

## Drittes Capitel.

## Die Dampfmaschinen.

Dampfmaschinen überhaupt. Die in der Technik zur praktischen §. 276. Anwendung kommenden Dampfmaschinen sind Cylindermaschinen, d. h. solche, in denen eine mechanische Arbeitsleistung durch einen Kolben, den Dampfkolben, erzielt wird, welcher unter dem Einflusse des Dampfes in einem Cylinder, dem Dampfzylinder, eine hin- und zurückgehende geradlinige Bewegung annimmt. Man hat zwar auch versucht, direct rotirende Dampfmaschinen auszuführen, in denen der Druck des Dampfes gegen eine in einem Gehäuse rotirende Schaufel die Umdrehung einer Axe hervorruft, oder in welchen ausströmender Dampf durch seine Reactionswirkung ein Rad in ähnlicher Art in Umdrehung versetzt, wie dies bei dem Segner'schen Wasserrade (§. 110) durch das Wasser geschieht, doch haben alle diese Maschinen in der Wirklichkeit so gut wie gar keine Anwendung gefunden. Die letztgedachten Reactionsräder, sowie alle sogenannten Dampfturbinen sind als gänzlich verfehlt, aus einer mißverständlichen Auffassung der Wasserwirkung in den Turbinen hervorgegangene Räder zu betrachten, welche wegen der geringen Masse des ausströmenden Dampfes immer nur einen winzigen Wirkungsgrad geben können. Ebenso ist bei fast allen direct rotirenden Dampfmaschinen der erstgedachten Gattung mit einer rotirenden Schaufel die Leistung schon deshalb unbedeutend, weil dabei die sogenannte Expansionswirkung des Dampfes nicht zur Geltung kommt und außerdem leiden diese Maschinen ohne Ausnahme an dem Uebelstande, daß der dampfdichte Schluß auf die Dauer nicht erhalten werden kann. Es soll daher im Folgenden von Maschinen dieser Art gar nicht, sondern nur von den Cylindermaschinen die Rede sein.

Wie bei den Wassersäulenmaschinen ist der Kolben auch bei den Dampfmaschinen stets mit einer Kolbenstange verbunden, welche die Kolbenbewegung nach außen auf die zu betreibenden Maschinenteile fortpflanzt. Nur in einzelnen, vergleichsweise seltenen Fällen stimmt die Bewegung der in Betrieb zu setzenden Maschinenorgane genau mit der hin- und rückgehenden Bewegung des Dampfkolbens überein, und in solchen Fällen werden die Maschinen als alternirende, ohne Rotationsbewegung ausgeführt. Diese

Maschinen, wie sie z. B. als Dampfpumpen, Dampfhämmer, Dampfrahmen, Dampfzatter u. s. w. auftreten, können ebenso wohl einfachwirkend, wie auch doppeltwirkend sein, je nachdem der Dampf nur auf die eine oder abwechselnd auf beide Kolbenseiten wirkt. Die einfachwirkenden Saug- und Hubpumpen in Schächten z. B. werden auch durch einfachwirkende Dampfzylinder betrieben, ebenso wie die Dampfrahmen und viele Dampfhämmer nur einfachwirkend sind, sofern es sich bei diesen Maschinen nur darum handelt, das Gewicht des Hammers oder Hammars durch den Dampfdruck zu erheben. Für doppeltwirkende Pumpen dagegen (Zhl. III, 2), deren Kolben beim Hin- und Rückgange gleichen Widerstand finden, hat man auch die Dampfzylinder in gleicher Art doppeltwirkend zu machen. Hierbei kommt zuweilen der Fall vor, daß man die beiden dem Dampfdrucke ausgesetzten Kolbenflächen durch Anordnung einer sehr dicken Kolbenstange wesentlich verschieden macht, wenn die Widerstände des Pumpkolbens beim Hin- und Hergange verschieden groß sind, wie z. B. bei einfachwirkenden Saug- und Hubpumpen der Fall ist; auch gestattet dieses Mittel bei gewissen Dampfhämmern eine bestimmte Expansionswirkung, wenn man nämlich diese Hämmer derart mit Oberdampf wirken läßt, daß man den zuerst unter den Kolben geführten Dampf beim Fallen des Hammers in den größern Raum über dem Kolben treten läßt.

Die andere, bei weitem zahlreichere Gruppe umfaßt dagegen diejenigen sogenannten Rotationsdampfmaschinen, welche die Umdrehung einer Welle zum Zwecke haben, von der aus durch die bekannten Transmissions-theile (Zhl. III, 1) ein Betrieb der verschiedenen Arbeitsmaschinen geschehen kann. Diese Maschinen, welche allgemein zum Betriebe der verschiedensten Fabriken und technischen Anlagen verwendet werden, baut man immer als doppeltwirkende, weil hierbei nicht nur die Dimensionen, Nebenhindernisse und Kosten geringer ausfallen, sondern auch die Bewegung gleichmäßiger wird, als unter denselben Verhältnissen bei Anordnung einfachwirkender Maschinen der Fall wäre. Solche Dampfmaschinen, welche zum Betrieb der Transmissionen von Fabriken zc. dienen, nennt v. Reiche Transmissionsdampfmaschinen, im Gegensatz zu denjenigen, welche direct zur Bewegung einer bestimmten Arbeits- oder Werkzeugmaschine dienen, und welche dem entsprechend als Werkzeugdampfmaschinen bezeichnet werden. Zu den letzteren gehören zunächst alle die oben angeführten alternirenden Maschinen, doch giebt es außerdem auch noch gewisse Werkzeugdampfmaschinen mit einer rotirenden Bewegung, in welcher Beziehung die Dampfgebläse und Dampfzatter anzuführen sind.

Wenn der aus dem Dampfkessel in den Zylinder eingeführte Dampf, nachdem er den Kolben verschoben hat, beim Rückgange desselben in die Atmosphäre entlassen wird, so herrscht während dieses Rückganges in dem



Cylinder eine Spannung vor, welche gleich der atmosphärischen gesetzt werden kann, wenn man von den schädlichen Widerständen zunächst absieht, die der entweichende Dampf in dem sogenannten Ausblaserohre findet. Als die auf den Kolben treibend wirkende Kraft hat man in diesem Falle daher nur den Ueberdruck des Dampfes, welcher auf die Hinterfläche des Kolbens wirkt, über den atmosphärischen Druck in Rechnung zu stellen. Solche Maschinen mit frei ausblasendem Dampfe heißen Auspuffmaschinen im Gegensatz zu den Condensationsmaschinen, bei denen der zur Wirkung gekommene Dampf in einen geschlossenen Behälter, den Condensator, geleitet wird, um darin durch Wärmeentziehung zu tropfbarem Wasser niedergeschlagen zu werden. In diesem Falle herrscht in dem Condensator eine Spannung vor, welche nur sehr gering und zwar um so kleiner ist, je vollständiger die Abkühlung bewirkt wird, und welche gleich Null anzunehmen wäre, wenn es möglich sein würde, in dem Condensator eine absolute Luftleere hervorzubringen. In Folge dieses verminderten Gegen drucks gegen die Vorderfläche des Kolbens ist daher in diesem Falle nahezu der ganze Dampfdruck gegen die hintere Kolbenfläche als treibende Kraft in Rechnung zu stellen, d. h. man gewinnt, wie man sich wohl auszudrücken pflegt, durch die Condensation nahezu eine Atmosphäre. Es ist daraus ersichtlich, daß Condensationsmaschinen eine bessere Ausnutzung der Dampfkraft gestatten als Auspuffmaschinen unter gleichen Verhältnissen, und es steht dies auch im Einklange mit den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie, wonach die aus einer Wärmeeinheit im günstigsten Falle, d. h. bei einem umkehrbaren Prozesse erreichbare Nutzarbeit dem Betrage  $\frac{T_1 - T_0}{T_1}$

(§. 227) entspricht, wenn  $T_1$  und  $T_0$  die obere, beziehungsweise untere absolute Temperatur für den Proceß vorstellen. Die Temperatur  $T_0$  ist für Auspuffmaschinen entsprechend der atmosphärischen Spannung zu

$$T_0 = 273 + 100 = 373^\circ$$

und für Condensationsmaschinen zu

$$T_0 = 40 + 273 = 313^\circ$$

anzunehmen, wenn man eine Abkühlung des Condensators bis zu etwa  $40^\circ \text{C}$ . voraussetzt.

Es ist ersichtlich, daß man bei der Anwendung von Condensation mit einem sehr geringen Ueberdrucke des Dampfes arbeiten kann, wie denn auch die zuerst von Watt gebauten Dampfmaschinen mit Dampf von nur etwa  $\frac{1}{2}$  Atmosphäre Ueberdruck arbeiteten. Später wandte man stärker gespannte Dämpfe an und konnte, um die Maschinen zu vereinfachen, die Condensation entbehren. Hieraus erklärt sich die in früherer Zeit häufig gemachte Unterscheidung der Dampfmaschinen in Niederdruckmaschinen

und Hochdruckmaschinen, indem man unter ersteren Maschinen mit Condensation und unter letzteren solche ohne Condensation verstand. Diese Bezeichnungsweise ist aber, als der Sachlage nicht entsprechend, zu verwerfen, da es gar nicht ausgeschlossen ist und auch bei vielen und zwar bei den vollkommensten Maschinen geschieht, daß man hohe Dampfspannungen in Verbindung mit Condensation anwendet. Die Bezeichnung Auspuffmaschinen und Condensationsmaschinen soll daher im Folgenden immer beibehalten werden, und man kann die Bezeichnungen Niederdruck- und Hochdruckmaschinen je nach der mehr oder minder großen Dampfspannung wählen. Zuweilen unterscheidet man wohl auch

Niederdruckmaschinen für Spannungen bis zu $1\frac{1}{2}$ Atmosphären,				
Mitteldruckmaschinen	"	"	"	$3\frac{1}{2}$ "
Hochdruckmaschinen	"	"	über $3\frac{1}{2}$	" ;

besondern Werth hat eine solche Eintheilung aber nicht.

Bei den allerersten Dampfmaschinen zur Wasserhebung wurde von der Spannkraft des Dampfes zur directen Bewegung des Kolbens gar kein Gebrauch gemacht, sondern durch die Condensation des Dampfes unter dem Kolben ein luftleerer Raum erzeugt, um alsdann durch die Wirkung des atmosphärischen Druckes auf die obere Fläche des Kolbens dessen Bewegung und eine gewisse Nutzleistung zu erzielen. Solche sogenannte atmosphärische Dampfmaschinen sind heute nicht mehr in Gebrauch.

Bei allen kleineren Maschinen bis zu etwa zehn Pferdekraft pflegt man die Condensation nicht anzuwenden, da hierbei der erzielbare Vortheil an sich nur gering ist und die Nachtheile nicht aufwiegen kann, welche mit der complicirtern Einrichtung verbunden sind. Als solche Nachtheile sind neben den höheren Anlagelkosten vornehmlich die schwierigere Bedienung, welche einen gewandtern Wärter erfordert und die häufigeren Störungen zu betrachten, welchen so kleine Maschinen bei deren meist schneller Gangart viel eher ausgesetzt sind als größere. In allen Fällen, wo es auf möglichste Einfachheit der Einrichtung ankommt, z. B. bei den auf Baustellen und in der Landwirthschaft verwendeten transportablen Dampfmaschinen oder Locomobilen wird daher die Condensation des Dampfes nicht angewendet. Auch in allen denjenigen Fällen, wo die bedeutende, zur Condensirung des Dampfes nöthige Menge des Kühlwassers nicht zur Verfügung steht, muß man auf den Vortheil der Condensation verzichten, wie dies z. B. bei den Locomotiven der Fall ist. Bei den letzteren kommt außerdem noch der Umstand in Betracht, daß der auspuffende Dampf zur Beförderung des Luftzuges mittelst des Blasrohrs (s. Thl. III, 2) gebraucht wird und daß man, um dieser Bedingung zu genügen, sogar einen Widerstand des Blasrohrs noch in Kauf nimmt, welcher unter Umständen den Gegendruck ganz be-



deutend (bis auf 2 Atm.) erhöht. Ebenso führt man in solchen Fabriken die Maschinen ohne Condensation aus, in denen der ausblasende Dampf zu technischen Zwecken, z. B. zum Kochen, Destilliren oder Heizen eine vortheilhafte Verwendung finden kann.

Dagegen wird von der Condensation, vorausgesetzt, daß das nöthige Kühlwasser zur Verfügung steht, in allen den Fällen Gebrauch gemacht, in denen es auf eine möglichst vortheilhafte Wirkung ankommt, sei es wegen des hohen Brennmaterialpreises oder aus anderen Gründen. So wird man die Maschinen aller Seedampfer, welche lange Reisen zu machen haben, mit Condensation versehen und überhaupt möglichst vollkommen einrichten, weil mit jeder Verminderung der mitzuführenden Brennstoffmenge an nützlichem Laderaum gewonnen wird. Nur unter Verwendung möglichst vortheilhaft arbeitender Maschinen ist es aus diesem Grunde überhaupt möglich, mit Dampfschiffen weite transatlantische Reisen vortheilhaft machen zu können. In welcher Weise hierbei die besondere Construction des Condensators die Möglichkeit gewährt, die Kessel stets mit reinem, durch die Condensation aus dem Dampfe erhaltenen Wasser speisen und so die Verunreinigung durch Seesalz verhindern zu können, wird bei Betrachtung der Condensationsvorrichtungen selbst besprochen (s. auch Thl. III, 2).

**Expansionsmaschinen.** Wenn man in einem Cylinder von dem §. 277. Querschnitte  $F$  einen Kolben durch Dampf von der Spannung  $p$  um die Länge  $l$  verschiebt, so läßt sich die von dem Dampfe hierbei verrichtete Arbeit zu

$$L = Fpl$$

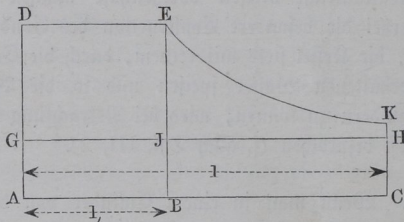
setzen, und wenn dabei der Gegendruck auf die Vorderfläche des Kolbens durch  $p_0$  ausgedrückt ist, so hat man, von allen Nebenhindernissen zunächst abgesehen, die erreichte Nutzleistung zu

$$L_n = Fpl - Fp_0l = Fl(p - p_0),$$

und es wird hierzu eine Dampfmenge vom Volumen  $Fl = V$  verbraucht. Läßt man diesen Dampf nach seiner Wirkung in die Atmosphäre oder beziehungsweise den Condensator entweichen, so tritt er mit der seinem Ueberdrucke entsprechenden Geschwindigkeit aus dem Cylinder heraus, vermöge deren er eine gewisse mechanische Arbeit in Form von lebendiger Kraft mit sich führt, welche für die Nutzleistung der Maschine verloren ist. Dieser Verlust ist um so größer, je größer der Ueberdruck ist, unter welchem der Dampf aus dem Cylinder in die Atmosphäre oder in den Condensator strömt. Diese Betrachtung hat sehr früh dahin geführt, die gedachte Arbeit noch ganz oder theilweise dadurch auszunutzen, daß man den Dampf vor seiner Entlassung aus dem Cylinder zwingt, sich arbeitsverrichtend auszu-

dehnen, wodurch seine Spannung ermäßigt und daher jener erwähnte Arbeitsverlust verringert wird. Es würde dieser Verlust offenbar gleich Null ausfallen, wenn die Spannung des Dampfes in Folge der Ausdehnung bis auf den Werth des Gegendrucks der Atmosphäre oder des Condensators ermäßigt würde. Man erreicht diese Wirkungsweise einfach dadurch, daß man die Zuführung von frischem Dampf aus dem Kessel nach dem Cylinder schon vor beendigtem Kolbenlaufe unterbricht und nennt die darauf folgende Wirkung des Dampfes seine Expansionswirkung und die betreffenden Maschinen Expansionsmaschinen. Es sei ein Cylinder vom Querschnitte  $F = 1$  vorausgesetzt und durch  $AC = l$ , Fig. 544, die Länge eines Kolbenlaufs dargestellt. Wird der Dampf von der Spannung  $p$  während der Bewegung des Kolbens von  $A$  bis  $B$  um die Länge  $AB = l_1$

