Arten aus.

<sup>1)</sup> Nach dem Taschenbuch „Die Hütte“, Verlag von Wilh. Ernst & Sohn, Berlin.

Fig. 58 des Textes giebt zunächst den Strahlkondensator mit Gefälle für beliebig veränderlich belastete Maschinen im Längsschnitt, Fig. 59 des Textes zeigt dessen Anbringung an einer Dampfmaschine.

Fig. 58.

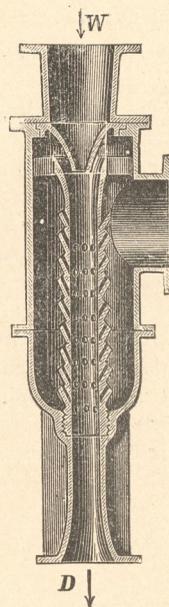
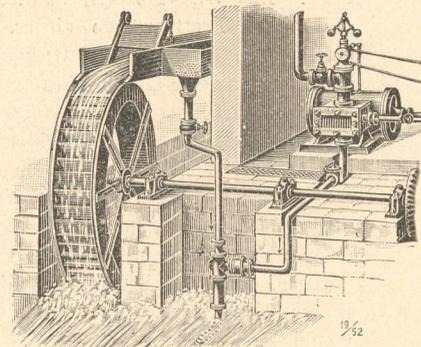


Fig. 59.



Der Apparat muss stets senkrecht aufgestellt werden. Bei W tritt das Einspritzwasser mit einem Gefälle von mindestens 4 m, von der oberen Kante des Apparates an gerechnet, ein und bewegt sich zunächst durch ein mit düsenartigen Öffnungen versehenes Führungs- und dann durch das sich allmählich erweiternde konische Schlussstück. Die Dampfleitung schliesst an dem seitlichen Flansch des Apparates an, und der Dampf kommt durch die düsenartigen Öffnungen des mittleren Führungsstückes in einer grossen Zahl feiner Strahlen mit dem Einspritzwasser in Berührung und zur Verdichtung. Der Austritt des Warmwassers und der Luft erfolgt bei D. Das Gefälle, bezw. die Geschwindigkeit des Einspritzwassers, muss natürlich entsprechend der gewünschten Luftleere bemessen und so gross sein, dass das Wasser und die Luft entgegen dem äusseren Luftdrucke aus dem Apparat geschafft wird. Ist das Gefälle ein natürliches, so wird der Nutzen der Luftleere ohne eine Arbeitsleistung seitens der Maschine erreicht.

Fig. 60 und 61 des Textes zeigen weiter die Konstruktion und Anbringung des Körtingschen Patent-Universal-Kondensators, wie er für anzusaugendes Wasser und gleichmässig oder zeitweilig veränderlich belastete Maschinen von der Firma empfohlen wird.

Die Aufstellung des Apparates soll wenn möglich horizontal erfolgen, und die Saughöhe darf 3 m nicht übersteigen. Das Einspritzwasser tritt bei E, der Abdampf bei B ein. Bei D schliesst eine Frischdampfleitung an. Die konisch sich erweiternde Düse D kann durch einen Handhebel hin und her verschoben und dadurch eine grössere oder kleinere Zahl der Öffnungen, durch welche das mittlere Führungsstück mit dem zu kondensierenden Dampfe in Berührung kommt, verschlossen werden. Beim Anlassen wird die Düse D durch den Handhebel möglichst weit nach der Eintrittsseite des frischen Dampfes geschoben und dann das Frischdampfventil bei D geöffnet, wodurch das Wasser angesaugt und in den Apparat getrieben wird. Nun lässt man die Maschine an, schliesst das Frischdampfventil und rückt die Schiebedüse allmählich so weit nach der Ausgangsseite des Wassers, bis dass das Vakuum die passende Höhe erreicht. Treten Änderungen in der Belastung bezw. in dem Dampfverbrauch der Maschine ein, so ist die Lage des Hebels und der Düse D dementsprechend zu ändern.

Bei den vorliegenden Apparaten muss der Abdampf den Wasserstrahl beschleunigen, damit dieser die zum Hinausdrücken des Gemisches und der Luft erforderliche Geschwindigkeit erhält. Der zur Erteilung dieser Beschleunigung nötige Druck

Fig. 60.

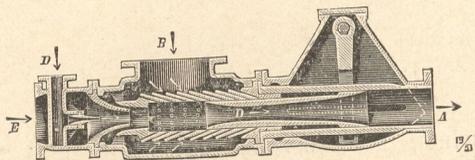
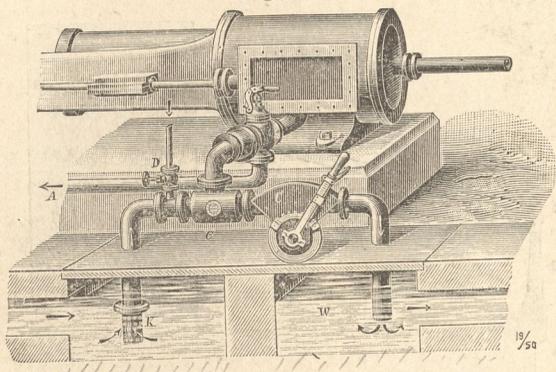


Fig. 61.



bezw. Druckunterschied des Dampfes innerhalb und ausserhalb der Verdichtungsdüse vermindert natürlich die Luftleere.

In ähnlicher Ausführung (nämlich ohne Schiebbedüse) wie die Universal-Kondensatoren baut die Firma noch Strahlkondensatoren für Unterwasser und gleichbleibende Belastung der Maschine.

Was den Kühlwasserverbrauch der Körtingschen Wasserstrahlkondensatoren anbelangt, so sind die hierüber veröffentlichten Angaben sehr verschieden. Während die Firma selbst ihn nicht höher als bei den früher betrachteten Mischkondensationen mit nasser Luftpumpe und Parallelstrom, also rund zu 25 kg für 1 kg des zu kondensierenden Dampfes und noch weniger (nach einem Vortrage des Herrn E. Körting, veröffentlicht in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1892, ist sogar in einem Falle der Wasserverbrauch eines Gefällkondensators bei einer Luftleere von 490 mm nur das 11fache des Dampfgewichtes gewesen) angiebt, beträgt er nach anderen Angaben 35 bis 55 kg für 1 kg Dampf. Bei saugenden Strahlkondensatoren dürfte für das gleiche Vakuum der Wasserverbrauch wohl immer höher als bei Einspritzkondensatoren mit Luftpumpe sein, da bei den letzteren die Mischung des Dampfes doch eine weit innigere als bei den ersteren ist, bei denen der geschlossene Strahl ja nur am Umfange und nicht im Kerne mit dem Dampfe in Berührung kommt, und ausserdem der Dampf den nötigen Druck zum Hinaustreiben des Warmwassers besitzen muss. Wo aber das Kühlwasser in hinreichender Menge vorhanden ist, kann der Strahlkondensator wohl unter Umständen vorgezogen werden, da seine Einfachheit, Billigkeit und Zuverlässigkeit in gewissen Fällen für seine Anwendung sprechen. Bei natürlichem Gefälle fällt die Betriebsarbeit, die sonst für die Luftpumpe aufgewendet werden muss, überhaupt fort. Sonst tritt bei den Strahlkondensatoren an die Stelle dieser Arbeit diejenige, die aufgewendet werden muss, um dem Wasser-

strahl die nötige Geschwindigkeit zu erteilen, also bei Strahlkondensatoren mit Gefälle zum Heben des Kühlwassers erforderlich ist, bei saugenden Strahlkondensatoren von dem zu kondensierenden Dampfe unter Verminderung der Luftleere geleistet werden muss.