Fig. 544.



zugeführt, so kann man den Dampfdruck auf den Kolben während dieser Bewegung constant von der Größe  $AD = p$  voraussetzen, und das Rechteck  $ADEB$  stellt die von dem Dampfe während dieser sogenannten Volldruckperiode ausgeübte Arbeit vor. Würde

man den Dampf nunmehr entlassen, so wäre die ganze nutzbar gemachte Arbeit desselben durch das Rechteck  $GDEJ$  dargestellt, wenn  $AG = BJ$  den Gegendruck  $p_0$  auf die Vorderfläche des Kolbens vorstellt. Wenn jedoch der Dampf während des darauf folgenden Kolbenweges von  $B$  bis  $C$  noch expandirend auf den Kolben einwirkt, so verrichtet er dabei noch eine durch die Fläche  $BEKC$  dargestellte Arbeit, sofern die Curve  $EK$  durch ihre Ordinaten das Gesetz der Spannungsabnahme während der Expansion darstellt. Von dieser Arbeit ist der durch  $JEKH$  dargestellte Theil als nutzbar gemachte Arbeit zu betrachten, welcher nach Abzug der Arbeit des Gegendrucks verbleibt, die durch das Rechteck  $BJHC$  dargestellt ist. Man ersieht hieraus, daß der durch die Expansion erzielbare Gewinn sich zu der Volldruckarbeit, welche ohne Expansion von dem Dampfvolumen  $l_1$  erreicht werden kann, wie die Fläche  $JEKH$  zu dem Rechtecke  $GDEJ$  verhält. Der hierdurch erreichbare Gewinn an mechanischer Arbeit

ist um so erheblicher, je größer das Expansionsverhältniß  $\frac{l}{l_1} = \frac{AC}{AB} = \epsilon$

ist. Dies gilt jedoch nur so lange, als der treibende Druck des Dampfes nicht unter den Betrag des Gegendrucks  $p_0 = AG = CH$  herabsinkt, wie man aus der Figur ohne Weiteres erkennt und auch durch die Rechnung



leicht zeigen kann. Eine Ermittlung der Expansionsarbeit ist natürlich nur möglich, wenn das Gesetz der Spannungsabnahme des Dampfes, wie es durch die Curve  $EK$  dargestellt wird, als bekannt vorausgesetzt wird. Nimmt man, um über den Vortheil der Expansion ein Urtheil zu gewinnen, etwa an, der Dampf folge bei seiner Ausdehnung dem Mariotte'schen Gesetze, so findet sich die Expansionsarbeit nach 44, §. 218 für den Kolbenquerschnitt gleich 1 qm zu:

$$L_e = V p \ln \frac{l}{l_1} = p l_1 \ln \frac{l}{l_1},$$

wogegen die vom Dampfe während der Volldruckperiode zwischen  $A$  und  $B$  geleistete Arbeit durch  $L_o = p l_1$  ausgedrückt ist. Die nutzbar gemachte Arbeit der betrachteten Dampfmenge bestimmt sich daher mit Rücksicht auf den Gegendruck  $p_0$  zu

$$L_n = l_1 (p - p_0)$$

ohne Expansion, und zu

$$L_n = p l_1 + p l_1 \ln \frac{l}{l_1} - p_0 l = l_1 p (1 + \ln \varepsilon) - l p_0$$

mit Expansion.

Das vortheilhafteste Expansionsverhältniß  $\varepsilon = \frac{l}{l_1}$ , d. h. dasjenige, bei welchem die nutzbare Arbeit des Dampfes den größtmöglichen Werth annimmt, ist unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes durch

$$\varepsilon = \frac{l}{l_1} = \frac{p}{p_0}$$

gegeben. Hiermit wird  $l_1 p = l p_0$ , so daß dann die nutzbar gemachte Arbeit zu

$$L_n = l_1 p \ln \frac{l}{l_1}$$

folgt.

Um über den Vortheil der Expansionswirkung ein Urtheil zu erhalten, sei beispielsweise eine Dampfspannung  $p = 5$  Atmosphären und eine Größe des Gegendruckes vorausgesetzt, welche mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse zu  $p_0 = 1,25$  Atmosphären für Auspuffmaschinen und zu  $p_0 = 0,3$  Atmosphären für Condensationsmaschinen angenommen werde. Man hat dann für eine bestimmte Dampfmenge vom Volumen  $V$  die nutzbare Arbeit für

Auspuffmaschinen:

Condensationsmaschinen:

Ohne Expansion . . . 3,75  $V$  Ohne Expansion . . . 4,7  $V$

Für  $\varepsilon = \frac{p}{p_0} = 4$  . . . 6,93  $V$  Für  $\varepsilon = \frac{p}{p_0} = 16,6$  . 14,07  $V$ .

Man ersieht hieraus, daß bei der Auspuffmaschine die vierfache Expansion eine Vergrößerung der Nutzleistung im Verhältniß  $6,93 : 3,75 = 1,85$  und bei der Condensationsmaschine die 16,67fache Expansion eine nahezu dreifache Vergrößerung der Nutzwirkung zu erreichen gestattet, und man erkennt hieraus die große Bedeutung einer möglichst weit gehenden Expansion des Dampfes für die ökonomische Wirkung der Maschinen. Wenn man auch in den wirklichen Ausführungen die Expansion selten so groß annehmen wird, wie die vorstehend zu Grunde gelegten Werthe angeben, weil mit hohen Expansionsgraden die Dimensionen und Anlagelkosten der Maschinen zunehmen, so kommt doch eine dreifache Expansion bei den Auspuffmaschinen sehr häufig vor, und zehn- bis zwölffache Expansion ist bei den Condensationsmaschinen durchaus nicht selten. Sogenannte Volldruckmaschinen, d. h. solche ohne Expansion, führt man kaum mehr aus, solche Anordnungen würden nur bei den kleinsten Maschinen, etwa für Dampfpumpen oder Winden sich rechtfertigen lassen. Auch bei den Locomotiven pflegt die Expansion in der Regel nur gering zu sein, weil hier die Rücksicht auf einfache Einrichtung der Maschine, sowie der Umstand maßgebend ist, daß zur lebhaften Zugerzeugung die abgehenden Dämpfe noch mit genügender Spannung durch das Blasrohr austreten müssen.

Die größte absolute Leistung erhält man von einer bestimmten Maschine natürlich, wenn dieselbe mit voller Füllung des Cylinders, also ganz ohne Expansion arbeitet, da der Dampfdruck bei stattfindender Expansion sich um so mehr verringert, je größer das Expansionsverhältniß, oder je kleiner der Füllungsgrad  $\frac{l_1}{l}$  des Cylinders ist. Man erhält daher andererseits für eine vorgeschriebene Leistungsfähigkeit um so größere Dimensionen der Maschine, je stärker die Expansion gewählt wird, während die Volldruckmaschine zwar die kleinsten Cylinderdurchmesser erfordert, aber mit der unvortheilhaftesten Ausnutzung der Kraft behaftet ist. Da diese Ausnutzung um so vortheilhafter ist, je größer innerhalb der angegebenen Grenzen das Expansionsverhältniß gewählt wird, so rechtfertigt sich hierdurch die in neuerer Zeit bei allen besseren Maschinen angewendete Art der Regulirung der Dampfmaschinen. Während man nämlich in früherer Zeit den veränderlichen Arbeitswiderständen einer Dampfmaschine entsprechend die derselben zufließende Dampfmenge durch Verstellung der sogenannten Drosselklappe, d. h. einer in der Dampfzuleitung angebrachten Absperrvorrichtung, regelte, ist man jetzt von dieser Art der Regulirung als einer unzweckmäßigen ganz zurückgekommen. Man pflegt vielmehr der Maschine eine solche Einrichtung zu geben, vermöge deren der Füllungsgrad sich leicht verändern läßt. Wenn daher bei geringem Arbeitswiderstande der Cylinder nur zu einem geringern Theile mit Dampf von ungeschwächter Spannung angefüllt



wird, so erreicht man hierbei wegen der höhern Expansion eine vortheilhafte Wirkung, während die Drosselklappe vermöge des von ihr dargebotenen Widerstandes nur durch ihre krafttödtende Wirkung eine Spannungsverminderung und damit eine viel unvortheilhaftere Regulirung erzielen läßt.

**Zweicylindermaschinen.** Da der auf den Kolben wirkende Dampfdruck während der Expansion stetig abnimmt, so wird aus dieser Veränderlichkeit der treibenden Kraft eine größere Ungleichförmigkeit der Bewegung der Kurbelwelle hervorgehen, als bei den Volldruckmaschinen der Fall ist. Zur möglichsten Ausgleichung dieser Ungleichförmigkeit werden daher Expansionsmaschinen im Allgemeinen auch größerer Schwungräder bedürfen, als Volldruckmaschinen von gleicher Stärke, und zwar fallen die erforderlichen Schwunghmassen um so beträchtlicher aus, je größer die Veränderlichkeit des Dampfdrucks, d. h. je größer der Expansionsgrad ist. Es müssen daher die Schwungräder besonders groß und schwer bei denjenigen Condensationsmaschinen ausfallen, welche der sparsamen Kohlenverwendung wegen mit geringen Füllungsgraden arbeiten. Um gerade für diese Fälle die Ungleichförmigkeit des Dampfdrucks zu verringern und dadurch die Möglichkeit zu erhalten, auch mit verhältnißmäßig kleinen Schwungrädern einen hinreichend gleichmäßigen Gang zu erlangen, hat man die Maschinen mit zwei Cylindern versehen, in denen derselbe Dampf nach einander zur Wirkung kommt. Der Vortheil einer derartigen Anordnung von zwei Cylindern, welche stets von verschiedener Größe sein müssen, wird am einfachsten durch ein Beispiel erläutert. Gesezt, es solle eine gewöhnliche ein cylindrige Condensationsmaschine mit zwölffacher Expansion arbeiten, so würde, wenn man für die hier anzustellende Betrachtung das Mariotte'sche Gesetz als gültig annimmt, die Spannung des Dampfes gegen Ende des Kolbenlaufs nur  $\frac{1}{12}$  von der beim Beginn der Kolbenbewegung betragen, also etwa  $\frac{1}{3}$  Atmosphäre, wenn der frische Kesseldampf mit 4 Atmosphären in den Cylinder tritt. Stellt man nun die Maschine mit zwei Cylindern, einem kleinern und einem größern her, dessen Fassungsraum etwa gleich dem vierfachen Inhalte des kleinern Cylinders ist, so erkennt man, daß die Ueberführung einer den kleinen Cylinder gänzlich erfüllenden Dampfmenge in den großen Cylinder eine vierfache Expansion im Gefolge hat. Man kann diese Ueberführung einfach dadurch bewirken, daß man beide Kolben zu gleicher Zeit und in gleicher Richtung ihre Wege in den parallel gestellten Cylindern durchlaufen läßt und dabei den vor dem kleinen Kolben entweichenden Dampf hinter den großen Kolben führt. Alsdann nimmt der beim Beginn des Kolbenlaufs den kleinen Cylinder erfüllende Dampf, dessen Spannung etwa  $p_1$  sein mag, am Ende des Kolbenlaufs den Raum des großen Cylinders ein, und seine Spannung ist wegen der vierfachen Raumvergrößerung auf

den Betrag  $\frac{1}{4} p_1$  herabgesunken. Wollte man hierbei den kleinen Cylinder vollständig mit frischem Kesseldampfe anfüllen, so würde die ganze Maschine daher mit vierfacher Expansion arbeiten. Stellt man sich dagegen vor, der kleine Cylinder werde nur zum dritten Theile mit Dampf von der Spannung  $p$  gefüllt, so expandirt der letztere bereits in dem kleinen Cylinder in diesem Verhältnisse, wodurch die Spannung von  $p$  auf den Betrag  $p_1 = \frac{1}{3} p$  herabsinkt. Im Ganzen hat daher eine viermal dreifache Expansion und eine Spannungsverminderung von  $p$  auf  $\frac{1}{4} p_1 = \frac{1}{12} p$  stattgefunden. Man erkennt aber auch, daß hiermit eine geringere Verschiedenheit der treibenden Kolbenkraft verbunden ist, als sie bei einer gleichen Expansion in nur einem Cylinder auftreten wird. In dem kleinen Cylinder stehen nämlich die Anfangs- und Endspannung im Verhältniß 3:1 und für den großen Cylinder ist dieses Verhältniß durch 4:1 dargestellt, so daß die Ungleichförmigkeit der aus beiden Kolbendruckten resultirenden Triebkraft zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{4}$  gelegen sein muß. Es ist daher für diese Maschine auch nur ein der geringern Ungleichförmigkeit des Kolbendruckes entsprechend kleineres Schwungrad erforderlich. Solche zweicylindrige Maschinen mit zwei verschieden großen Cylindern, welche von demselben Dampf nach einander erfüllt werden, heißen nach ihrem Erfinder Woolf'sche Maschinen. Man erkennt, daß diese Anordnung sich hauptsächlich nur für hohe Expansionsgrade, d. h. also für Condensationsmaschinen empfiehlt, da bei Auspuffmaschinen, welche dem vorigen Paragraphen zufolge immer nur mit mäßiger Expansion arbeiten, der Vortheil, welcher mit diesem System erreichbar ist, durch die vertheuerte Einrichtung zweier Cylinder nicht aufgewogen wird.

Der kleine Cylinder, in welchem die Spannung des Dampfes größer ist, führt den Namen Hochdruckcylinder, und den großen nennt man dem entsprechend den Niederdruckcylinder. Die ersten Woolf'schen Maschinen waren mit neben einander stehenden Cylindern und so eingerichtet, daß die beiden Kolben immer in gleichem Sinne sich bewegen, d. h. gleichzeitig auf- und niedergehen, so daß sie auch auf eine gemeinschaftliche Kurbel wirken. Später hat man diese Maschinen auch so ausgeführt, daß die beiden Kolben auf zwei besondere Kurbeln einwirken, welche um  $180^\circ$  von einander abweichen, so daß die beiden Kolben sich stets in entgegengesetzten Richtungen bewegen, mit welcher Anordnung gewisse constructive Vortheile verbunden sind. Auf die Wirkungsweise des Dampfes ist aber diese Anordnung ohne Einfluß.

Von den besprochenen Woolf'schen sind diejenigen zweicylindrigen Maschinen wesentlich unterschieden, in denen jeder Cylinder direct aus dem Kessel frischen Dampf erhält, welcher nach vollbrachter Wirkung auch aus jedem Cylinder in die Atmosphäre beziehungsweise den Condensator entweicht. Eine solche sogenannte Zwillingmaschine ist als die Vereinigung von zwei einzelnen ein cylindrigen Maschinen zu betrachten, deren Kurbeln auf einer



gemeinschaftlichen Welle angebracht sind. Diese Kurbeln setzt man dabei nicht in dieselbe oder entgegengesetzte Richtung, sondern läßt sie um einen bestimmten, in der Regel um einen rechten Winkel von einander abweichen. Vermöge dieser Einrichtung fallen die sogenannten Todtlagen der einen Kurbel (s. Thl. III, 1), in denen der Kolbendruck eine Umdrehung der Welle nicht herbeiführen kann, nicht mit den Todtlagen der andern Kurbel zusammen, und man kann daher eine solche Zwillingmaschine von jeder beliebigen Stellung nur durch den Dampfdruck aus dem Ruhezustande in Bewegung setzen, was bei ein cylindrigen Maschinen nicht der Fall ist. Eine ein cylindrige Maschine muß vielmehr, um in Bewegung zu gerathen, vor dem Anlassen in eine von den Todtlagen genügend abweichende Stellung gebracht werden. Man wählt daher das Zwillingssystem für solche Maschinen, welche aus jeder beliebigen Stellung unverweilt in Bewegung gesetzt werden müssen, wie die Locomotiven und Schiffsmaschinen, sowie überhaupt für alle Maschinen mit abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen erfolgender Umdrehung, also z. B. für die Fördermaschinen der Gruben. Um ununterbrochen in Bewegung zu bleiben, würden diese Maschinen zwar eines Schwungrades nicht unumgänglich bedürfen, man pflegt aber doch behufs möglichster Ausgleichung ein solches anzuordnen, wenn nicht schon die ohnehin vorhandenen rotirenden Massen, wie die Triebräder der Locomotiven oder die Schaufelräder der Dampfschiffe als Schwungradmassen zur Wirkung kommen. Da die Ungleichförmigkeit der Bewegung bei Zwillingmaschinen immer viel geringer ist als bei Maschinen mit nur einer Kurbel, so bedarf es bei ihnen auch nur eines verhältnißmäßig leichten Schwungrades, um einen bestimmten Gleichförmigkeitsgrad der Maschine zu erzielen. Aus diesem Grunde wird das Zwillingssystem häufig bei den Betriebsmaschinen von Spinnereien, sowie überhaupt bei solchen Maschinen in Anwendung gebracht, welche einen sehr gleichförmigen Gang haben müssen. Es mag übrigens bemerkt werden, daß man Zwillingmaschinen auch mit einer einzigen Kurbel ausführen kann, auf welche die Kolben von zwei Cylindern wirken, deren Axen unter  $90^\circ$  von einander abweichen, indem die Cylinder zu beiden Seiten der Verticalebene unter  $45^\circ$  gegen dieselbe geneigt sind. Dieses zuerst von Brunel für Raddampfer angewandte System ist hauptsächlich wegen der geringen Höhe gewählt worden, in welche dabei die Kurbelwelle zu liegen kommt.

Wenn man bei einer Zwillingmaschine die beiden Dampfcylinder von ungleicher Größe macht und wie bei den Woolf'schen Maschinen den kleinern als Hochdruckcylinder, den größern als Niederdruckcylinder arbeiten läßt, derart, daß derselbe Dampf nach einander in beiden Cylindern zur Wirkung kommt, so erreicht man in gewissem Grade die Vortheile der Woolf'schen Maschinen gleichzeitig mit denen des Zwillingssystems, d. h. die Ermöglichung

einer hohen Expansion neben großer Gleichförmigkeit. Diese Maschinen, welche zuerst für Dampfschiffe ausgeführt worden sind, für welche das Zwillingssystem nothwendig ist, das bei Anordnung von zwei gewöhnlichen Woolf'schen Maschinen vier Cylinder nöthig gemacht haben würde, sind unter dem Namen der Compoundmaschinen bekannt geworden und in neuerer Zeit auch für andere Zwecke vielfach in Anwendung gekommen. Bei diesen Maschinen ist wegen der rechtwinkelig zu einander gestellten Kurbeln immer der eine Kolben in der Nähe seiner mittlern Stellung, wenn der andere sich am Ende seines Laufes befindet; wie diesem Umstande gemäß die Verhältnisse, insbesondere die Cylinderdimensionen zu wählen sind, um eine möglichst vortheilhafte Ausnutzung der Kraft zu erreichen, wird weiter unten näher in Betracht gezogen werden.

Die Anordnung von drei oder noch mehr doppelwirkenden Cylindern für dieselbe Kurbelwelle, deren Kurbeln dann gleichmäßig gegen einander zu versetzen sind, ist zwar versucht worden, aber nicht zu nennenswerther Anwendung gekommen. Nur für Kriegsdampfer hat man der Raumverhältnisse wegen zuweilen die Anordnung von drei doppelwirkenden Cylindern gewählt. Dagegen hat man in neuerer Zeit für gewisse Fälle Maschinen mit drei einfach wirkenden Dampfcylindern ausgeführt, welche entweder parallel neben einander angebracht, an drei besonderen um  $120^{\circ}$  versetzten Kurbeln angreifen, oder welche selbst unter diesem Winkel gegen einander geneigt sind und auf dieselbe Kurbel wirken. Dieses System der Dreicylindermaschinen ist namentlich in Fällen in Anwendung, wo nur ein geringer Raum zur Aufstellung der Maschine vorhanden ist.

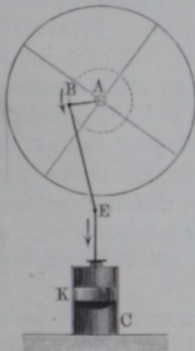
§. 279. **Anordnung der Dampfmaschinen.** In Betreff der allgemeinen Anordnung der Dampfmaschinen, insbesondere hinsichtlich der Art, wie die alternirende Bewegung der Kolbenstange auf die Kurbelwelle übertragen wird, kann man die Dampfmaschinen in solche mit directer Uebertragung durch die Lenkerstange und in solche unterscheiden, bei welchen zwischen die Kolbenstange und die Lenkerstange ein ein- oder zweiarziger Hebel oder Balancier eingeschaltet ist. In Fig. 545 ist die Anordnung für directe Uebertragung angedeutet. Die Kurbel  $AB$  auf der Schwungradwelle  $A$  empfängt ihre Bewegung durch die Lenkerstange  $BE$ , deren anderes Ende  $E$  durch den Kreuzkopf mit der Stange des in dem Cylinder  $C$  verschieblichen Kolbens  $K$  verbunden ist. Fig. 546 dagegen stellt die Bewegungsrichtung für eine Maschine mit zweiarzigem und Fig. 547 für eine solche mit einarzigem Balancier vor. Hierbei ist die Lenkerstange  $BE$  an den um  $F$  drehbaren Balancier angeschlossen, welcher durch die in  $D$  angreifende Kolbenstange die schwingende Bewegung erhält. In Betreff der nähern Anordnung und der Bewegungsverhältnisse dieser Ge-



triebe ist auf das in Thl. III, 1 über das Kurbelgetriebe Gesagte zu verweisen.

Der Kreuzkopf am Ende der Kolbenstange ist in jedem Falle durch eine Geradföhrung in der Richtung der Axe des Cylinders zu föhren, und man wendet in der Regel bei der directen Uebertragung, Fig. 545, hierzu eine Coulißsen-

Fig. 545.



föhrung an, während bei zweiararmigen Balanciermaschinen, Fig. 546, meistens das Watt'sche Parallelogramm und bei einarmigen Balanciermaschinen, Fig. 547, der Evans'sche Lenker zur Anwendung kommt, obwohl auch Abweichungen hiervon nicht selten sind. (Ueber diese Geradföhrungen siehe Thl. III, 1.) Mit Balanciers werden in der Regel die Condensationsmaschinen gebaut, da der schwingende Balancier bequeme Gelegenheit zur Bewegung der für die Condensation nöthigen Luft- und Wasserpumpen gewährt.

Was die Maschinen mit directer Bewegungsübertragung betrifft, so unterscheidet man dieselben wohl in stehende und liegende, je nachdem der Axe des Cylinders eine verticale oder horizontale Lage gegeben wird. Jede dieser beiden Bauarten hat ihre Vortheile und Nachtheile. Während die stehenden Maschinen sehr solider Fundamente bedürfen und einzelne Theile wegen der größern Höhe des Baues weniger leicht

Fig. 546.

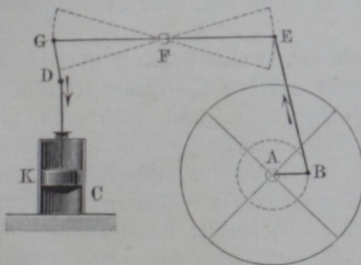
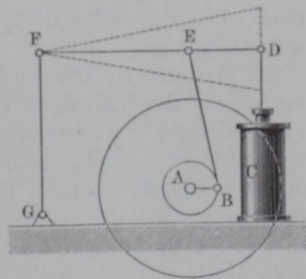


Fig. 547.



zugänglich sind, gewähren die liegenden Maschinen meistens eine bequeme Zugänglichkeit zu allen Theilen und erfordern wegen ihrer größern horizontalen Ausdehnung weniger tief ausgeföhrte Fundamente. Andererseits erfordern dieselben zu ihrer Aufstellung eine beträchtlichere Grundfläche als die stehenden Maschinen, welche letzteren daher vorzugsweise für beschränkte

Räumlichkeiten, sowie da zu empfehlen sind, wo, wie z. B. in Walzwerken, die horizontalen Maschinen für den Betrieb hinderlich sein würden. Auch wirft man den horizontalen Maschinen vor, daß in den Dampfcylindern in Folge des Kolbengewichts leicht ein einseitiges Ausschleifen nach unten hin eintrete, wodurch die Cylinderröhrlung eine ovale Querschnittsform annimmt, bei welcher der dampfdichte Abschluß nicht mehr genügend gesichert ist. Zur möglichsten Verringerung dieses Uebelstandes ist es daher üblich, die Kolbenstange, wenigstens bei den größeren Cylinderdurchmessern, beiderseits durch Stopfbüchsen der Cylinderröhrlung hindurchzuführen, und wohl auch das hintere freie Ende der Kolbenstange mittelst eines besondern Kreuzkopfes durch eine zweite Coulißführung zu unterstützen. Ein besonderer Uebelstand der liegenden Maschinen ist ferner in der Wirkung der hin- und hergehenden Massen auf das Kurbelwellenlager zu erkennen, welches Lager durch die abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen wirkenden Beschleunigungskräfte dieser Massen in viel ungünstiger Weise beansprucht wird, als dies bei den stehenden Maschinen der Fall ist, bei denen diese Beschleunigungs- oder Massendrucke in verticaler Richtung wirken.

Je nach der Art des die Kurbelwelle unterstützenden Gestells unterscheidet man die stehenden Maschinen wohl in Boock-, Säulen- und Wandmaschinen, bei welchen letzteren eine hinreichend starke Mauer zur Befestigung des Gestellrahmens dient, der den Cylinderröhrlung und das neben der Kurbel anzubringende Lager der Schwungradwelle aufnimmt. Alle diese Maschinen können übrigens so ausgeführt werden, daß die Kurbelwelle unter- oder oberhalb des Dampfcylinders angeordnet wird, und für die eine oder andere Anordnung ist in den meisten Fällen die Rücksicht auf eine möglichst einfache Uebertragung der Bewegung auf die zu betreibende Transmissionswelle maßgebend.

Die Gestelle der Dampfmaschinen sind in allen Fällen so einzurichten, daß die aus dem Kolbendrucke einerseits und dem Widerstande der Kurbel andererseits sich ergebenden Beanspruchungen möglichst durch einen zusammenhängenden Gestellkörper oder Rahmen aufgenommen werden, welcher in sich hinreichende Steifigkeit besitzt, um diesen Anstrengungen zu widerstehen, ohne dabei einer merklichen Durchbiegung oder Federung ausgesetzt zu sein. Schwache Gestelltheile, sowie auch federnde Uebertragungstheile, z. B. Bügel- oder gabelförmige Lenkerstangen, geben wegen ihrer Durchbiegungen immer Veranlassung zu einem unruhigen Gange der Maschine, und daher genügt es nicht, Gestelltheile nur so stark zu machen, daß sie genügende Sicherheit gegen Bruch gewähren, dieselben müssen vielmehr vermöge ihrer Masse gegen Erzitterungen möglichst widerstandsfähig sein. Hierauf ist um so mehr Rücksicht zu nehmen, je stärker und plötzlicher die Wechsel in der Krafttrichtung auftreten, je schneller also die Maschinen gehen.



Bei den Maschinen mit directer Uebertragung macht es meist keine besonderen Schwierigkeiten, den Dampfcylinder, das Kurbellager und die Geradführung an einem zusammenhängenden Gestellrahmen zu befestigen, und man wendet einen solchen durch Rippen hinreichend verstärkten oder als Hohlgußstück gebildeten Rahmen auch für Wanddampfmaschinen an. Bei den Balanciermaschinen, Fig. 546, dagegen findet man meistens eine Anordnung, vermöge deren der Cylinder *C*, das Lager für die Kurbelwelle *A* und die Unterstüßung des Schwingzapfens *F* auf gesonderte Fundamentblöcke gestellt sind. In Folge dieser Anordnung müssen die in der Maschine auftretenden Kräfte von den Fundamenten aufgenommen werden, was bei dem steten Wechsel dieser Kraftwirkungen leicht zu Veränderungen der gegenseitigen richtigen Stellung der einzelnen Maschinentheile Veranlassung giebt. Um diesem Uebelstande vorzubeugen, hatte Corliß das Gestell der großen 1400 pferdekräftigen Betriebsmaschine in der Maschinenhalle der Ausstellung zu Philadelphia so construirt, daß alle Haupttheile der Dampfmaschine, Cylinder, Kurbellager und Balancierstützlager, daran ihre Befestigung finden konnten, so daß das Fundament nur leicht ausgeführt zu werden brauchte, da dasselbe nur das Eigengewicht der Maschine zu tragen hatte, während die innerhalb der Maschine selbst auftretenden Kräfte durch das in geeigneter Weise ausgeführte Gestell aufgenommen wurden. Eine solche Anordnung muß sehr zweckmäßig genannt werden.

Da man der Lenkerstange, welche die Bewegung auf die Kurbel überträgt, eine größere, mindestens das Fünffache des Kurbelarms betragende Länge geben muß, um die Ablenkung dieser Stange von ihrer mittlern Lage und damit den auf die Führung wirkenden Seitendruck genügend klein zu erhalten, so nehmen stehende Maschinen, besonders bei größerem Kolbenhub, eine beträchtliche Höhe an, welche zuweilen nicht zur Verfügung steht. Für solche Fälle hat man den stehenden Maschinen mancherlei von Fig. 545 abweichende Anordnungen gegeben. So hat man z. B. die Kolbenstange hohl gemacht, derart, daß man den Kreuzkopf *E* in das Innere derselben verlegen kann, wobei der Kolbenstange eine solche Dicke zu geben ist, daß in ihrer Höhlung der Lenkerstange die Möglichkeit der seitlichen Abweichung geboten ist. Die große Dicke der Kolbenstange, welche in der schwer dicht zu haltenden Stopfbüchse zu beträchtlicher Reibung und erheblichem Dampfverluste führt, ist ein großer Nachtheil dieser nur für Schiffsmaschinen angewendeten Bauart. Auch hat man wohl die Lenkerstange *EB* von dem Kreuzkopfe *E* aus rückwärts nach dem Dampfcylinder hingeführt, unterhalb dessen dann die Kurbelwelle *A* gelagert wird. In diesem Falle muß der Lenkerstange die Form eines Bügels oder Rahmens gegeben werden, welcher in allen seinen Lagen in seiner Oeffnung für den Dampfcylinder genügenden Raum darbietet. Dieser schwingende Rahmen ist, wie schon oben bemerkt,

nicht nur einer bedeutenden Federung in sich unterworfen, sondern er vergrößert auch durch sein beträchtliches Gewicht sehr erheblich die hin- und hergehenden Massen und die damit verbundenen Stößwirkungen. Man führt daher diese sogenannten Bügelmaschinen nur noch selten aus.

Ebenso hat man zum Zwecke einer möglichsten Verkleinerung der Höhe und thunlichsten Vereinfachung die Dampfmaschinen mit oscillirenden Cylindern gebaut, eine Anordnung, bei welcher unter Wegfall der Lenkerstange die Kolbenstange direct an der Kurbel angreift, was dadurch ermöglicht wird, daß der Dampfzylinder selbst um eine, quer zu seiner Längsaxe stehende Axe schwingen kann. Das große Gewicht der schwingenden Masse, sowie die Schwierigkeit eines Dichthaltens der Stopfbüchse sowohl wie der dicken hohlen Schwingzapfen, durch welche der Dampf ein- und ausgeführt werden muß, sind Uebelstände, welche auch diese Construction, trotz ihrer Einfachheit, verhindert haben, eine größere Verbreitung zu erlangen.