## 6. Fortleitung des Vakuums.

Soll das im Kondensator erzeugte Vakuum voll ausgenutzt werden, so ist dasselbe möglichst unvermindert und möglichst während der ganzen Dauer des Dampfaustrittes nach dem Cylinder hin zu leiten; denn für den Nutzen der Kondensation kommt die vor dem Kolben herrschende Pressung, nicht die Kondensatorspannung in Frage. Es ist deshalb nötig, kurz auf diejenigen Punkte hinzuweisen, die unter Umständen einmal zur Verminderung der im Kondensator erzeugten Luftleere auf dem erwähnten Wege und das andere Mal zu einer verspäteten Einleitung des Vakuums vor dem Kolben beitragen können.

Eine mangelhafte Übertragung der Luftleere des Kondensators nach dem Cylinder kann durch kleine Undichtheiten in der zugehörigen Rohrleitung, durch viele und scharfe Krümmungen, durch nicht genügende Querschnittsverhältnisse dieser Leitung, der Kanäle und Steuerungsorgane, überhaupt also durch alle diejenigen Umstände veranlasst werden, die zur Erhöhung der Reibungs- und Beschleunigungswiderstände auf dem fraglichen Wege beitragen. Zum rechtzeitigen Beginn des vollen Vakuums vor dem Kolben gehört, dass dieses schon in der Totlage vorhanden ist. Das kann nur bei genügendem Voröffnen, bei nicht zu hoher Expansionsendspannung, sowie wieder genügend weiter Abdampfleitung erwartet werden, ist aber nach der Ansicht mancher Ingenieure in den meisten Fällen unerreichbar, weil der Abdampf eine ausserordentlich grosse Geschwindigkeit annehmen müsste, wenn das Vakuum in der kurzen Zeit zwischen dem Beginn der Vorausströmung und dem toten Punkte voll nach dem Cylinder gelangen sollte.<sup>1)</sup>

## § 22.

### Der Indikator und das Bremsdynamometer.

Indikator und Bremsdynamometer sind so unentbehrliche Hilfsmittel für die Untersuchung der Dampfmaschinen geworden, dass es Pflicht eines Jeden, der mit diesem Zweige des Maschinenbaues zu thun hat, ist, sich mit der Einrichtung und Handhabung dieser Apparate vertraut zu machen.

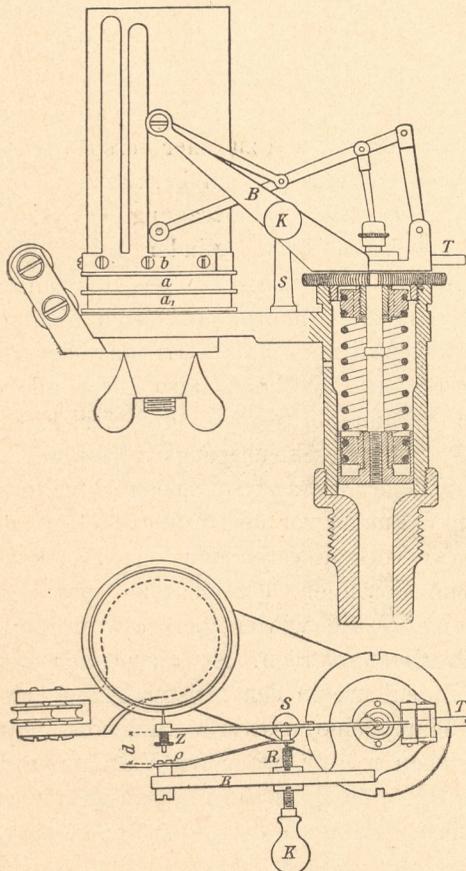
Der **Indikator** zunächst giebt uns, wie wir in § 10 sahen, in dem sogenannten Indikator-Diagramm ein Bild von den Vorgängen im Cylinder und setzt uns dadurch in den Stand, die Leistung der Maschine zu berechnen, sowie Mängel in der Dampfverteilung, Undichtheiten des Kolbens, der Abschlussorgane und andere Dinge mehr zu erkennen. Das vom Indikator gezeichnete Diagramm liefert uns aber nur dann ein den Vorgängen im Cylinder wirklich entsprechendes, also vollkommen richtiges Bild,

<sup>1)</sup> Siehe den Vortrag von Kiesselbach in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1893.

wenn die Einrichtung des Indikators eine tadellose und den erfahrungsgemäss an solche Apparate zu stellenden Anforderungen genügende, die Anbringung und Behandlung desselben eine richtige und sachgemässe ist.

Die Anforderungen, welche man an die **Konstruktion** und **Ausführung** der Indikatoren jetzt zu stellen gewohnt ist, sind mit der Höhe der Dampfspannung und Geschwindigkeit unserer Maschinen mehr und mehr gestiegen. Es soll im Folgenden die Konstruktion der bei uns am meisten benutzten Indikatoren von Rosenkranz und Crosby besprochen werden, welche von der Firma

Fig. 62.

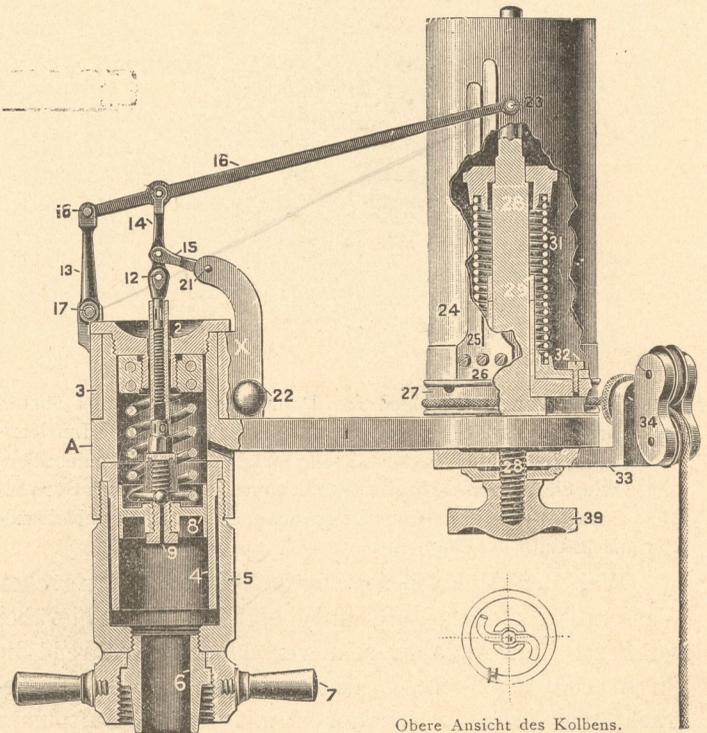


Indikator nach Rosenkranz (kleine Ausführung) in  $\frac{1}{2}$  nat. Grösse.

Dreyer, Rosenkranz & Droop, Armaturenfabrik in Hannover, bezw. von H. Maihak, Crosby-Warenhaus in Hamburg, in vorzüglichster und tadelloser Ausführung geliefert werden und in Fig. 62 bezw. 63 abgebildet sind. Die allgemeine Wirkungsweise und älteste, einfachste Einrichtung des Indikators nach Watt wurde schon auf Seite 22 an Hand der Fig. 17 des Textes erläutert. Die jetzigen Ausführungen zeigen natürlich bedeutende Abweichungen von dieser ältesten Form. An Stelle der Papiertafel, die dort von der Maschine bezw. einem Gewichte aus hin- und hergeschoben wurde, kommt jetzt allgemein eine mit Papier zu umlegende Trommel zur Verwendung, die von einem sich hin- und herbewegenden Teile der Maschine während des einen einfachen Hubes nach der einen Richtung und einer dadurch angespannten Feder während des anderen einfachen Hubes wieder zurückgedreht wird. Der Hub der Maschine muss dabei auf den einer Drehung der Trommel entsprechenden Weg

reduziert werden, und das geschieht durch Vorrichtungen, welche man als Hubverminderer bezeichnet. Der Schreibstift sitzt weiter nicht wie in Fig. 17 des Textes unmittelbar an der Kolbenstange des Indikators, sondern ist behufs Vergrösserung der Kolbenbewegung an einem längeren Hebelarme, der durch einen besonderen Lenker gerade geführt wird, befestigt. Diese allgemeine Einrichtung der Indikatoren ist leicht aus den Fig. 62 und 63 zu ersehen. Bezüglich der Konstruktion und Ausführung der einzelnen Teile sei auf das Folgende aufmerksam gemacht.