Unter stationären Dampfmaschinen versteht man alle diejenigen, welche an bestimmter Stelle fest aufgestellt werden, wogegen man transportable Dampfmaschinen solche nennt, welche ihren Ort ändern können. Zu den transportablen Dampfmaschinen gehören im weiteren Sinne auch die Locomotiv- und Schiffsmaschinen, von welchen in Thl. III, 2 besonders gehandelt wird. Im engern Sinne dagegen nennt man nur diejenigen Dampfmaschinen transportable oder locomobile Maschinen, welche so eingerichtet sind, daß sie mit Leichtigkeit von einer Stelle nach der andern verlegt werden können, dahin, wo die Betriebskraft gerade erfordert wird. Solche Locomobilen, wie sie namentlich für die Landwirthschaft und für Bauausführungen vielfach gebraucht werden, sind meistens liegende Maschinen von mäßiger Größe (4 bis 20 Pferdekraft), welche direct auf einem liegenden Röhrenkessel befestigt sind, der nach Art der Locomotivkessel ausgeführt ist (s. Fig. 490 u. 491). Dieser Kessel ist auf ein Rädergestell gesetzt, um einen leichten Transport zu ermöglichen. Nur in einzelnen Fällen, z. B. für Dampfrollkrahnen, wendet man stehende Röhrenkessel mit daran befestigten stehenden Maschinen an. Condensation wird bei Locomobilen niemals angewendet, und ebenso werden diese Dampfmaschinen niemals mit einem Balancier ausgerüstet.

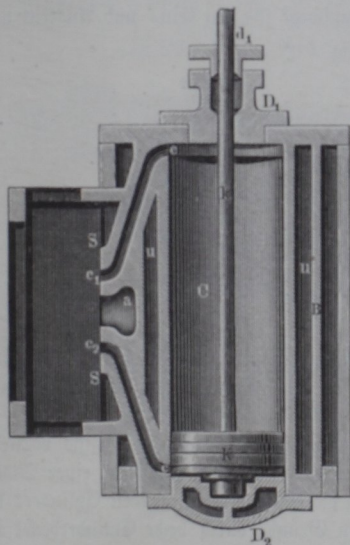
Von den vorstehend nur kurz angedeuteten Maschinensystemen sollen die Hauptvertreter weiter unten noch etwas ausführlicher erläutert werden.

§. 280. **Dampfeylinder.** Der Dampfeylinder ist bei allen Dampfmaschinen ein von Gußeisen hergestelltes und nach kreisförmigem Querschnitte genau ausgebohrtes cylindrisches Gefäß, welches an beiden Enden mit nach außen vorstehenden Rändern oder Flanschen versehen ist, gegen



welche die scheibenförmigen Cylinderdeckel durch eine hinreichend große Anzahl von Schraubenbolzen dampfdicht befestigt werden. Zur Zu- und Abführung des Dampfes ist jedes Ende des Dampfcylinders entweder mit einem oder mit zwei Canälen versehen, je nachdem man den Eintritt des frischen und den Austritt des gebrauchten Dampfes durch denselben Canal bewirkt, wie dies früher allgemein der Fall war und auch jetzt noch sehr häufig geschieht, oder je nachdem man für den Eintritt und Austritt dem Dampfe besondere Wege anweist, wie dies bei gewissen neueren Maschinen vielfach ausgeführt wird. Die Mündungen dieser Canäle im Innern des

Fig. 548.



nahe als möglich anzubringen, damit der Dampfkolben an den Deckel möglichst dicht herantreten kann und der zwischen beiden verbleibende sogenannte schädliche Raum dadurch auf das geringste Maß herabgeführt wird. Aus diesem Grunde giebt man den Eintrittscanälen und den Dampfcanälen immer eine rechteckige Querschnittsform, deren Breite, senkrecht zur Cylinderaxe gemessen, die dazu rechtwinkelige Weite vier- bis sechsmal und bei großen Cylindern selbst acht- bis zehnmal enthält.

In Fig. 548 ist ein Dampfcylinder *C* gezeichnet, welcher mit nur einem Dampfwege *c* an jedem Ende für den Ein- und Austritt versehen ist, und

welcher die für die gewöhnliche Schiebersteuerung (s. unten) gebräuchliche Einrichtung zeigt. Die beiden Dampfcanäle *c* treten in der ebenen Fläche *SS*, dem sogenannten Schieber Spiegel bei *c*<sub>1</sub> und *c*<sub>2</sub> aus, und ein auf dieser Fläche *S* beweglicher Schieber von der weiter unten näher angegebenen Einrichtung sorgt derartig für die entsprechende Vertheilung des Dampfes, daß abwechselnd durch eine der Oeffnungen *c*<sub>1</sub> oder *c*<sub>2</sub> frischer Kesseldampf Einlaß in den Cylinder findet, während gleichzeitig der auf der entgegengesetzten Kolbenseite befindliche Dampf durch die andere Oeffnung *c*<sub>2</sub> oder *c*<sub>1</sub> nach dem Abgangscanale *a* entweichen kann.

In Fig. 549 dagegen ist der Cylinder an jedem Ende mit zwei Oeffnungen  $e$  und  $a$  versehen, von denen  $e_1$  oder  $e_2$  den durch das Rohr  $E$  zugeführten Dampf in den Cylinder eintreten läßt, sobald das zugehörige Ventil  $E_1$  oder  $E_2$  geöffnet ist, während der Dampf auf der andern Seite des Kolbens durch  $a_2$  oder  $a_1$  und das geöffnete Austrittsventil  $A_2$  oder beziehungsweise  $A_1$  entweicht. Aus Fig. 548, wo der Kolben  $K$  in der untersten Stellung gezeichnet ist, erkennt man, daß der schädliche Raum, welcher bei jedem Kolbenwechsel zunächst mit frischem Dampfe anzufüllen ist, aus dem zwischen dem Kolben und Deckel  $D$  verbleibenden cylindrischen Raume und dem Inhalte eines Canals  $cc_2$  besteht, und daß dieser schädliche Raum daher um so größer ausfällt, je länger die Dampfcanäle von der Mündung  $e$  bis zur Absperrvorrichtung sind. Hieraus geht auch hervor, daß die Anordnung getrennter Dampfwege für den Ein- und Austritt nach

Fig. 549.

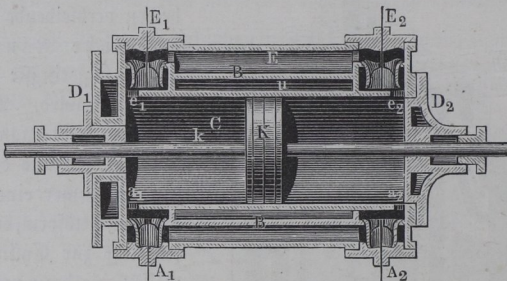


Fig. 549 gestattet, die schädlichen Räume kleiner zu halten und hiermit sind, wie aus den späteren Rechnungen sich ergeben wird, auch kleinere Arbeitsverluste verbunden.

In Fig. 548, welche den Cylinder einer stehenden Maschine vorstellt, ist die Kolbenstange  $k$  nur durch den obern Deckel  $D_1$  mittelst einer Stopfbüchse  $d_1$  hindurchgeführt, während die Stange des liegenden Cylinders der Fig. 549 aus dem oben angeführten Grunde durch beide Cylinderdeckel  $D_1$  und  $D_2$  hindurchtritt.

Dem Dampfcylinder giebt man gewöhnlich eine Umhüllung von schlechten Wärmeleitern, welche dadurch hergestellt wird, daß man den Cylinder mit einem Mantel aus dünnem Blech oder aus Holzbrettchen umgiebt und den Zwischenraum zwischen diesem Mantel und dem Dampfcylinder mit Wolle, Baumwolle oder sonst einem schlechten Wärmeleiter ausfüllt, zuweilen auch ganz leer läßt. Der Zweck dieser Umhüllung ist natürlich der, den Verlust an Wärme möglichst zu vermindern, welchem die Cylinderwand vermöge der Strahlung nach außen und der Berührung mit der äußern Luft ausgesetzt ist und welcher nach §. 248 zu beurtheilen ist.



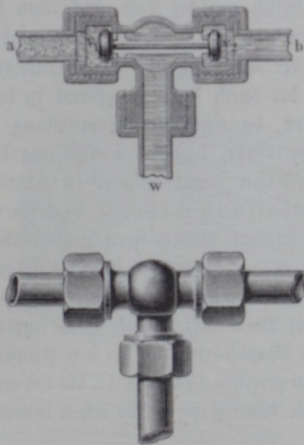
Vielfach jedoch pflegt man auch den Dampfcylinder *C* mit einer zweiten concentrischen Wandung *B* aus Gußeisen zu versehen und in den hierdurch gebildeten Raum *u* Dampf zu führen, so daß hierdurch der innere, nunmehr mit einem Dampfmantel versehene Cylinder nicht nur keine Wärme nach außen hin entweichen läßt, sondern durch den Dampfmantel gewissermaßen geheizt wird. Auch die Deckel *D*<sub>1</sub> und *D*<sub>2</sub> werden mit entsprechenden Hohlräumen versehen, in welche zu dem gleichen Zwecke Dampf geführt wird. Wenn es auch zweifellos ist, daß bei Anwendung eines solchen Dampfmantels der im Innern des Cylinders wirkende Dampf eine höhere Temperatur und Spannung behalten muß, und daher eine größere Arbeit verrichtet als bei Fortlassung des Dampfmantels, so sind doch die Ansichten von Theoretikern sowohl wie von Praktikern über die nützliche oder schädliche Wirkung der

Dampfmäntel noch sehr verschieden. Es sollen die hierfür in Betracht kommenden Verhältnisse weiter unten, wo von der Berechnung der Dampf-wirkung gehandelt wird, näher beleuchtet werden.

Daß man alle Dampfcylinder und auch die Dampfmäntel mit geeigneten Vorrichtungen zu versehen hat, um das sich bildende Condensationswasser abzuführen, ist von selbst klar. Meistens wendet man zu diesem Zwecke kleine, an den tiefsten Stellen anzubringende Ablaßhähne an, welche von Zeit zu Zeit vorübergehend geöffnet werden, um das gebildete Condensationswasser zu entlassen. Man hat zu diesem Zwecke aber auch selbstthätig wirkende Apparate angewendet,

von denen einer in Fig. 550 dargestellt ist. Derselbe besteht im Wesentlichen aus dem Doppelventil *v*<sub>1</sub>*v*<sub>2</sub>, von welchem stets nur der eine Ventilkegel die zugehörige Oeffnung verschließt. Die beiden Röhren *a* und *b* sind mit den beiden Cylinderenden verbunden, woraus ersichtlich ist, daß in Folge des Druckwechsels das Ventil *v*<sub>1</sub>*v*<sub>2</sub> bei jedem Kolbenwechsel seine Lage ändert. In der Figur 3. B. ist diejenige Stellung gezeichnet, welche das Ventil einnimmt, wenn der frische Kesseldampf links in den Cylinder tritt, und es kann dabei das rechts vor dem Kolben befindliche Condensationswasser durch *b* und *v*<sub>2</sub> nach dem Abflusrohre *w* entweichen. In dem Dampfcylinder macht sich das Vorhandensein von Wasser durch die außerordentlich harten

Fig. 550.



Stöße bemerkbar, welche aus der fast vollständigen Unpreßbarkeit des Wassers folgen. Daher treten besonders starke Stöße im Anfange beim Anlassen einer Maschine auf, die längere Zeit stillstand und dabei kalt geworden ist. Der Dampfmantel kann durch einen fortwährend nur wenig geöffneten Ablasshahn oder besser unter Anwendung des unten (§. 283) näher beschriebenen Condensirtopfes entwässert werden.

Die Weite oder der lichte Durchmesser des Dampfcylinders bestimmt sich in der weiter unten anzugebenden Art nach der Größe der auszuübenden Kraft und ist demgemäß sehr verschieden. So kommen für die kleinsten Dampfmaschinen Cylindern von etwa 0,1 m Durchmesser vor, während andererseits Durchmesser bis zu 3 m nicht selten sind. Die Länge der Cylindern richtet sich natürlich nach dem Kolbenshub, welcher sich, wie weiter unten angegeben wird, aus der passend anzunehmenden Kolbengeschwindigkeit und der Umdrehungszahl der Maschine bestimmt. Die Länge des Cylinders im Innern zwischen den Deckeln ist natürlich um die Kolbendicke und die doppelte Größe des zwischen dem Kolben und jedem Deckel verbleibenden Zwischenraumes größer anzunehmen als der Kolbenshub. Die Wandstärke der Dampfcylindern kann man nicht nach der durch den Dampfdruck in dem Materiale erzeugten Spannung bestimmen, da eine solche Ermittlung in allen Fällen eine so geringe Dichte ergeben würde, daß die Darstellung des Cylinders gar nicht möglich sein würde. Ein Dampfcylinder ist nämlich seiner größten Anstrengung bei der Bearbeitung während des Ausbohrrens ausgesetzt, wobei durch den an den Bohrmessern auftretenden Widerstand ein so großes Torsionsmoment hervorgerufen wird, daß mit Rücksicht hierauf eine viel größere Wandstärke erforderlich ist, als mit Bezug auf den Dampfdruck. Deswegen wird die Wandstärke immer nach empirischen Regeln bestimmt, so zwar, daß die Wandstärke auch bei den kleinsten Cylindern und Dampfspannungen unter ein gewisses Maß von 15 bis 20 mm nicht herabsinkt. Demgemäß soll man die Wandstärke  $\delta$  für einen inneren Durchmesser  $d$  zu

$$\delta = 20 \text{ mm} + \frac{d}{100} \text{ nach Neuleaux,}$$

oder zu

$$\delta = 15 \text{ mm} + \frac{d}{60} \text{ nach Redtenbacher}$$

annehmen. Beide Angaben liefern für  $d = 750$  mm die gleiche Wandstärke  $\delta = 27,5$  mm, für größere Durchmesser erhält man nach Redtenbacher, für kleinere nach Neuleaux die größere Wandstärke.

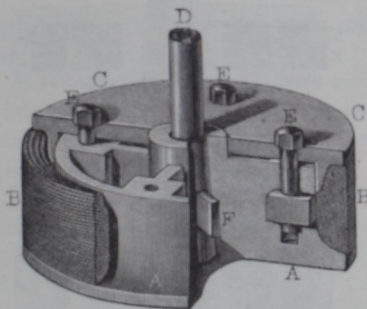
Den Cylindendeckeln hat man nach Redtenbacher im mittlern Theile dieselbe Wandstärke  $\delta$  wie dem Cylindern zu geben, während die äußern mit den Flanschen in Berührung kommenden Ränder ebenso wie die Flanschen



selbst eine Stärke von etwa  $\frac{4}{3} \delta$  erhalten können. Zur Befestigung der Deckel mit den Flanschen dienen Schraubenbolzen, deren Dicke nach Redtenbacher zu  $\delta$  und deren Anzahl zu  $3 + \frac{d \text{ mm}}{70}$  anzunehmen ist, wenn  $d$  den Durchmesser bedeutet. Diese Schrauben müssen mit hinreichend großem Drucke angezogen werden, damit ein genügend dichter Abschluß erzielt wird. Die Cylinderdeckel werden auf die Flanschen aufgeschliffen, so daß sie ohne Zwischenlage dicht halten, häufig verwendet man aber auch behufs besserer Abdichtung als Zwischenlage eine Scheibe von dünnem Gummi oder starkem Papier.

**Dampfkolben.** Der Dampfkolben ist der Hauptsache nach eine §. 281. freisrunde genau in den Cylinder passende Scheibe, deren Umfang dampfdicht an die Cylinderwandung anschließt. Zur Erreichung des dichten Abschlusses

Fig. 551.



wandte man bei den ersten Dampfmaschinen, welche nur mit geringen Dampfspannungen arbeiteten, Hanfliederungen an, welche nach Art der Stopfbüchsen durch einen auf den eigentlichen Kolbenkörper gesetzten Deckel mittelst Schrauben zusammengedrückt und hierdurch mit gewisser Pressung gegen die Cylinderwand gedrängt wurden. Für die hohen Pressungen, welche man heute bei den Dampf-

maschinen anwendet, ist indessen die Hanfliederung nicht geeignet und daher wohl kaum noch in Anwendung, man versteht vielmehr die Dampfkolben allgemein mit metallischen Ringen, welche an einer Stelle durchschnitten, genügende Federung haben, um gegen die Cylinderwand angepreßt zu werden. Solcher Ringe wendet man zwei an, und versetzt die Schnittstellen derselben diametral gegenüber. Bei sehr großen Kolben besteht auch wohl jeder Ring aus einzelnen Segmentstücken, und die Schnittstellen des einen Ringes werden gegen die des andern versetzt. Das Anpressen der Kolbenringe geschieht meistens durch im Innern des Kolbens angebrachte Federn, welche durch Schrauben entsprechend gespannt werden können, zuweilen benutzt man auch den Dampfdruck gegen die Innenfläche der Ringe selbst zum Andrücken derselben. Bei der Construction des Kolbens von Ramsbottom enthält der Kolbenkörper mehrere fest eingesetzte, etwas hervor-

Eine sehr gebräuchliche Form der Stopfbüchse zeigt Fig. 558. Der Deckel *D* des Dampfcylinders ist mit der angegossenen Büchse *B* versehen, durch deren Bohrung die Kolbenstange *C* hindurchtritt. Diese Büchse ist im untern Theile mit einer Bohrung von gleichem Durchmesser mit der daselbst geführten Kolbenstange versehen, während die obere cylindrische Erweiterung zur Aufnahme des Dichtungsmaterials dient, welches rings um die Kolbenstange möglichst gleichmäßig eingebracht wird. Eine durch die Schrauben *S* einzupressende Hülse, in deren Bohrung die Kolbenstange eine zweite Führung erhält, paßt genau in die Erweiterung und drängt beim Niederpressen vermöge ihrer ausgehöhlten untern Fläche den Hauf oder Gummi dicht gegen die Kolbenstange. Des sanfteren Ganges wegen füttert man den Cylinderdeckel *D* häufig mit dem Messingringe *d* aus und setzt einen ähnlichen Ring *e* auch in die Hülse oder Brille *E* ein. Die Aus-  
 höhlung der letztern auf der obern Fläche dient zur Aufnahme von Schmiermaterial bei stehenden Cylindern; bei liegenden Cylindern dagegen hat man

Fig. 558.

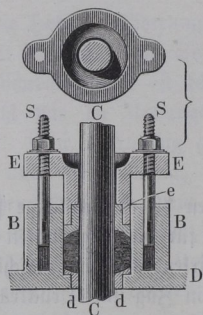


Fig. 559.

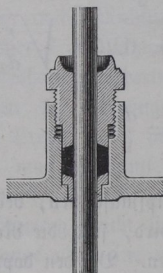
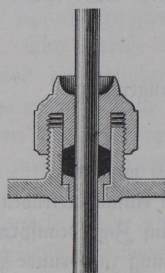


Fig. 560.



die Stopfbüchse mit einer besondern Schmierbüchse oder einem Schmierhahne zu versehen. Bei größerer Dicke der Kolbenstange wendet man mehr als zwei Zugschrauben *S* an, in welchem Falle die Hülse *E* mit einem kreisförmigen Flansche versehen wird.

Stopfbüchsen, wie die in Fig. 559 und 560 angegebene, bei welchen der Deckel der Büchse direct mit Schraubengewinde versehen ist und behufs des Anziehens nur gedreht zu werden braucht, finden bei den Kolben und Schieberstangen der Dampfmaschinen keine Anwendung, sondern werden nur etwa für die Spindeln von kleinen Absperrventilen gebraucht.

Wenn bei vertical stehenden Dampfcylindern die Kolbenstange durch den untern Deckel geführt werden muß, so pflegt man die durch Fig. 561 dargestellte hängende Stopfbüchse in Anwendung zu bringen. Hier ist in die



Höhlung der Stopfbüchse der messingene Ring *e* eingelegt, welcher außen mit einer ringförmig eingedrehten Nutze versehen ist, von der sechs bis acht feine radiale Löcher der Packung *f* das Del zuführen, welches aus dem

Fig. 561.

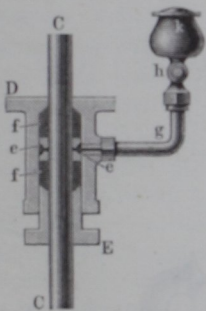
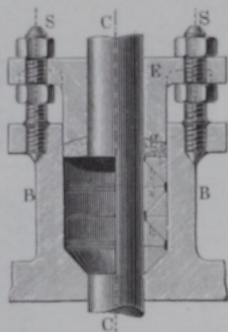


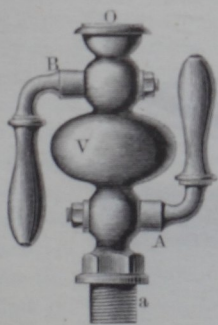
Fig. 562.



Delbehälter *k* durch das Schmierröhrchen *g* zugeführt wird, sobald man den Hahn *h* öffnet.

Die anstatt der Hanfzöpfe zur Dichtung angewendeten Gummiverpackungen sind aus Leinwand gewickelte Schnüre von viereckigem Querschnitt, deren einzelne Lagen durch vulcanisirten Kautschuk mit einander vereinigt und auch äußerlich damit überzogen sind.

Fig. 563.



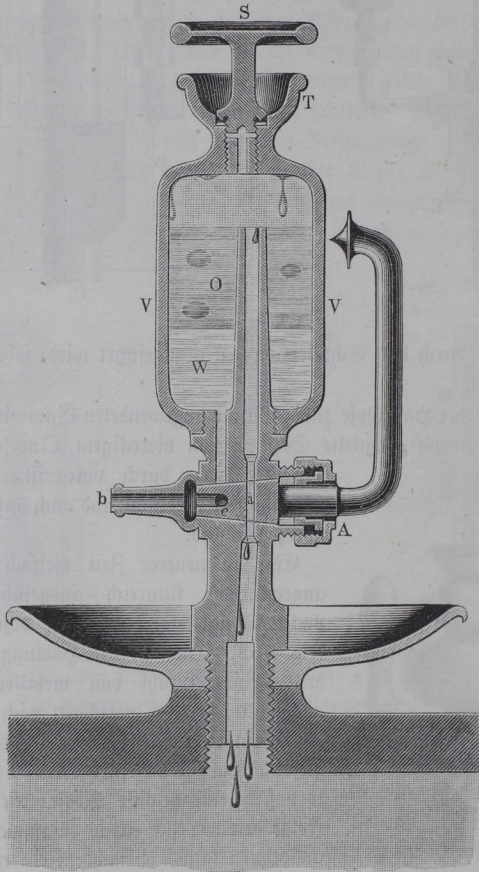
Eine in neuerer Zeit vielfach mit Erfolg angewendete, sinnreich ausgeführte Metallpackung zeigt die Stopfbüchse von Howaldt, Fig. 562. Hier ist die Höhlung der Büchse durch eine Anzahl von metallenen Ringen ausgefüllt, deren Querschnitt nach Angabe der Figur ein rechtwinkeliges Dreieck bildet. Jeder dieser Ringe ist an einer Stelle aufgeschnitten, so daß er eine gewisse Biegsamkeit erlangt, in Folge deren er sich etwas zusammenziehen oder ausdehnen kann, je nachdem ein entsprechender Druck auf ihn ausgeübt wird. Aus der Art,

wie die Ringe gestaltet sind, erkennt man, daß je zwei derselben auf einander nach Art von Keilen derart wirken, daß der eine nach innen gegen die Kolbenstange, der andere nach außen gegen die Kammerwandung gedrückt wird, wenn die Brille *E* in gewöhnlicher Weise durch die Schrauben *S*

angezogen wird. Um eine gleichmäßige Vertheilung des Druckes der Brille zu erzielen, findet sich unterhalb derselben zunächst ein Gummiring *g* eingelegt.

Auch der Kolben des Cylinders ist behufs der Verminderung der Reibung zu schmieren. Dies kann nicht durch Anwendung einer oben offenen

Fig. 564.



Schmierblöcse, wie sie bei Lagern gebräuchlich ist, geschieht, da der im Innern des Cylinders herrschende Dampfdruck das Del nach außen treiben würde, sondern man hat das Del in einen abgeschlossenen Raum zu bringen, welcher mit dem Cylinderrinnern in Verbindung gebracht wird. Dazu dienen die

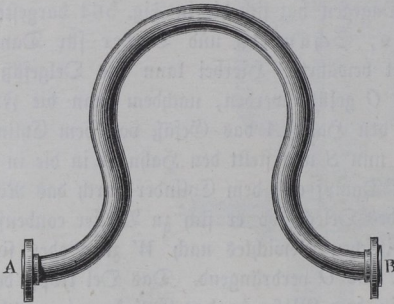


fogenannten Schmierhähne, von denen in Fig. 563 (a. S. 985) die gebräuchliche Form dargestellt ist. Der mittelst des Schraubenansatzes *a* auf den Dampfcylinder geschraubte Apparat ist mit einem Gefäß *V* zur Aufnahme einer bestimmten Menge Del versehen, welches durch die Füllöffnung *O* eingebracht wird, nachdem man das Gefäß *V* durch den Hahn *A* von dem Dampfcylinder abgesperrt und durch den Hahn *B* mit dem Trichter *O* in Verbindung gesetzt hat. Schließt man darauf *B* und öffnet *A*, so kann das eingefüllte Del in den Dampfcylinder gelangen. Hierbei muß die Delung periodisch nach gewissen Zeitabschnitten geschehen, ein Uebelstand, welcher mehrfach zur Construction von ununterbrochen und selbstthätig wirkenden Schmierapparaten Veranlassung gegeben hat. Zunächst versuchte man diesen Zweck dadurch zu erreichen, daß man den Canal zwischen dem Delgefäße und dem Cylinder möglichst eng herstellte, um einen tropfenweisen Abfluß zu erhalten. Die schwierige Regulirung und leichte Verstopfung so enger Canäle und der Uebelstand, daß diese Vorrichtungen auch während des Stillstandes der Maschine das Del austropfen lassen, stehen der Anwendung dergleichen Apparate im Wege. Dagegen hat sich die in Fig. 564 dargestellte Schmiervorrichtung von Klein, Schanzlin und Becker für Dampfcylinder und Schieberlasten gut bewährt. Hierbei kann das Delgefäß *V* durch den Trichter *T* mit Del *O* gefüllt werden, nachdem man die Füllschraube *S* geöffnet und durch den Hahn *A* das Gefäß von dem Cylinder abgesperrt hat. Schließt man nun *S* und stellt den Hahn *A* in die in der Figur angegebene Lage, so tritt Dampf aus dem Cylinder durch das Röhrchen *a* in den Raum oberhalb des Deles, wo er sich zu Wasser condensirt, das wegen seines größern specifischen Gewichtes nach *W* zu Boden sinkt, dabei ein gleiches Volumen Del aus *O* verdrängend. Das Del tropft demgemäß durch das Röhrchen *a* in dem Maße in den Cylinder, in welchem eine Condensation des Dampfes stattfindet, und daher hört die Delung auch mit dieser Condensation, d. h. beim Stillstande der Maschine, auf. Um nach geschehenem Verbrauche des Deles das in dem Gefäße angesammelte Wasser zu entfernen, ist das zweite Canälchen *e* angeordnet, welches dem Wasser durch die Bohrung *b* des Hahnes den Austritt nach außen gestattet, sobald der Hahn *A* behufs einer neuen Füllung um 90° gedreht wird. Man hat auch sonst noch manche andere Anwendungen der Schmiervorrichtungen zur Anwendung gebracht, hinsichtlich deren auf die technischen Zeitschriften verwiesen werden muß.

**Die Dampfleitung.** Die Rohrleitung, welche der Maschine den §. 283. Dampf aus dem Kessel zuführt, hat man so einzurichten, daß die Verluste, welche die Dampfspannung in dieser Leitung erfährt, möglichst gering ausfallen. Diese Verluste entstehen nicht nur aus der Reibung des Dampfes

an den Röhrenwänden und aus den Widerständen, welche durch Krümmungen und plötzliche Querschnittsveränderungen hervorgerufen werden, sondern wesentlich auch aus der Abkühlung, der die Röhrenoberfläche ausgesetzt ist. Es ist daher sowohl mit Rücksicht auf die Reibung als auf die Abkühlung geboten, die Dampfsleitung so kurz zu machen, als unter den jeweiligen Verhältnissen möglich ist, und man hat plötzliche Querschnittsveränderungen ebenso wie bei den Wasserleitungsröhren thunlichst zu vermeiden. Da mit größerem Querschnitte der Leitung zwar die Geschwindigkeit des Dampfes und damit die Reibungswiderstände kleiner werden, die Abkühlungsverluste dagegen wegen der größern Oberfläche steigen, so wird es für jede Dampfleitung eine bestimmte Weite geben, für welche die Summe aller Verluste den kleinsten Werth annimmt. Diese vortheilhafteste Weite durch Rechnung bestimmen zu wollen, hätte bei der ungenügenden Kenntniß der einschlägigen Beziehungen wenig Werth, und man wird sich damit begnügen müssen, den

Fig. 565.



Querschnitt der Dampfsleitung mit Rücksicht auf die darüber gemachten Erfahrungen festzustellen.

Hiernach erscheint es passend, die Geschwindigkeit des Dampfes in der Leitung etwa zwischen 25 und 30 m pro Secunde anzunehmen. Für eine Geschwindigkeit des Dampfes von 30 m ergibt sich daher der Querschnitt der Dampfleitung zu  $\frac{1}{30}$  und beziehungsweise

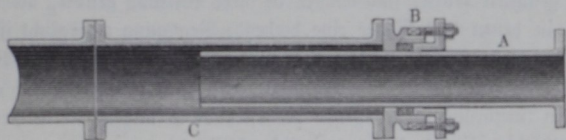
$\frac{1}{15}$  des Cylinderquerschnittes, je nachdem man die Geschwindigkeit des Dampfskolbens zu 1 m und beziehungsweise 2 m voraussetzt. Es müssen also hiernach schnell gehende Maschinen weitere Dampfleitungen erhalten, als langsam gehende Maschinen unter gleichen Umständen erfordern. Daß die Nothwendigkeit, die Dampfleitungsröhren durch Umhüllung mit schlechten Wärmeleitern möglichst vor Abkühlung zu sichern, um so mehr hervortritt, je länger die Dampfleitungen sind, ist selbstredend; und es ist in dieser Hinsicht besondere Sorgfalt auf die langen Leitungen zu verwenden, welche in Bergwerken den unterirdisch aufgestellten Wasserhaltungsmaschinen (s. Thl. III, 2) den Dampf aus den über Tage aufgestellten Kesseln zuführen.

Der große, meist gegen 150° C. betragende Unterschied der Temperaturen, denen die Dampfleitungen zu verschiedenen Zeiten ausgesetzt sind, verursacht eine beträchtliche Längenveränderung derselben, welche man durch geeignete



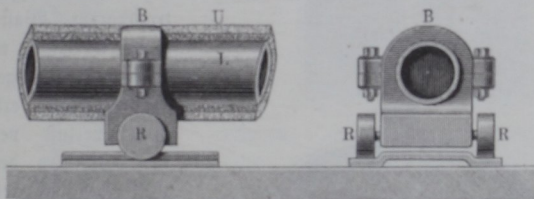
Vorrichtungen möglich machen muß. Zu dem Zwecke schaltet man zuweilen in die gußeisernen Dampfleitungen an geeigneten Stellen gebogene Kupferrohre von der Form der Fig. 565 ein, welche vermöge ihrer Biegsamkeit

Fig. 566.