Fig. 63.



Obere Ansicht des Kolbens.

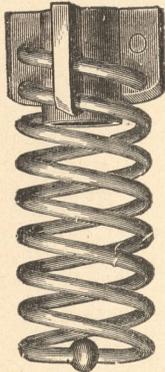
Indikator nach Crosby in  $\frac{3}{5}$  nat. Grösse.

Der Indikatorcylinder hat 20 mm Bohrung und besteht aus Bronze. Der Rosenkranz-Indikator wird nach Wunsch mit oder ohne Dampfmantel, der Crosby-Indikator stets mit Dampfmantel für den Cylinder geliefert, um einer Wärmeausstrahlung des letzteren und einem damit verbundenen Spannungsabfall des Dampfes in ihm vorzubeugen. Zur Verbindung des Indikators mit dem Dreiwegehahn dient eine Differential- oder Überwurfmutter. Der Dreiwegehahn erhält am besten 10 bis 12 mm Bohrung und 1<sup>u</sup> engl. Whitworth-Gewindezapfen. Zwischenstücke, sogenannte Stahlschuhe, die zum Anschluss bei anderen ( $\frac{3}{4}$ ) Gewindedurchmessern dienen, werden auf Wunsch mitgeliefert.

Die Indikatorfedern und der Indikator Kolben bestehen aus bestem Stahl. Auf möglichst leichte Ausführung beider, sowie überhaupt aller beweglichen Teile des Indikators ist in erster Linie Bedacht zu nehmen, da namentlich bei hoher Geschwindigkeit der Maschine die schwingenden Massen die Genauigkeit des Diagrammes um so ungünstiger beeinflussen, je grösser sie sind. Die Federn werden jetzt stets als doppelt gewundene geliefert, da dieselben einmal aus dünnerem

Stahl hergestellt werden können, also leichter als die einfach gewundenen ausfallen und sich das andere Mal nicht so leicht wie diese letzteren einseitig durchbiegen und dadurch schädliche Kolbenreibung erzeugen können. Die Crosby-Feder (Fig. 64 des Textes), deren Draht in gewöhnlichen Windungen vom Deckel zum Kolben und dann, ohne zu endigen, wieder empor geht, ist nur

Fig. 64.



oben mit dem Ende des Gehäuses starr verschraubt, während sie unten mit dem Kolben durch ein freibewegliches Kugelgelenk und eine Pfanne genau central verbunden ist. Die letztere Verbindung macht jede von der vertikalen Hubachse des Kolbens etwa abweichende Kolbenbewegung unschädlich, verringert auch das Kolbengewicht gegenüber der sonst noch üblichen doppelten Verschraubung oben und unten.

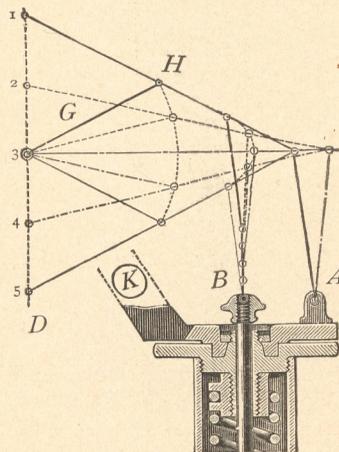
Die Federung, d. h. die Zu- oder Abnahme, welche die Länge der ungespannten Feder unter der Einwirkung von Zug- oder Druckkräften erfährt, muss stets proportional der Grösse dieser Kräfte sein. Die Feststellung der sogenannten Federteilung, das ist die Längenänderung für jedes Kilogramm Druck- oder Zugkraft, erfolgt am besten durch Dampfdruck an Hand eines zuverlässigen Quecksilbermanometers. Jede Feder ist auch für Luftleere unter dem Kolben einzurichten und zu prüfen. Die Wahl der Federnummer bei Indikatorversuchen hängt von der Höhe des Dampfdruckes und der Umdrehungszahl ab, und machen die angeführten Firmen hierüber genaue Angaben.

Auf die Schreibstiftführung der Indikatoren legen die Fabriken besondere Sorgfalt. Dieselbe muss eine genau geradlinige und den Verlängerungen der Federn stets proportionale Bewegung des Schreibstiftes bewirken und aus dem schon angeführten Grunde möglichst wenig Masse besitzen, namentlich in dem Hebelende, welches den Schreibstift führt.

Rosenkranz verwendet einen in Fig. 65 des Textes angedeuteten Evanschen Lenker für die Geradföhrung des Stiftes, bei welchem die Länge des Gegenlenkers G gleich der halben Länge des Schreibstifthebels H ist. Die Geradföhrung ist unter Berücksichtigung einer fünfpunktigen Geraden — 12345 — eine sehr vollkommene, und das Verhältnis zwischen Kolben- und Schreibstiftweg, das hier ungefähr 1:4 beträgt, ist stets dasselbe, da die Punkte DBA so angeordnet sind, dass sie bei jeder Verschiebung auf einer Geraden liegen.

Die ganze Hebelanordnung findet ihren Drehpunkt an einer leicht und sicher drehbaren Platte mit Arm. Zum Andrücken des Stiftes dient der einer Schraube angehörige Knopf K (siehe auch Fig. 62 des Textes). Durch diese Schraube kann man den richtigen Anschlag immer bequem erzielen und ist eine vorherige genaue Einstellung des Stiftes nicht erforderlich.

Fig. 65.



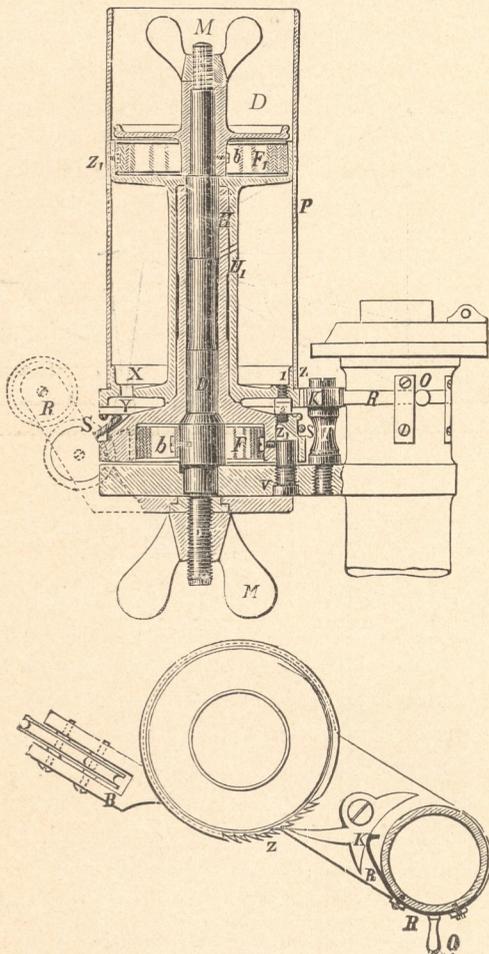
Beim Crosby-Indikator ist zur Verminderung der Länge und des Gewichtes des Gegenlenkers 15 (Fig. 63 des Textes) dessen Angriffspunkt weiter von dem Schreibstifte weg-, und zwar in das Glied 14 gerückt, so dass der Gegenlenker statt der grösseren Bewegung im Schreibhebel nur die geringere der Kolbenstange mitzumachen hat. Der Schreibstift wird ebenfalls in fünf Punkten gerade geföhrt, und die Punkte 17, 12 und 23 liegen, um die genaue Proportionalität zwischen Kolben- und Schreibstiftweg, die sich hier wie 1:6 verhalten, zu sichern, auch in jeder Lage des Schreibhebels in einer Geraden. Der Gegenlenker ist im Punkte 21 in einem Arme X verlagert, der mit dem Teile 3 aus einem Stück besteht und vermittelt des Knopfes 22 gedreht werden kann. Bei dieser Drehung bewegt sich das ganze Schreibzeug um die Achse des Indikators und wird der Schreibstift leicht an die Trommel gedrückt oder von dieser abgezogen. Da der Knopf wieder stellbar ist, so kann das Mass des Andrückens leicht bemessen werden. Die Kolbenstange besteht schliesslich aus zwei ineinander geschraubten Teilen 10 und 12, um die Kolbenstangenlänge ändern und die atmosphärische Linie tiefer oder höher legen zu können.