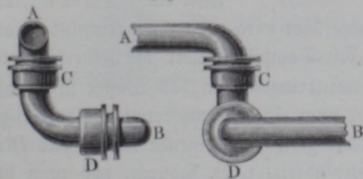
den beiden bei A und B angefügten Rohrsträngen eine gewisse Ausdehnung gestatten. Bei kürzeren Leitungen, wie sie in Fabriken in den Fällen vorkommen, wo das Kesselhaus sich unmittelbar an das Maschinenhaus anschließt, sind solche Vorkehrungen meistens gar nicht nöthig, indem die Rohr-

Fig. 567.



leitung selbst in ihren Verbindungen eine für die geringen Längenänderungen genügende Nachgiebigkeit darbietet. Diese Nachgiebigkeit wird besonders dann hinreichend vorhanden sein, wenn die ganze Rohrleitung nicht in derselben geraden Linie angeordnet ist, sondern aus einzelnen sich ganz oder

Fig. 568.



nahezu rechtwinklig an einanderfügenden Theilen besteht, wie dies meistens der Fall sein wird. Bei langen Dampfleitungen jedoch genügen die Zwischenstücke, Fig. 565, nicht mehr, und man hat alsdann Stopfbüchsen anzuwenden, welche den einzelnen Röhren-

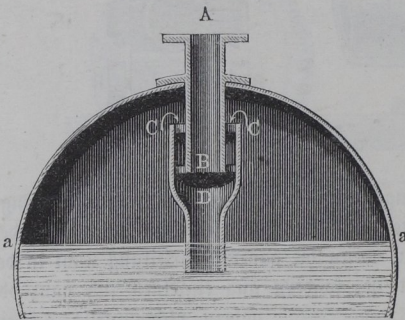
theilen eine größere Beweglichkeit gegen einander gestatten. Fig. 566 zeigt eine solche Stopfbüchsenverbindung, welche dem Rohre A eine Verschiebung durch die Stopfbüchse B in das weitere Rohr C hinein gestattet. Zur Erleichterung dieser Verschiebung werden dann wohl die Röhrenstränge durch

Rollen *R* nach Art der Fig. 567 (a. v. S.) unterstützt, welche Rollen mit Hülfe der Kohrgeschlinge oder Bügel *B* auf dem mit der Umhüllung *U* umgebenen Leitungsröhre *L* befestigt sind.

Die Stopfbüchsen, welche wie diejenige Fig. 566 eine Verschiebung der Röhren gestatten sollen, sind leichter in ihrer Wirkung gestört, als Stopfbüchsen, in denen dem Rohre eine drehende Bewegung ermöglicht ist, und deshalb hat man bei langen Dampfleitungen in Bergwerken mit Vortheil die durch Fig. 568 (a. v. S.) dargestellte Einrichtung angewendet. Die an den Enden knieförmig umgebogenen Rohrstränge *A* und *B* treten hierbei in die Stopfbüchsen *C* und *D* eines Zwischenstückes ein, woraus man erkennt, wie eine Längenveränderung des Stranges *A* nur eine geringe Drehung des Zwischenstückes in der Stopfbüchse *D* erforderlich macht, und es ist dieselbe Bemerkung in Bezug auf den Rohrstrang *B* und die Stopfbüchse *C* gültig.

In jedem Falle hat man dafür zu sorgen, daß der der Maschine zuzuführende Dampf dem Kessel möglichst trocken, d. h. frei von beigemengtem tropfbarem Wasser ent-

Fig. 569.



nommen werde, weil das mechanisch mitgeführte Wasser einen erheblichen Wärmeverlust verursacht, abgesehen von den nachtheiligen Wirkungen, welche das Wasser im Dampfzylinder auf die Dichtungen der Stopfbüchsen und den ruhigen Gang der Maschine ausübt. Daher ordnet man meistens auf dem Dampfkessel einen Dom an, von

dessen höchster Stelle der Dampf abgeführt wird, und zwar erscheint es aus diesem Grunde nicht zweckmäßig, den Dampfdom über der Feuerung oder überhaupt an einer solchen Stelle anzubringen, wo das Wasser in lebhafter Wallung geräth. Wenn die Anordnung eines Dampfdoms nicht angängig ist, so pflegt man wohl durch andere geeignet scheinende Mittel das Mitführen von Wasser möglichst zu verhindern, z. B. dadurch, daß man den Dampf durch die feinen Löcher eines siebartig durchbrochenen, hinlänglich langen Rohres in die Leitung eintreten läßt. Ein anderes dem gleichen Zwecke dienendes Mittel ist in Fig. 569 dargestellt. Hier ist an die Mündung *AB* des Dampfrohres das weitere glockenförmige Gefäß *CD* gehängt, welches mit dem untern Theile bis in das Kesselwasser hinabreicht. Der



bei *CC* ringsum eintretende Dampf läßt bei seiner abwärts gerichteten Bewegung und besonders bei seiner Umbiegung um den Rand des Rohres *B* das fortgerissene Wasser größtentheils wieder zurückfallen.

Trotz aller Vorsicht wird der aus dem Kessel abgeführte Dampf immer noch einen gewissen Wassergehalt haben, welcher durch die Abkühlung der Dampfleitung noch vergrößert wird. Man wendet daher häufig, insbesondere bei langen Dampfleitungen, sogenannte Condensiröpfe an, welche eine Abführung des Wassers gestatten, ohne dem Dampfe den Austritt zu ge-

Fig. 571.

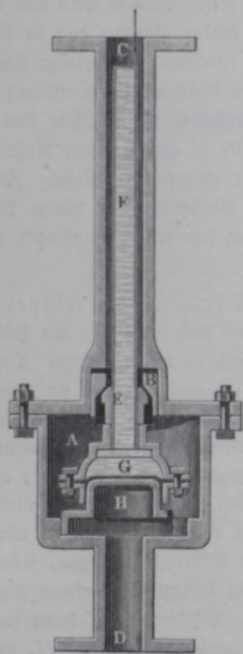
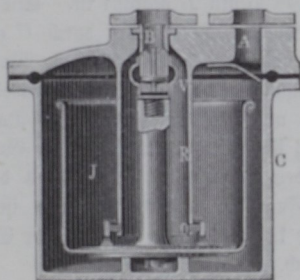


Fig. 570.



währen. In diese Condensiröpfe, von denen in Fig. 570 eine Anordnung angegeben ist, kann man von allen den Punkten die Abflußröhren leiten, für welche eine Entwässerung erwünscht ist. Der in der Figur dargestellte Condensiröpf von Julius Blanke u. Co. besteht aus einem gußeisernen cylindrischen Gefäße *C*, in welches bei *A* die Wasserabfuhrrohre einmünden. Das in diesem Gefäße in dem Zwischenraume zwischen *C* und dem innerlich angebrachten Schwimmer *J* sich ansammelnde Wasser drückt den Schwimmer *J* ver-

möge des Auftriebes empor, wodurch der erstere das Doppelsitzventil *V* gegen seinen Sitz preßt und die Oeffnung *B* dadurch verschlossen hält. Erst wenn der besagte Zwischenraum zwischen *C* und *J* bis zum obern Rande von *J* gefüllt und eine genügende Wassermenge über diesen Rand in den Schwimmer getreten ist, sinkt der letztere herab und gestattet dem darin enthaltenen Wasser, durch die Oeffnung *O*, das Rohr *R* und das Ventil *V* nach dem Austragrohre *B* zu steigen. Bewirkt wird dieses Aufsteigen des Wassers durch den stets auf dem Wasser lastenden Druck des Dampfes, und es erfolgt

die Entwässerung nur so lange, bis der Auftrieb wieder das Uebergewicht erhält und das Ventil *V* von Neuem schließt. Dieses Spiel des Apparates erfolgt periodisch in regelmäßiger Wiederholung.

In anderer Weise wirkt der Apparat von *Andree*, Fig. 571 \*) (a. v. S.), welcher gleichzeitig die Entfernung der Luft bewirkt, die in der Dampfleitung bei längerem Stillstande der Maschine sich ansammeln kann. Bei *C* schließt sich das die Entwässerung beziehungsweise Entlüftung bewirkende Rohr an, und das Wasser kann durch den Zwischenraum zwischen *C* und dem innern Rohre *F*, sowie durch das Ventil *B* nach dem Abgangrohre *D* gelangen, so lange das Ventil *B* geöffnet ist. Ein Schluß dieses Ventils wird nun bewirkt, sobald heißer Dampf durch *C* eintritt, indem alsdann das in dem dünnwandigen Rohre *F* enthaltene Wasser sich erwärmt und vermöge seiner Ausdehnung das Ventil *E* erhebt, wodurch ein Abschluß der Oeffnung *B* bewirkt und das Entweichen von Dampf verhindert wird. Die Unterstützung findet das unten mit einer Gummiplatte *G* abgeschlossene Rohr *F* durch den Untersatz *H* in der aus der Figur ersichtlichen Weise. Zum guten Functioniren des Apparates ist dessen Aufstellung an einem hinreichend kühlen Orte, d. h. in einiger Entfernung von dem Dampfrohre, erforderlich.

Zum Abschluß der Dampfleitungen bedient man sich der *Absperrventile*, d. h. metallener Ventile, deren Oeffnen und Schließen mit Hülfe einer Schraubenspindel leicht und sicher vorgenommen werden kann. Diese Ventile haben im Allgemeinen immer dieselbe Einrichtung, und sie unterscheiden sich hauptsächlich nur durch die äußere Gestalt des Ventilgehäuses, welche sich nach der Art der Einschaltung des Ventils in die Dampfleitung richtet. In Fig. 572 ist ein sogenanntes Durchgangsventil von *Blancé* angegeben, so genannt, weil das Gehäuse mittelst seiner beiden parallelen Flanschen *A* und *B* in eine gerade durchgehende Leitung eingeschaltet wird. Der bei *A* hinzutretende Dampf kann nach der Röhre *B* gelangen, sobald das Ventil *V* durch die Schraubenspindel *S* von seinem Sitze etwas abgehoben wird. Die Spindel *S*, welche durch die Stopfbüchse *F* dampf dicht nach außen geführt ist, erhält ihre Umdrehung durch das Handrad *H*, und da das Muttergewinde für die wenigen Gewindgänge *E* undrehbar in dem Gehäusedeckel *D* angebracht ist, so muß sich die Spindel *S* bei ihrer Umdrehung in axialer Richtung verschieben, wobei sie mit dem am untern Ende befindlichen Ansätze das Ventil mit sich nimmt.

Das  *Eckventil*, Fig. 573, unterscheidet sich hiervon zunächst dadurch, daß die beiden Rohrflanschen *A* und *B* rechtwinkelig zu einander gestellt sind,

\*) Aus *Scholl's* Führer des Maschinisten.



so daß der Dampf bei dem Durchgange durch das Ventil einer Richtungsänderung um  $90^\circ$  unterworfen ist. Zur Bewegung des Ventils ist hier die Spindel außerhalb des Gehäuses mit Schraubengewinden versehen, wofür die zugehörigen Muttergewinde in einem durch die Säulchen *R* gehaltenen Querstege *T* angebracht sind. Wenn man das Absperrventil so in die Leitung einschaltet, daß der aus dem Kessel zugeführte Dampf das Ventil zu schließen bestrebt ist, so wird zwar das Öffnen des Ventils erschwert, dagegen aber auch ein dichter Schluß sicherer erreicht.

Fig. 572.

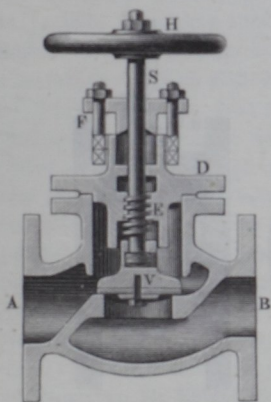
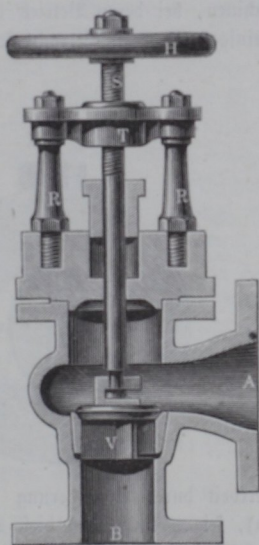


Fig. 573.

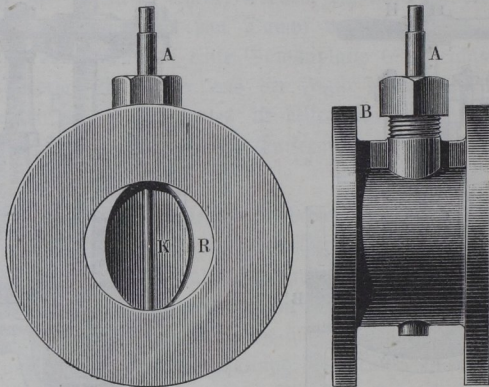


Ein solches Absperrventil ist an jeder Maschine anzubringen, außerdem pflegt man, wenn nicht die Dampfleitung zwischen dem Kessel und der Maschine sehr kurz ist, auch den Dampfkessel mit einem besondern Absperrventile zu versehen, um bei einem etwaigen Undichtwerden der Dampfleitung dieselbe von dem Kessel absperrern zu können.

Es ist zwar möglich, durch mehr oder minder große Eröffnung des Dampfzutrittsventils die Menge des zur Wirkung kommenden Dampfes und dadurch die von der Dampfmaschine geleistete Arbeit zu reguliren, doch ist dieses Mittel der Regulirung immer ein unvortheilhaftes aus ähnlichen Gründen, wie sie in Betreff der Regulirung von Turbinen durch Verstellung der Einlaßschütze angeführt worden sind. Eine Verengung des Durchgangs-

querschnitts für den Dampf bewirkt nämlich eine Expansion des letztern durch die verengte Oeffnung hindurch und damit eine wesentliche Spannungsverminderung. In Folge hiervon ist es dann nicht mehr möglich, eine so weitgehende Expansion stattfinden zu lassen, wie es der Fall ist, wenn der Dampf unverändert mit der ganzen ihm innewohnenden Spannung in die Maschine geführt wird. Daher ist es immer vortheilhafter, eine Regulirung der Kraft in der Art vorzunehmen, daß man den Expansionsgrad der Maschine veränderlich macht, indem man für geringere auszuübende Leistungen die Füllungen des Cylinders kleiner wählt, die Spannung des Dampfes aber nicht verändert. Aus diesem Grunde ist man denn bei allen Maschinen, bei deren Betrieb die ökonomische Verwendung des Dampfes nur einigermaßen in Betracht kommt, dazu übergegangen, die Regulirung

Fig. 574.



der Arbeit durch Veränderung des Expansionsgrades vorzunehmen (siehe unten), sei es nun, daß diese Veränderung durch die Hand des Wärters oder selbstthätig durch einen Regulator erfolgt. Nur bei den kleinsten Dampfmaschinen oder in besonderen Fällen bewirkt man die Regulirung durch Veränderung der Zutrittsöffnung für den Dampf mit Hilfe des Absperrventils, oder wenn die Veränderung durch den Regulator geschieht, mit Hilfe der sogenannten Drosselklappe. Die Einrichtung der letztern ist aus Fig. 574 ersichtlich. Eine in dem Dampfrohre *R* befindliche kreisrunde Scheibe *K* ist um die mit einem ihrer Durchmesser zusammenfallende Axe *A* drehbar, so daß sie je nach ihrer Stellung eine mehr oder minder große Verengung des Dampfrohres hervorbringt. Die Verstellung der durch die Stopfbüchse *B* dampfdicht nach außen geführten Axe *A* geschieht durch die Einwirkung des Regulatorgestänges auf einen auf das Ende von *A* gesetzten Hebel. Wie schon bemerkt, wendet man die



Regulirung durch Drossellappen wegen der unvortheilhaften Wirkung heute kaum noch an.

**Steuerungen.** Die Vorrichtungen, welche dazu dienen, die Zu- und §. 284. Abführung des Dampfes zu und von dem Cylinder in der für die beabsichtigte Wirkung erforderlichen Weise zu bewirken, nennt man die Steuerungen der Dampfmaschine. Wie schon in §. 280 erwähnt, ist der Cylinder jeder doppeltwirkenden Maschine an jedem Ende mit einer für den Eintritt und Austritt gemeinsamen Canalöffnung oder mit zwei solchen Oeffnungen versehen, von denen im letztern Falle die eine stets nur für den Eintritt des frischen und die andere immer für den Austritt des gebrauchten Dampfes dient. Zum regelrechten Abschluß dieser Oeffnungen sind bestimmte bewegliche Theile angeordnet, welche entweder Schieber oder Ventile sind, je nachdem dieselben bei der gedachten Bewegung mit ihren Sitzflächen in Berührung bleiben, oder sich von denselben entfernen (abheben). Nach dieser Kennzeichnung müssen auch die sogenannten Drehschieber und die Hähne zu der allgemeinen Classe der Schieber gerechnet werden, da es einen wesentlichen Unterschied nicht bedingt, ob die Bewegung des Abschlußtheiles auf seiner Sitzfläche eine geradlinige oder drehende ist, und da es im letztern Falle auch unerheblich ist, ob die Berührungsläche durch eine Ebene wie bei den Drehschiebern oder durch eine Kegelfläche beziehungsweise Umdrehungsläche dargestellt wird, wie bei den Hähnen der Fall ist. Danach unterscheidet man denn die Steuerungen in Schieber- (Hahn-) und Ventilsteuerungen. Die Abschlußtheile faßt man wohl, ebenso wie bei den Wasserfäulenmaschinen, unter dem Namen der inneren Steuerungstheile zusammen, indem man im Gegensatz dazu die zur Bewegung der Abschlußtheile dienenden Vorrichtungen die äußeren Steuerungen nennt.

Die Bewegung der ganzen Steuerung geschieht bei allen rotirenden Dampfmaschinen entweder ausschließlich von der Kurbelwelle, oder nur theilweise von derselben und theilweise durch äußere Kräfte, z. B. durch Gewichte oder gespannte Federn, zu welchen letzteren hier auch elastische Flüssigkeiten wie atmosphärische Luft oder Dampf zu rechnen sind. Jedensfalls bewirken aber diese äußeren Kräfte bei rotirenden Maschinen immer nur den Abschluß von Canälen, während die Eröffnung derselben hierbei immer von der Kurbelwelle aus erfolgt. Bei solchen alternirenden Maschinen dagegen, bei denen die einzelnen Kolbenspiele durch mehr oder minder lange Stillstandspausen unterbrochen sind, wie dies z. B. bei gewissen Wasserhaltungsmaschinen (s. Thl. III, 2) und bei Dampfstrahlen der Fall ist, muß die Eröffnung des Eintrittscanals durch eine äußere Kraft bewirkt werden. Diese Anordnungen sollen später besprochen werden, zuvörderst seien nur die Steuerungen der rotirenden Maschinen ins Auge gefaßt.

Bei den äußeren Steuerungsvorrichtungen hat man zu unterscheiden, ob die Verbindung der Abschlußorgane mit den Bewegungstheilen eine ununterbrochene ist, so daß die ersteren eine durch die letzteren ihnen aufgezwungene sogenannte zwangläufige Bewegung vollführen müssen, oder ob die gedachte Verbindung zeitweilig unterbrochen ist. In dem Falle einer zwangläufigen Bewegung befindet sich beispielsweise ein gewöhnlicher Schieber, dessen Stange von einem Excenter der Kurbelwelle bewegt wird, während bei einer Corlißsteuerung (s. unten) ein Einlaßschieber von der bewegenden Stange in dem Augenblicke ausgelöst werden muß, in welchem der Schluß dieses Schiebers durch die Einwirkung der zuvor gespannten Feder bewirkt werden soll. Eine Steuerung wie die letztgedachte, bei welcher der Abschluß des betreffenden Organs lediglich durch den Einfluß der darauf wirkenden äußern Kraft (Feder), also im Allgemeinen ziemlich schnell geschieht, nennt man eine Präcisionssteuerung, zum Unterschiede von den schleichenden Steuerungen, welche den Abschluß in der durch den Bewegungsmechanismus kinematisch vorgeschriebenen, im Allgemeinen langsamern Art bewirken. Während hiernach also die erwähnte Schiebersteuerung mittelst des stetig mit dem Excenter verbundenen Schiebers zu den schleichenden Steuerungen gehört, kann andererseits eine Steuerung auch noch schleichend sein, obwohl die Verbindung des äußern Bewegungsapparates mit der Abschlußvorrichtung zeitweilig unterbrochen wird, und obwohl der Abschluß ebenfalls durch äußere Kräfte bewirkt wird. In diesem Falle befindet sich beispielsweise eine Ventilsteuerung, deren Ventile durch unrunde Scheiben oder Höcker einer Steuerwelle geöffnet und durch Federn geschlossen werden, vorausgesetzt, daß diesen Federn beim Schließen nicht freies Spiel, sondern nur so viel Beweglichkeit belassen wird, als die Höcker vermöge ihrer Form ihnen gestatten. Auch wenn nach erfolgtem Abschlusse diese Höcker ganz außer Zusammenhang mit den Ventilen kommen, wird dadurch der Charakter der schleichenden Bewegung doch nicht aufgehoben, vorausgesetzt, daß diese Unterbrechung des Zusammenhanges nicht schon vor erfolgtem Abschluß erfolgt. Das Kennzeichen der Präcisionssteuerung besteht also nicht in der Anwendung der Federn oder äußeren Kräfte zum Schließen, sondern darin, daß die abschließenden Theile von dem Bewegungsmechanismus vollständig ausgelöst, ihre Schlußbewegung lediglich den gedachten äußeren Kräften verdanken. Diese Abschlußbewegung erfolgt hierbei nach den Gesetzen der Dynamik, welche für die Beschleunigung von bestimmten Massen unter der Einwirkung ebenfalls bestimmter Kräfte gelten. Da dieser Abschluß bei hinreichender Größe der bewegenden Kräfte meist ziemlich schnell geschieht, so erklärt sich hieraus die Bezeichnung „Präcisionssteuerung“. Hiermit ist jedoch keinesfalls gesagt, daß mit dieser Wirkung unter allen Umständen ein schneller Abschluß verbunden sein müsse, denn da die be-



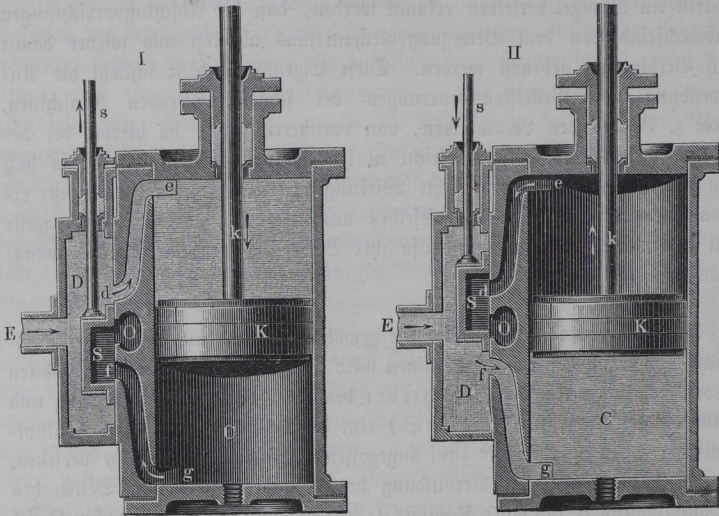
wegenden Kräfte nicht nur die Massen der Abschlußtheile zu beschleunigen, sondern auch die Bewegungswiderstände zu überwinden haben, so ist ersichtlich, daß durch eine entsprechende Größe der letzteren der Abschluß beliebig langsam bewirkt werden kann. Die spätere nähere Betrachtung dieser Art von Steuerungen wird zeigen, daß man bei denselben in der That bestimmte Widerstände künstlich einführt, welche einer solchen Regulirung unterworfen werden können, daß die Geschwindigkeit des Abschlusses den für die dauernd gute Erhaltung der Maschine zulässigen Betrag nicht übersteigt.

So vortheilhaft sich auch im Allgemeinen die Präcisionssteuerungen in Bezug auf einen ökonomischen Betrieb gezeigt haben, so muß doch gerade darin ein Mangel derselben erkannt werden, daß die Abschlußvorrichtungen abwechselnd von dem Bewegungsmechanismus abgelöst und wieder damit in Verbindung gebracht werden. Diese Eigenthümlichkeit schließt die Anwendung von Präcisionssteuerungen bei schnell laufenden Maschinen, wie z. B. bei den Locomotiven, von vornherein aus, da hierbei der betreffende Auslöschungsapparat leicht in Unordnung gerathen würde, so daß in solchen Fällen eine regelrechte Wirkung von den Abschlußtheilen nur erwartet werden kann, wenn dieselben ununterbrochen mit der Kurbelwelle in Verbindung bleiben, wenn also ihre Bewegung fortwährend eine zwangsläufige ist.

**Der Muschelschieber.** Die gewöhnlichste und am meisten gebräuch- §. 285.  
liche Steuerung der Dampfmaschinen wird durch den von seiner ausgehöhlten Form sogenannten Muschelschieber bewirkt, von dessen Einrichtung und Anordnung die Fig. 575 (a. f. S.) eine Vorstellung giebt. Der Dampfcylinder *C* ist hierbei mit zwei angegossenen Canälen *de* und *fg* versehen, welche dazu dienen, die Verbindung des Cylinders zu beiden Seiten des Dampfkolbens *K* mit einer Kammer *D* herzustellen, in welche der vom Kessel kommende Dampf durch das Rohr *E* eintritt. In dieser Kammer, dem Schieberkasten, ist der ausgehöhlte Schieber *S* auf der eben geschliffenen Fläche, dem Schieber Spiegel, beweglich angebracht, in welcher die Mündungen *d* und *f* der Dampfcanäle enthalten sind. Der Schieber *S* erhält seine hin- und hergehende Bewegung durch die Schieberstange *s*, welche, durch eine Stopfbüchse dampfdicht aus dem Schieberkasten heraustretend, von einer auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine befestigten excentrischen Scheibe hin- und hergeführt wird. Zwischen den Mündungen *d* und *f* der Dampfcanäle ist eine dritte Oeffnung *O* ersichtlich, welche mit einem senkrecht zur Ebene der Zeichnung sich anschließenden Rohre, dem Ausblaserohre, in Verbindung steht, durch das der gebrauchte Dampf aus der Maschine heraus in die freie Luft oder bei Condensationsmaschinen in den Condensator entweichen kann. Man erkennt aus der Figur, daß in *I* der frische Dampf durch den Canal

*de* in den Cylinder oberhalb des Dampfkolbens *K* gelangen kann, während dem unterhalb *K* befindlichen Dampfe ein Entweichen durch den Canal *fg* und die Schieberhöhlung *O* hindurch nach dem Ausblasrohre ermöglicht ist. In Folge hiervon wird der Dampfkolben abwärts geschoben. Wird alsdann dem Schieber *S* in dem tiefsten Stande des Dampfkolbens eine Stellung wie in II gegeben, vermöge deren nunmehr der frische Kesseldampf durch *fg* unter den Kolben treten und der über demselben befindliche Dampf durch *ed* und *O* entweichen kann, so muß nunmehr der Dampfkolben emporsteigen.

Fig. 575.



Bei einer stetigen Wiederholung dieser Vorgänge erhält man daher einen regelmäßigen Hin- und Hergang des Dampfkolbens *K*, dessen Stange *k* durch das bekannte Mittel des Kurbelgetriebes die Hauptwelle in Umdrehung setzt, welche, wie bemerkt, ihrerseits wieder durch eine excentrische Scheibe den Schieber bewegt.

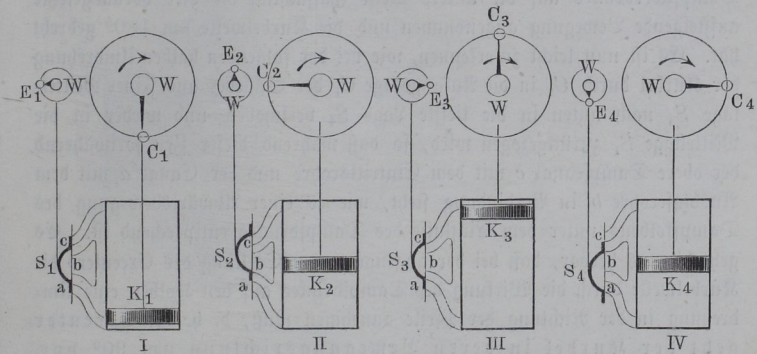
Um die Bedingungen zu erkennen, unter denen die Bewegung des Schiebers eine richtige Dampfvertheilung veranlaßt, seien in Fig. 576 I bis IV vier um je  $90^\circ$  von einander abweichende Stellungen der Kurbel in  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  und  $C_4$  vorgestellt, und zwar seien  $C_1$  und  $C_3$  die Stellungen in den todtten Punkten, für welche der Kolben in den Endpunkten  $K_1$  und  $K_3$  seines Weges sich befindet. Wenn nun zunächst die Länge der Lenkerstange sehr groß vorausgesetzt wird, so daß man die Neigung dieser Stange gegen die Cy-



linderaxe vernachlässigen kann, so hat man den Kolben für die Kurbelstellungen  $C_2$  und  $C_4$  genau in der Mitte seines Laufes in  $K_2$  beziehungsweise  $K_4$  anzunehmen. Diese Voraussetzung einer sehr langen Lenkerstange möge hier immer gemacht werden, indem auf das in Thl. III, 1 über das Kurbelgetriebe Gesagte verwiesen werden muß, wenn es sich darum handelt, die Bewegung des Kolbens genauer unter Berücksichtigung der Schubstangenzahlen zu ermitteln.

Sind nun  $a$ ,  $b$  und  $c$  die Mündungen der betreffenden Dampfcanäle, so soll zunächst ein Muschelschieber angenommen werden, dessen beide Flanschen oder Lappen in I gerade die beiden Canäle  $a$  und  $c$  verschließen, und es soll diese Schieberstellung als die mittlere angesehen werden, von welcher aus dem Schieber nach jeder Seite ein gleicher Ausschlag erteilt werden soll.

Fig. 576.



Da der Schieber durch eine excentrische Scheibe, d. h. ebenfalls durch eine Kurbel bewegt wird, so hat man für diese Kurbel bei der Schieberstellung  $S_1$  eine mittlere Stellung in  $E_1$  zwischen den beiden Todtlagen  $E_2$  und  $E_4$  voranzusetzen, oder mit anderen Worten, man hat die Excentricität des Excenters  $WE$  rechtwinklig zu der Stellung des Kurbelarms  $WC$  anzunehmen. In der Figur sind überall Kurbel und Excenter der Deutlichkeit wegen neben einander, auf getrennten Wellen sitzend, gezeichnet, in Wirklichkeit hat man sich beide Theile auf derselben Welle hinter einander befindlich zu denken.