Die Papiertrommel wird mit und ohne Anhaltvorrichtung ausgeföhrt. Das Material der Trommel ist, um die schwingenden Massen möglichst leicht zu halten, jetzt meistens Aluminium.

Fig. 66 des Textes zeigt die Rosenkranzsche Papiertrommel mit Anhaltvorrichtung. Auf dem Dorn D dreht sich die Hülse H, welche mit dem Schnurkranz S ein Stück bildet und behufs Rückdrehung mit Federgehäuse und Schneckenfeder F versehen ist. Um die Hülse H ist weiter eine zweite Hülse H<sub>1</sub>, welche die Papiertrommel P aufnimmt, drehbar. Die Hülse liegt gegen den Anschlag 2 mit Anschlagsschraube 1 an und schwingt so mit dem Schnurkranz S als ein Ganzes für gewöhnlich mit. Die Hülse der Papiertrommel und diese selbst steht dagegen still, wenn der unten befindliche Sperrkegel K durch den federnden Riegel R in den Zahnkranz Z gedrückt wird, während die Hülse H und der Schnurkranz S

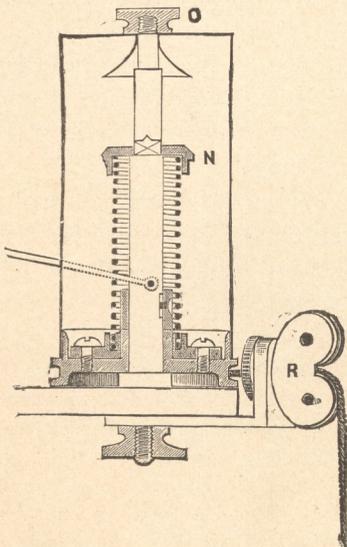
ruhig weiter schwingt. Man kann nun ohne Mühe ein neues Papier aufstecken und dann durch Auslösen der Sperrklinke die Papiertrommel wieder in Gang setzen.

Fig. 66.



Die in Fig. 67 des Textes angedeutete Crosbysche Papiertrommel unterscheidet sich von der vorigen hauptsächlich dadurch, dass sie keine Schnecken-, sondern eine Drehschraubenfeder besitzt. Das Verhältnis zwischen dem Wege der Papiertrommel und dem gleichzeitig zurückgelegten Wege des Kolbens der Dampfmaschine wird nämlich nur dann immer das gleiche

Fig. 67.



sein, wenn die Schnurspannung stets dieselbe Grösse hat. Eine solche konstante Schnurspannung wird aber nach Crosby nur dann erreicht, wenn der Widerstand der Feder beim An-

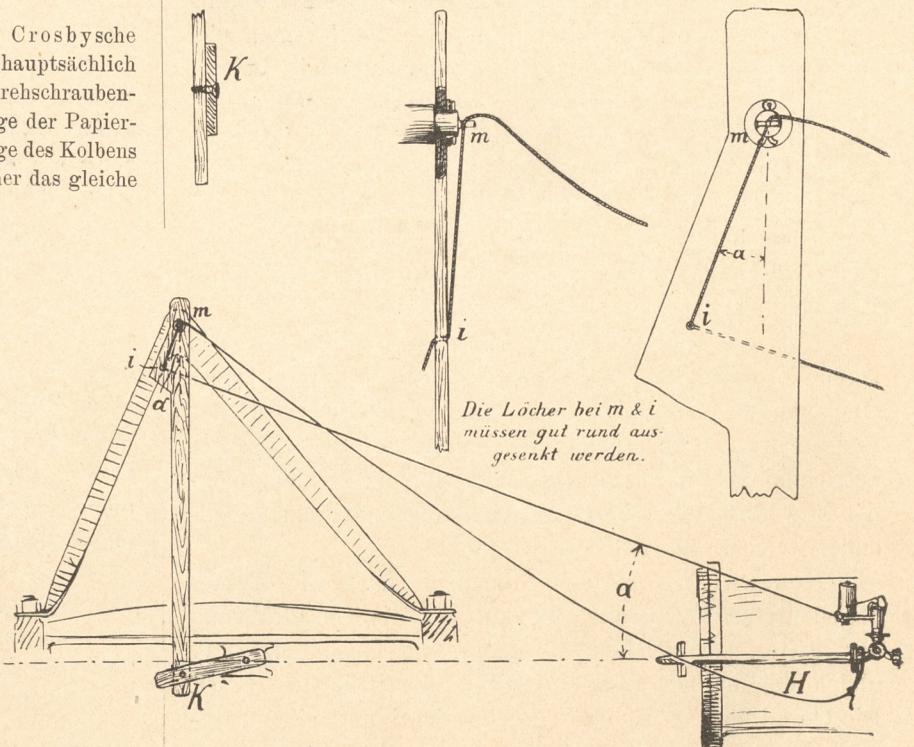
spannen allmählich, entsprechend dem gegen Ende des Hubes auch zunehmenden Moment der schwingenden Trommel, wächst und also dieses Moment aufzuheben sucht. Ist das nicht der Fall, so tritt beim Hubwechsel ein Überschieszen der Trommel, Schlaffwerden (Peitschen) der Schnur, Stoss bei deren Wiederanspannen und eine damit verbundene Verschiebung und Verzerrung des Diagrammes ein. Diese Übelstände vermeidet nun die Feder des Crosby-Indicators, indem sie ihren Radius und Widerstand umgekehrt zur Zahl der Windungen stetig beim Hin- und Rücklauf ändert und dadurch zusammen mit dem Trommelgewicht eine selbst bei hoher Tourenzahl genau gleiche Schnurspannung schafft.

An Stelle der Anhaltvorrichtung, die das Trommelgewicht immerhin vergrössert, was namentlich bei grosser Umdrehungszahl unerwünscht ist, empfiehlt Crosby die in Fig. 68 des Textes angedeutete Vorrichtung, welche in Verbindung mit einer Hebelanordnung zur Hubverminderung den Antrieb der Papiertrommel vom Kreuzkopf der Maschine aus darstellt.

Die Schnur geht von der Trommel zuerst durch ein Loch des Bolzens m und dann durch ein solches i im hölzernen Schwingungshebel zurück zum Indikator, wo sie an irgend einer beliebigen Stelle befestigt ist. Der Schwingungshebel dreht sich um m und ist durch ein Zwischenstück K mit dem Kreuzkopfszapfen verbunden. Man zieht nun die Schnur bei H so lange an, bis dass die Trommel die Hebelbewegung mitmacht, und hält die Schnur durch Stützen der Hand auf das unwickelte Rohr oder sonstwo während des Schreibens in dieser Stellung fest. Lässt man dann los, so befinden sich die Schnur und Trommel vollständig in Ruhe.

Fig. 69 des Textes zeigt den Rosenkranzschens Indikator in Verbindung mit einer Hubverminderungsrolle, Fig. 70 des Textes die Anbringung beider bei einer Dampfmaschine.

Fig. 68.

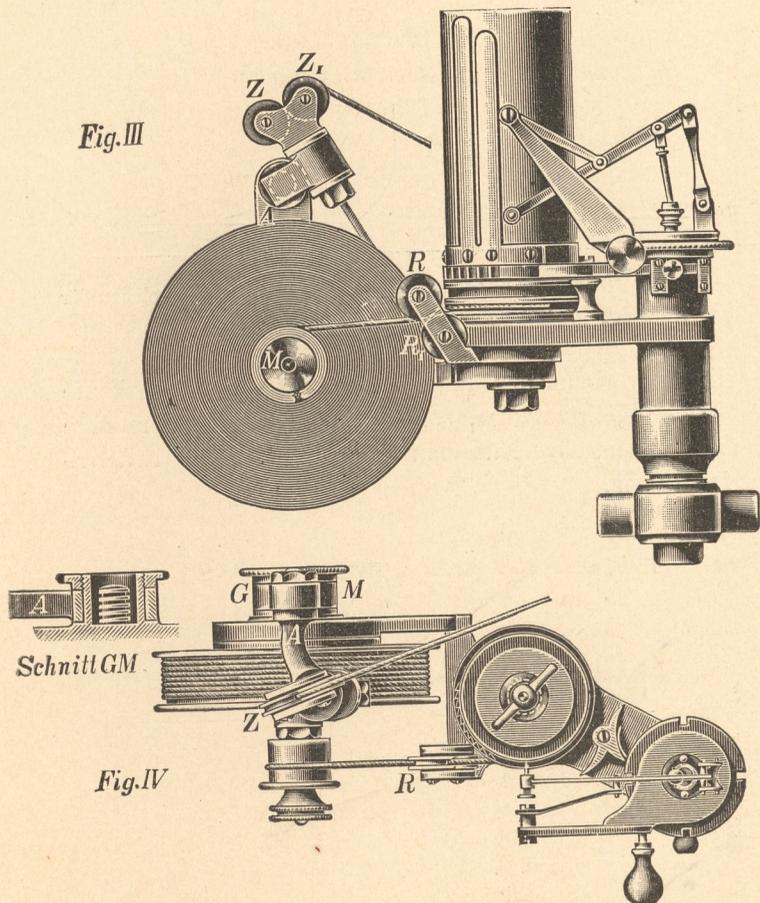


Die Hubverminderungsrolle besitzt innen eine starke Rollfeder, die das Rückdrehen bewirkt, und besteht aus einer grossen Rolle, um welche die am Mitnehmer M (Fig. 70) des Kreuzkopfes befestigte Schnur gewickelt ist, und einer kleineren



Rolle M (Fig. 69), in der die Schnur der Papiertrommel eingehakt ist. Die ganze Hubverminderungsvorrichtung wird unter der Papiertrommel am Gestell des Indikators befestigt. Der Radius der Rolle M, von der immer mehrere dem Indikator beigegeben sind, muss natürlich dem Hube der Maschine entsprechend gewählt werden. Um die Schnur der Verminderungsrolle nach jeder Seite hin ableiten zu können, ist der Arm A mit den beiden Rollen Z und Z<sub>1</sub> um die Mitte drehbar gemacht.

Fig. 69.

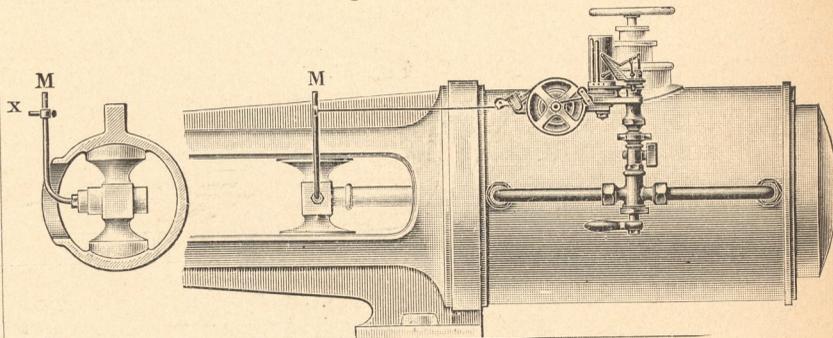


Zwecke vor der Anbringung des Indikators bei offenem Dreiwegehahn durch den Dampf der Maschine gehörig auszublansen.

Dienen Hebel zur Hubverminderung, so darf kein toter Gang in den Gelenkpunkten vorhanden sein.

In den Totlagen der Maschine darf die Papiertrommel nicht anschlagen oder die Schnur nicht schlaff gemacht.

Fig. 70.

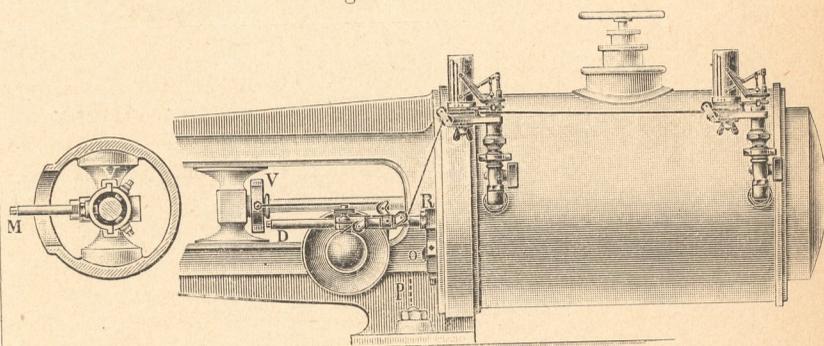


werden. Die letztere darf sich nicht dehnen und muss gut ausgelängt sein.

Vor der Abnahme des Diagrammes ist der Dreiwegehahn langsam zu öffnen, der Indikatorcyylinder vorzuwärmen und etwaiges Kondenswasser nach aussen durch den Hahn abzulassen.

Der Schreibstift darf nur äusserst sanft angedrückt werden, damit die Diagrammlinien möglichst fein ausfallen.

Fig. 71.



Die **Anbringung** des Indikators muss von Fall zu Fall wohl überlegt werden, die **Handhabung** desselben setzt eine gewisse Übung und Geschicklichkeit, namentlich bei schnell laufenden Maschinen, voraus, wenn das Diagramm den Vorgängen im Cylinder wirklich entsprechend ausfallen soll. Auf die folgenden Punkte ist besonders zu achten.

Der Indikator ist möglichst nahe, d. h. unter möglichster Vermeidung aller Zwischenstücke am Cylinder anzubringen, da die letzteren zur Kondensation, unter Umständen auch durch scharfe Krümmung zur Drosselung des Dampfes beitragen.

Die Anbringung des Indikators nach Fig. 68 und 70 des Textes, die ja eine bequeme gleichzeitige Abnahme des Diagrammes für beide Kolbenseiten ermöglicht, ist also in der erwähnten Hinsicht nicht zu empfehlen. Besser ist, wenn gleichzeitig von beiden Kolbenseiten Diagramme gewünscht werden, die Verwendung zweier Indikatoren nach Fig. 71, welche auch die für den einzelnen Indikator beste Anbringung veranschaulicht. Der Hubverminderer ist hier nicht am Indikator, sondern an einem besonderen Gestell befestigt.

Die Verbindungswege zwischen Indikator und Dampfcylinder müssen vollständig rein sein und sind zu diesem

Auf die **Abweichungen**, welche das Indikator-Diagramm einer Maschine von der regelrechten Form desselben zeigt, wurde schon in § 10 in soweit aufmerksam gemacht, als diese Abweichungen in dem durch die Verhältnisse bedingten Verlauf und in dem Schluss der einzelnen Perioden begründet sind. Im Nachstehenden sollen weitere Unregelmässigkeiten, wie sie bei mangelhafter Dampfverteilung, Undichtheiten u. s. w. im Diagramm auftreten, sowie andere Diagramme, welche mit Hilfe des gewöhnlichen Indikators aufgenommen werden können, besprochen werden.

Die Fig. 72 bis 79 des Textes deuten die Form des Indikator-Diagrammes bei fehler- oder mangelhafter Dampfverteilung durch die Steuerung an.

Fig. 72. Das Einlassorgan öffnet zu spät, der Dampf-voreintritt fehlt oder ist zu gering, die Steuerung hat für den Einlass kein oder zu wenig Voreilen (siehe V. Abschnitt).

Fig. 73. Das Einlassorgan öffnet zu früh, der Dampf-  
voraustritt ist zu lang, die Steuerung hat für den Einlass zu  
viel Voreilen.

Fig. 74. Das Auslassorgan öffnet zu spät, der Dampf-  
voraustritt fehlt oder ist zu klein, die Steuerung hat für den  
Auslass kein oder zu wenig Voreilen.

Fig. 75. Das Auslassorgan öffnet zu früh, der Dampf-  
voraustritt fängt zu früh an, das Voreilen für den Auslass  
ist zu gross.

Fig. 76. Die Füllung der Maschine ist zu klein, die  
letztere selbst also für den vorhandenen Belastungszustand  
zu gross.

den Indikatortheile zeigen sich namentlich bei grosser  
Geschwindigkeit der Maschine durch wellenartigen Ver-  
lauf der Diagrammlinien nach Fig. 83 des Textes.

Als Leerlaufs-Diagramm bezeichnet man das  
der unbelasteten Maschine entnommene Indikator-Dia-  
gramm (siehe Fig. 84 des Textes). Die Fläche desselben  
ist der Leergangsarbeit der Maschine proportional.

Setzt man den Indikator mit der Luftpumpe in Ver-  
bindung, so erhält man ein sogenanntes Luftpumpen-  
Diagramm.

Fig. 72.

Fig. 73.

Fig. 74.

Fig. 75.

Fig. 76.

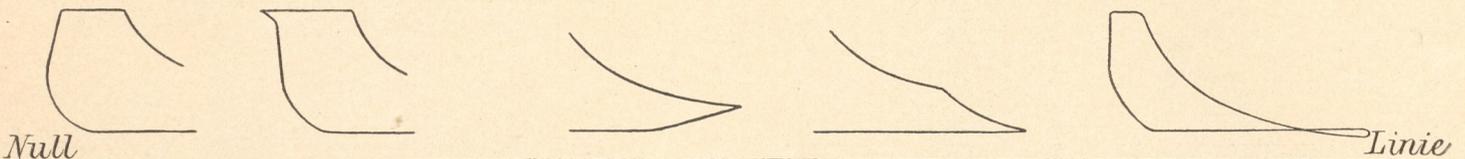


Fig. 77. Gegen Ende der Expansion tritt nochmals  
frischer Dampf ein, der Expansionschieber öffnet den Dampf-  
einlasskanal schon wieder, ehe der Grundschieber denselben  
geschlossen hat (siehe V. Abschnitt).

Fig. 78. Die Kompression ist zu hoch, das Auslassorgan  
schliesst sich zu früh.

Fig. 79. Die Kompression ist zu gering, das Auslass-  
organ schliesst sich zu spät.

Die Fig. 85 des Textes giebt die Form eines solchen für  
eine doppelwirkende nasse Luftpumpe.

Lässt man die Papiertrommel des mit dem Dampf-  
cylinder verbundenen Indikators nicht vom Kreuzkopfe  
oder der Kolbenstange, sondern von der Schieberstange  
aus bewegen, so erhält man ein Schieber-Indikator-  
Diagramm.

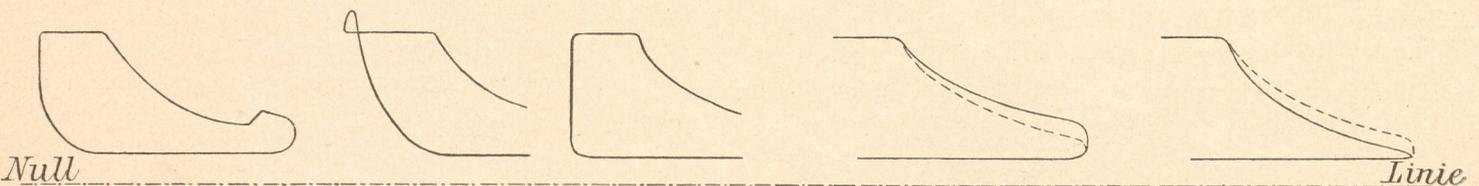
Fig. 77.

Fig. 78.

Fig. 79.

Fig. 80.

Fig. 81.



Undichtheiten des Einlassorganes oder des Kolbens  
zeigen sich im Diagramme nach Art der Fig. 80 bzw. 81  
durch eine zu hohe oder zu tiefe Lage der Expansionslinie.

Wie aber schon im § 10 angeführt, kann die zu hohe  
oder zu tiefe Lage der Expansionslinie auch ihren Grund im  
Nachdampfen, in zu nassem Dampfe oder im Niederschlagen  
des Dampfes haben.

Fig. 86 zeigt die Form eines solchen Diagrammes für  
eine Maschine mit einfachem Muschelschieber. Der letztere  
bewegt sich um die Excentricität  $r$  nach links und rechts aus  
seiner Mittellage. Bei  $g$  beginnt der Dampfvereintritt (Aus-  
weichung des Schiebers um die äussere Überdeckung  $e$  nach  
der einen Seite), bei  $d$  der Dampfvereintritt (Ausweichung des  
Schiebers um die innere Überdeckung  $i$  nach der anderen  
Seite),  $ga$  entspricht dem Dampfvereintritt,  $abc$  dem Dampf-

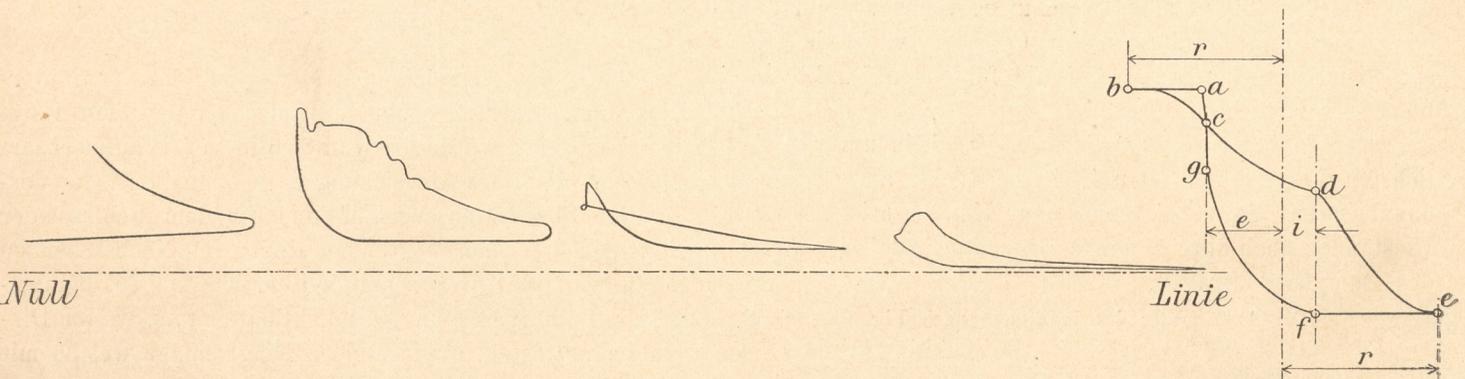
Fig. 82.

Fig. 83.

Fig. 84.

Fig. 85.

Fig. 86.



Ein allmähliches Abfallen der Gegendruck- oder  
Dampfaustrittsline nach Fig. 82 des Textes deutet auf  
zu enge Querschnitte der Austrittskanäle oder der  
Auslassleitung hin.

Schwankungen der Indikatorfedern in Ver-  
bindung mit einer zu grossen Masse der schwingen-

eintritt,  $cd$  der Expansion,  $de$  dem Dampfvereintritt,  $ef$  dem  
Dampfaustritt,  $fg$  der Kompression.

Befestigt man bei einer Schiebermaschine den Schreib-  
stift bzw. die Kolbenstange des Indikators mit dem  
Schreibgestänge an der Schieberstange der Maschine,  
lässt aber die Papiertrommel wie gewöhnlich von dem

Kreuzkopf der Maschine aus bewegen, so erhält man ein Diagramm, das als Abscissen die reduzierten Kolben-, als Ordinaten die Schieberwege hat und als Schieberellipse (Fig. 87) bezeichnet wird. Bringt man bei einer Ventilmaschine den Schreibstift oder das Schreibzeug in entsprechender Weise an der Spindel eines der vier Ventile an, so bekommt man ein nach Fig. 88 des Textes ungefähr gestaltetes Ventilerhebungs-Diagramm, dessen Abscissen wieder den Kolbenwegen proportional sind, dessen Ordinaten aber den zugehörigen Ventilhub darstellen.

Fig. 87.

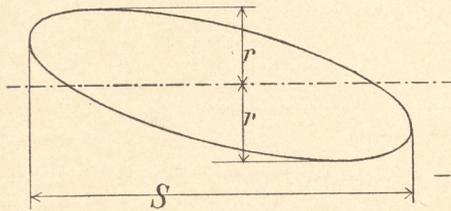
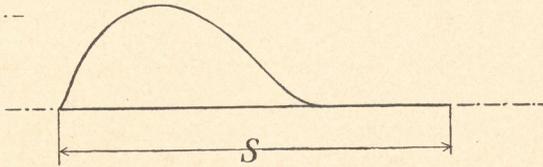


Fig. 88.



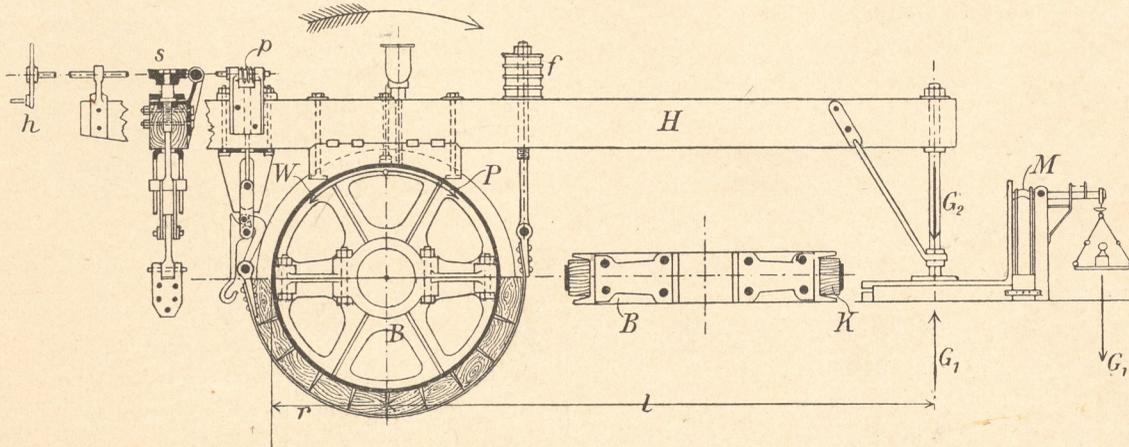
Das **Bremsdynamometer** dient zur Messung der effektiven oder Nutzleistung einer Maschine, d. h. derjenigen Leistung, welche von der Kurbelwelle der Maschine abgegeben wird.

Das älteste Bremsdynamometer ist der Pronysche Zaum. Die Einrichtung desselben ist aus Fig. 89 des Textes ersichtlich, in welcher er so wiedergegeben ist, wie er auf der Düsseldorfer Gewerbe-Ausstellung<sup>1)</sup> zur Verwendung kam.

Bremsklötzen liegen, Wasser durch Gummischläuche zugeführt werden.

Sind nun für irgend einen Zustand, bei welchem die Maschine  $n$  Umdrehungen in der Minute macht, die Bremsbacken so stark angezogen, dass ein Gewicht  $G_1$  auf der Wage den Zaum innerhalb der zulässigen kleinen Schwankungen des Hebels in Ruhe hält, und ist  $G_2$  der vom Eisengewicht des Bremshebels auf die Wage ausgeübte Druck, so muss das Moment des am Scheiben-

Fig. 89.



Auf der Welle der Dampfmaschine sitzt fest die zweiteilige Bremsscheibe B. Gegen dieselbe legen sich ein oberer und mehrere untere Bremsklötze K aus Eichenholz, von denen die unteren an einem biegsamen Bremsband sitzen. Die Enden desselben sind in dem hölzernen Bremshebel H befestigt, und zwar das eine unter Zuhilfenahme von elastischen Gummipuffern f, das andere durch Mutter allein und stellbar vermittels des kleinen Schneckenrades s, der Mikrometerschraube p und des Handrades h. Durch Drehung dieses letzteren kann ein stärkeres oder geringeres Anpressen der Bremsklötze und somit eine Regulierung des Reibungswiderstandes bewirkt werden, welche Regulierung nötig wird, sobald infolge einer

umfangen erzeugten Reibungswiderstandes  $W$  gleich demjenigen von  $G_1 - G_2$  in Bezug auf die Wellenmitte, also  $(G_1 - G_2)l = W \cdot r$

sein.  $W$  ist aber in dem erwähnten Zustande ebenso gross wie die ihm entgegengerichtete treibende Umfangskraft  $P$ , die bei  $n$  Umdrehungen am Hebelarme  $r$  in  $m$

$$N_n = \frac{P \cdot 2\pi r \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ Pferdestärken}$$

leistet. Führt man hierin den aus der vorigen Gleichung sich ergebenden Wert

$$W = (G_1 - G_2) \frac{l}{r}$$

für  $P$  ein, so folgt

1) Die Untersuchungen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln auf der Düsseldorfer Gewerbeausstellung im Jahre 1880, Verlag von J. A. Meyer in Aachen.

$$N_n = \frac{(G_1 - G_2) 2\pi l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

oder

$$N_n = \frac{(G_1 - G_2) w}{75}, \dots \dots \dots 48$$

wenn

$$w = \frac{\pi l \cdot n}{30} \dots \dots \dots 49$$

die Umfangsgeschwindigkeit der Welle im Abstände 1 in m für die Sekunde ist.

Da durch den Bremszaum die entwickelte Leistung der Maschine in Reibung bzw. Wärme umgesetzt wird, so ist, damit die Temperatur des Rades und der Klötze nicht zu hoch steigt, natürlich für Ableitung dieser Wärme Sorge zu tragen. Zu diesem Zwecke ist der Bremsscheibe die genügende Umfangsfläche zu geben und wird in

Prof. Brauer ermittelt aus Bremsversuchen mit von innen gekühlten Bremsscheiben

$$r \cdot b = \frac{N_n}{270} \text{ und } \frac{N_n}{238},$$

empfiehlt dagegen bei fehlender Wasserkühlung

$$r \cdot b = \frac{N_n}{35}.$$

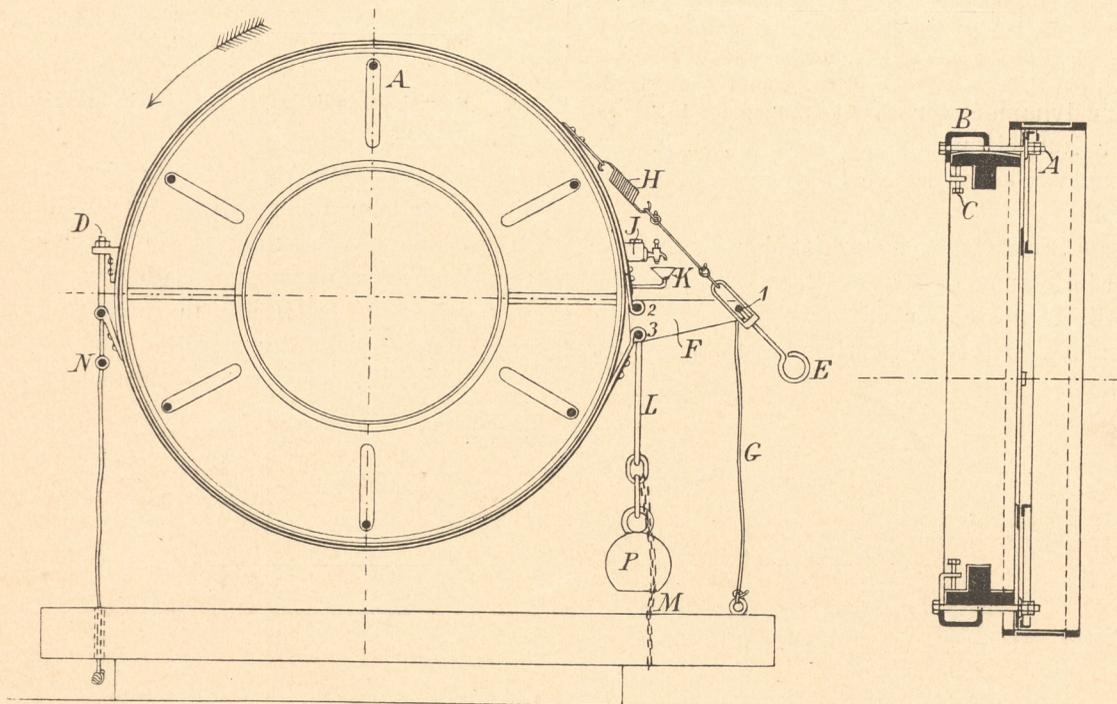
Die Dicke des Bremsbandes kann 2 bis 5 mm, der Querschnitt desselben in qmm 0,4 P genommen werden, wenn wie oben

$$P = \frac{716,2 N_n}{r \cdot n}$$

die grösste Umfangskraft an der Bremsscheibe ist.

Der Übelstand des Pronyschen Zaumes ist die bei Dampfmaschinen stets erforderliche Regulierung des Reibungswiderstandes. Dieselbe verlangt eine ziemliche Geschicklichkeit, wenn der Bremshebel nicht fortwährend

Fig. 90.1)



vielen Fällen besondere Wasserkühlung angewendet. Auch das gewöhnlich zur Schmierung zwischen die Bremsfläche gebrachte Wasser (oft mit unnötigem Seifenzusatz), Öl oder Fett, das die Abnutzung der Bremsklötze vermindert und die Abnutzungsprodukte auswäscht, erleichtert nach Professor Brauer die Wärmeableitung. Flüssige Öle sind nach diesem dem Wasser bei stark angestregten Reibflächen vorzuziehen, weil sie eine höhere Flächentemperatur vertragen und nicht bei 100° verdampfen. Wasserkühlung und Wasserschmierung lassen sich auch, wie oben angegeben, durch Schmiernuten in den Bremsbacken vereinigen; dabei muss natürlich für Abfluss des Wassers, das in der Drehrichtung der Scheibe durchfliessen soll, gesorgt werden.

Für die Breite b und den Radius r in m der Bremsflächen empfiehlt Radinger bei Wasserkühlung

$$r \cdot b = \frac{N_n}{150}.$$

an seine Arretierungen, die man der Sicherheit wegen stets anbringt und in Fig. 89 des Textes durch diejenigen der Decimalwage ersetzt sind, schlagen soll. Die Schwankungen des Bremshebels haben nach Prof. Brauer<sup>2)</sup> ihren Grund in der nicht vollständig gleichförmigen Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle, in der nicht genauen Rundung der Bremsscheibe und in der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten. Bei zunehmender Geschwindigkeit der Bremsscheibe wird diese, bei abnehmender das Gewicht den Bremszaum mitnehmen. Ist weiter die Bremsscheibe nicht genau rund, so treten Drehungen und Verbiegungen des Bremsbandes ein, welche wieder eine Veränderung der Spannung des Bremsbandes und damit verbundene Änderungen des Reibungswiderstandes zur Folge haben. Die Schwankungen des Bremshebels machen die Versuche erst dann

1) Civilingenieur, Jahrgang 1884.

2) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1881.

unsicher und unzuverlässig, wenn der Hebel gegen die Arretierungen schlägt, während sie innerhalb dieser ohne Nachteil sind.

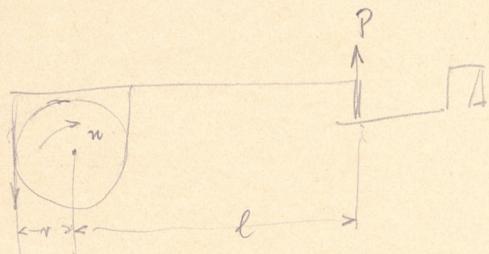
Frei von dem erwähnten Übelstande ist das von Prof. Brauer konstruierte und demselben patentierte Bremsdynamometer, das in Fig. 90 auf Seite 88 so wiedergegeben ist, wie es bei der im Jahre 1883 in Berlin stattgehabten öffentlichen Lokomobilenprüfung verwendet wurde.

Als Bremsscheibe diente nach Fig. 90 nicht das Riem-scheibenschwungrad, sondern eine besondere schmiedeeiserne Scheibe, weil in gegossenen Scheiben durch die Erwärmung während des Bremsens unberechenbare Gussspannungen zur Wirkung kommen und zu einem Bruche der Arme führen können. Die schmiedeeiserne Bremsscheibe ist durch 6 Schrauben A und Klammern B an der Seite des Schwungrades befestigt. Die richtige Lage der Klammern kann durch die Schraubchen C an dem ungleich starken Schwungringe eingestellt werden.

Das schmiedeeiserne Bremsband von 2 mm Dicke und 200 mm Breite liegt in einer tiefer eingedrehten Nut der Bremsscheibe. Es besitzt eine Schraube D zum anfänglichen Anziehen und schliesst in den Punkten 2 und 3 an einen dreieckigen Hebel F an, dessen dritter Punkt 1 durch die Schraube E behufs Einstellung und Regulierung des Reibungs-

widerstandes während des normalen Betriebes bewegt werden kann. Zieht man nämlich die Schraube E an, so dreht sich F um 2 entgegen der Zeigerbewegung einer Uhr und der Punkt 3 zieht das untere Bandende stärker an, löst man dagegen die Schraube E, so tritt eine Verminderung der Bremsbandspannung ein. P ist das eigentliche Belastungsgewicht der Bremse, während M als Sicherheitskette dient. J schliesslich ist der Schmierbehälter.

Die Brauersche Bremse bietet nun den Vorteil, dass sie bei kleineren Schwankungen im Belastungszustande der Maschine oder im Reibungskoeffizienten den Reibungswiderstand selbstthätig reguliert. Dies geschieht in der folgenden Weise. Der Punkt 1 des Hebels F ist an einer Schnur G befestigt, welche, da ihr unteres Ende festliegt, diesen Punkt 1 nicht höher lässt, als bis sie selbst straff ist. Wird nun infolge irgend eines Umstandes der Reibungswiderstand im Bremsbande zu gross, so sucht die Bremsscheibe das letztere mitzunehmen und das Belastungsgewicht P zu heben. Das geht so lange, bis die Schnur G straff ist. Dann tritt eine kleine Drehung des Hebels F im Sinne der Zeigerbewegung einer Uhr um den Punkt 1 ein, welche Drehung aber eine Verminderung der Bremsbandspannung zur Folge hat. Um die Drehung des Hebels F zu ermöglichen, ist in die Verbindung des Hebelendes 1 mit dem Bremsbande die Feder H eingeschaltet, welche sich etwas mehr ausdehnt, sobald die Schnur G straff wird.



$$Pl = W \cdot r \quad N = \frac{Pl}{r}$$

$$W = \frac{75 N}{v} = \frac{75 N \cdot n \cdot r}{60} = \frac{Pl}{r}$$