Man erkennt nun leicht, daß bei der hier angegebenen Stellung des Excenters rechtwinklig zum Kurbelarme die Bewegung des Schiebers eine solche ist, wie sie einer regelrechten Dampfvertheilung entspricht, vorausgesetzt, daß die Drehung der Kurbelwelle in dem durch die Pfeile angedeuteten Sinne der Uhrzeigerbewegung gedacht wird. In I nämlich, wo beide Canäle  $a$

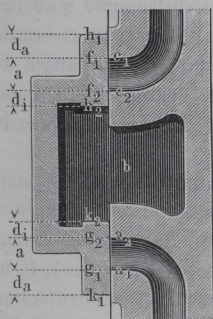
und  $c$  gerade verschlossen sind, kann weder Dampf durch  $a$  ein- noch durch  $c$  austreten. Beides ist aber möglich, sobald die Kurbelwelle nur wenig über den todten Punkt im Sinne des Pfeiles gedreht wird, weil bei dieser Drehung der Schieber  $S_1$  durch das Excenter  $E_1$  schnell emporgehoben wird. Hierdurch wird  $a$  mit dem Schieberkasten und  $c$  mit dem Ausblaserohre in Verbindung gesetzt, wie es der aufsteigenden Bewegung des Kolbens entspricht. Bei einer Drehung der Kurbel um  $90^\circ$  nach  $C_2$  hat der Schieber seinen größten Ausschlag oberhalb seiner Mittellage erreicht und er fängt nunmehr an, sich wieder seiner Mittellage zu nähern, welche er gerade in dem Augenblicke erreicht, in welcher sich die Kurbel um  $180^\circ$  gedreht hat und der Kolben in seine höchste Stellung  $K_3$  getreten ist. Während dieser ganzen Zeit ist der Canal  $a$  für den frischen Kesseldampf geöffnet und der Canal  $c$  mit dem Ausblaserohre in Verbindung gewesen, so daß der Kolben in Folge des Dampfüberdruckes auf die untere Seite thatsächlich die hier vorausgesetzte aufsteigende Bewegung angenommen und die Kurbelwelle um  $180^\circ$  gedreht hat. Es ist nun leicht zu erkennen, wie bei der folgenden halben Umdrehung der Kurbel durch  $C_4$  in die Anfangslage  $C_1$  der Schieber aus seiner Mittellage  $S_3$  nach unten in die tiefste Lage  $S_4$  verschoben und wieder in die Mittellage  $S_1$  zurückgezogen wird, so daß während dieser Zeit fortwährend der obere Dampfcanal  $c$  mit dem Eintrittsrohre und der Canal  $a$  mit dem Ausblaserohre  $b$  in Verbindung steht, wie es einer Abwärtsbewegung des Dampfkolbens unter dem Einflusse des Dampfdruckes entsprechend ist. Es geht hieraus hervor, daß bei der angenommenen Stellung des Excenters die Kurbelwelle durch die Wirkung des Dampfdruckes auf den Kolben eine Umdrehung in der Richtung der Pfeile annehmen muß, d. h. das Excenter geht der Kurbel in deren Bewegungsrichtung um  $90^\circ$  vor. Es ist dagegen leicht ersichtlich, daß eine Umdrehung der Kurbel in der den Pfeilen entgegengesetzten Richtung eine solche Oeffnung der Canäle durch den Schieber veranlaßt, vermöge deren hinter dem Kolben stetig durch die Schieberhöhlung hindurch Dampf oder Luft aus dem Canale  $b$  in den Cylinder angesaugt und vor dem Kolben in den Schieberkasten, beziehungsweise in den Kessel eingepreßt werden würde. Aus der Dampfmaschine wird in diesem Falle, d. h. wenn die Kurbel durch eine äußere Kraft in der den Pfeilen entgegengesetzten Richtung umgedreht wird, eine Compressionsmaschine, und es beruht hierauf die Wirkung der Schiebergebläse, welche in Thl. III, 2 näher besprochen werden. Ebenso erklärt sich hieraus die ebenfalls in Thl. III, 2 angeführte Wirkung des Contredampfes bei Locomotiven, welche sich dann ergibt, wenn man der noch im Vorwärtsgange befindlichen Maschine den Dampf in solcher Weise zuführt, daß unter dem Einflusse dieses Dampfes die Maschine sich rückwärts umdrehen würde. Alsdann wird durch die einmal in Bewegung befindliche



Masse des ganzen Zuges in Folge des Beharrungsvermögens die Umdrehung der Kurbelwelle in dem vorwärts gerichteten Sinne noch eine Zeit lang unterhalten.

Es wurde bisher angenommen, daß die Stellung des Excenters von der Kurbelstellung genau um  $90^\circ$  abweiche, und daß die Breite der Schieberlappen  $f_1 f_2$  und  $g_1 g_2$ , Fig. 577, genau gleich der Deffnungsweite  $c_1 c_2$  und  $a_1 a_2$  der Dampfcanäle sei, so daß in der mittlern Schieberstellung beide Dampfcanäle gerade abgeschlossen sind. Um nun aber schon in den äußersten Stellungen des Kolbens, in denen ein Wechsel in dessen Bewegungsrichtung eintritt, dem ein- und austretenden Dampfe eine gewisse Deffnung darzubieten, ist es nothwendig, die Abweichung des Excenters von der Kurbel

Fig. 577.



etwas größer als  $90^\circ$  anzunehmen, und zwar um einen gewissen Winkel  $\delta$ , welcher bei verschiedenen Maschinen zwischen  $10^\circ$  und  $30^\circ$  schwankt, und welcher Winkel in der Regel als der Voreilungswinkel bezeichnet wird. Es ist leicht ersichtlich, daß in Folge einer derartigen Excenterstellung der Schieber in jedem äußersten Kolbenstande bereits um eine gewisse, diesem Voreilungswinkel entsprechende Größe  $\lambda$  über seine mittlere Lage hinausgetreten ist. Ebenso groß würde daher die Deffnung jedes Canals sein, wenn die Breite der Schieberlappen genau mit der Weite der Canäle übereinstimmte. Aber

auch hiervon weicht man bei den wirklichen Ausführungen ab, indem man die Schieberlappen immer breiter macht als die Canalöffnungen, und zwar läßt man den Schieber in seiner mittlern Stellung jeden Dampfcanal um eine gewisse Größe  $d_a$  nach außen und eine ebenfalls bestimmte Größe  $d_i$  nach innen überragen, so daß die Breite jedes Schieberlappens zu  $a + d_a + d_i$  gegeben ist, wenn  $a$  die lichte Canalweite bedeutet. Die Größe  $d_a$  nennt man die äußere und die Größe  $d_i$  die innere Ueberdeckung oder Ueberlappung. In Fig. 577, in welcher der Schieber in seiner mittlern Stellung gezeichnet ist, stellen  $f_1 h_1 = g_1 k_1 = d_a$  die äußere und  $f_2 h_2 = g_2 k_2 = d_i$  die innere Ueberdeckung vor.

Es ist nun zu erkennen, wie der Einfluß der Ueberdeckungen beim Beginn eines Kolbenlaufes dem Einflusse der Voreilung entgegenwirkt, indem die letztere eine vorzeitige Eröffnung der Canäle bewirkt, während dieselben durch die Ueberdeckungen länger geschlossen gehalten werden. Wenn daher  $\lambda$  den Ausschlag des Schiebers über seine Mittellage, die sogenannte lineare Voreilung, beim Beginn eines Kolbenlaufes bedeutet, so bietet der Eintrittscanal dem Dampfe eine Deffnung von der Breite  $\lambda - d_a$  dar, während



der entweichende Dampf eine Oeffnung im Betrage  $\lambda - d_i$  vorfindet. Diese Differenzen sind immer positive Größen, da man die Deckungen  $d_a$  und  $d_i$  bei allen Maschinen kleiner macht als den Betrag der linearen Voreilung  $\lambda$ . Es leuchtet nun ein, daß diese beim Beginn eines Kolbenlaufes bereits vorhandene Eröffnung der Canäle um  $\lambda - d_a$  und beziehungsweise  $\lambda - d_i$  in der unmittelbar vorhergegangenen Zeit entstanden sein muß, also bevor der Kolben das Ende seines Laufes erreicht hatte, d. h. es muß dem Kolben während des letzten Theiles seiner vorhergehenden Bewegung einerseits schon frischer Kesseldampf entgegengetreten sein, und andererseits muß dem hinter dem Kolben treibend wirkenden Dampfe schon vor Ende des Laufes Gelegenheit zum Entweichen gegeben sein. Demgemäß spricht man bei den Dampfmaschinen von dem sogenannten Voreintritt und von dem Voraustritt des Dampfes. Durch den Voreintritt des frischen Kesseldampfes wird zwar dem Dampfkolben ein gewisser Widerstand entgegengesetzt, doch ist es deutlich, daß gerade dieser Voreintritt, welcher gewissermaßen ein Auffangen des Dampfkolbens gegen Ende seines jedesmaligen Laufes durch frischen Dampf bewirkt, viel dazu beitragen muß, eine sanfte und stoßfreie Bewegung der Maschine zu veranlassen.

Faßt man dagegen die Bewegung des Kolbens gegen Ende seines Laufes ins Auge, so findet man, daß die Voreilung und die Ueberdeckungen in gleichem Sinne wirken, indem beide einen frühern Abschluß der Dampfcanäle herbeiführen, als ohne sie der Fall wäre. Ein früheres, d. h. vor Beendigung des Kolbenlaufes erfolgendes Abschließen des Eintrittscanals muß offenbar eine Expansionswirkung des hinter dem Kolben befindlichen treibenden Dampfes zur Folge haben, und zwar wird der Dampf so lange durch seine Expansion auf den Kolben wirken, bis vor vollständiger Beendigung des Kolbenlaufes durch die erwähnte vorzeitige Eröffnung des Austrittscanals der Voraustritt sich einstellt. Andererseits wird ein vorzeitiges Abschließen des Austrittscanals eine Compression des noch vor dem Kolben befindlichen Dampfes so lange im Gefolge haben, bis durch die oben erwähnte Voröffnung dieses Canals für den frischen Kesseldampf der Voreintritt beginnt.

Dieserigen Kolbenstellungen, in denen die Eröffnung und der Abschluß des Eintritts- und Austrittscanals erfolgen, und welche für die Größe der Expansion und Compression bestimmend sind, lassen sich aus dem Voreilungswinkel, d. h. der Stellung des Steuerungsexcenters gegen die Kurbel sowie aus der Größe des Kurbelarmes und der Excentricität durch Rechnung oder Zeichnung ermitteln. In Betreff der hierüber anzustellenden Rechnungen muß auf die ausführliche Besprechung des Kurbelgetriebes in Thl. III, 1 verwiesen werden. Um einen schnellen Ueberblick über diese Verhältnisse zu erlangen, ist es allgemein gebräuchlich, sich graphischer

Darstellungen, der sogenannten Schieberdiagramme zu bedienen, welche für jede beliebige Kolbenstellung den zugehörigen Standort des Schiebers und die Größe der Canalöffnungen ersichtlich machen. Diese Diagramme, welche für die Anordnung der Steuerung einer neu zu erbauenden, sowie für die Beurtheilung der Vorgänge in einer schon vorhandenen Maschine von hervorragender Bedeutung sind, sollen im Folgenden kurz angeführt werden.

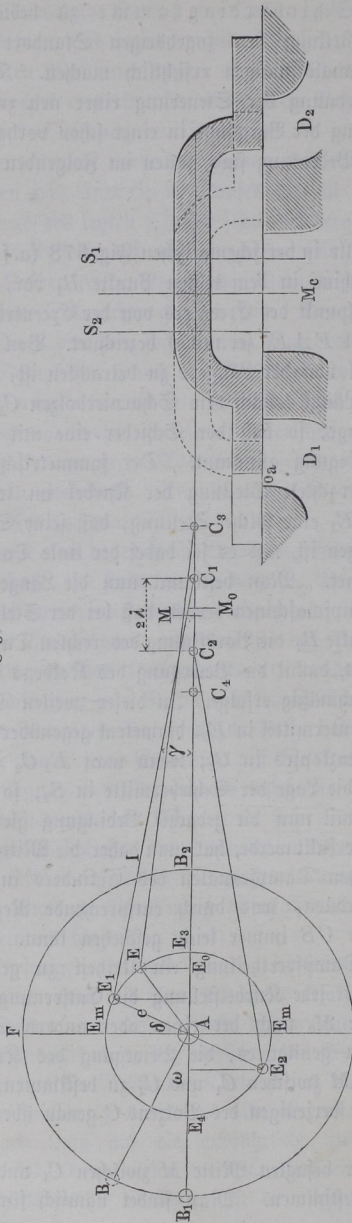
**Schieberbewegung.** Es stelle in der schematischen Fig. 578 (a. f. S.) §. 286.

$AB_1$  die Kurbel einer Dampfmaschine in dem todtten Punkte  $B_1$  vor, und es sei für diese Lage  $E_1$  der Mittelpunkt des Excenters von der Excentricität  $AE_1 = e$ . Der Voreilungswinkel  $FAE_1$  sei mit  $\delta$  bezeichnet. Von dem Excenter, welches als eine Kurbel von der Länge  $e$  zu betrachten ist, geht die Excenterstange  $E_1 C_1$  von der Länge  $l$  nach dem Scharnierbolzen  $C_1$  der den Schieber  $S$  bewegenden Stange, so daß der Schieber eine mit dem Punkte  $C_1$  übereinstimmende Bewegung annimmt. Der symmetrisch geformte Schieber habe für die betrachtete Stellung der Kurbel im todtten Punkte  $B_1$  und des Excenters in  $E_1$  eine solche Stellung, daß seine Symmetrieebene oder Mitte in  $S_1$  gelegen ist, und es sei dabei der linke Dampfcanal  $D_1$  um die Größe  $o_a$  geöffnet. Man bestimmt nun die Länge der Schieberstange  $C_1 S_1$  bei allen Dampfmaschinen derart, daß bei der Stellung der Kurbel in dem zweiten Todtpunkte  $B_2$  die Voröffnung des rechten Dampfcanals  $D_2$  denselben Betrag  $o_a$  hat, damit die Bewegung des Kolbens beim Hin- und Rückgange möglichst gleichmäßig erfolge. In dieser zweiten Todtlage der Kurbel  $AB_2$  steht das Excentermittel in  $E_2$ , diametral gegenüber  $E_1$ , und man erhält die Lage des Kreuzkopfes in  $C_2$ , wenn man  $E_2 C_2 = l$  macht; dieser Stellung entspricht die Lage der Schiebermitte in  $S_2$ , so daß  $S_1 S_2 = C_1 C_2 = 2l$  ist. Damit nun die gedachte Bedingung gleichen Voröffnens in den todtten Punkten erfüllt werde, hat man daher die Mitte  $M_c$  zwischen den ebenfalls symmetrischen Dampfcanälen des Cylinders in der Mitte zwischen  $S_1$  und  $S_2$  anzuordnen, was durch entsprechende Regulirung der Länge der Schieberstange  $CS$  immer leicht geschehen kann. Um nun über die Verhältnisse der Dampfvertheilung ein Urtheil zu gewinnen, kommt es nur darauf an, für jede Kurbelstellung die Entfernung der Schiebermitte von der Canalmitte  $M_c$  nach der einen oder andern Seite der letztern zu ermitteln. Hierzu genügt es, die Bewegung des Kreuzkopfes  $C$  in Bezug auf die Mitte  $M$  zwischen  $C_1$  und  $C_2$  zu bestimmen, da die Bewegung des Schiebers  $S$  mit derjenigen des Bolzens  $C$  genau übereinstimmt.

Was nun zunächst die Lage der besagten Mitte  $M$  zwischen  $C_1$  und  $C_2$  betrifft, so ist dieselbe leicht zu bestimmen. Man findet nämlich für die



Fig. 578.



Lage  $C_1$  nach der Figur den Abstand  $AC_1 = c_1$  des Bolzens von der Welle  $A$  zu:

$$AC_1 = c_1 = l \cos \gamma + e \sin \delta,$$

wenn  $\gamma$  den Neigungswinkel  $E_1 C_1 A$  der Excenterstange gegen die Schubrichtung bedeutet.

In derselben Weise findet man den Abstand  $AC_2 = c_2$  für die andere Todtlage zu:

$$AC_2 = c_2 = l \cos \gamma - e \sin \delta,$$

da der Neigungswinkel  $E_2 C_2 A$  der Excenterstange für diese Lage denselben Werth  $\gamma$  hat, für welchen Winkel nach der Figur die Gleichung gilt:

$$\sin \gamma = \frac{e \cos \delta}{l};$$

also:

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \frac{e^2 \cos^2 \delta}{l^2}}.$$

Man erhält hiernach den Abstand:

$$\begin{aligned} AM = c &= \frac{c_1 + c_2}{2} \\ &= l \cos \gamma \\ &= l \sqrt{1 - \frac{e^2}{l^2} \cos^2 \delta} \\ &= \approx l \left( 1 - \frac{e^2}{2l^2} \cos^2 \delta \right). \end{aligned}$$

Nun ist bei allen Steuerungen die Länge  $l$  vielmal größer als die Excentricität  $e$ , und es ist daher der



Werth der Klammer hinreichend genau gleich Eins zu setzen. Auch bei den kürzesten Excenterstangen wird  $l$  wenigstens gleich  $20e$ , oft aber gleich  $30e$  bis  $40e$  und größer sein. Es ist also auch für den geringsten Werth von  $l = 20e$  und für den Winkel  $\delta = 0^\circ$  das zweite Glied der Klammer nur  $\frac{1}{800}$  oder  $\frac{1}{8}$  Proc., so daß man für alle praktischen Fälle dieses Glied

vernachlässigen kann, da der Einfluß desselben immer geringer ist, als die mit der Ausführung verbundene Ungenauigkeit. Man darf daher den besagten Abstand  $AM = c = l$  setzen, d. h. man kann annehmen, daß die erwähnte Mittellage  $M$  zwischen den Stellungen für die Todtlagen zusammenfällt mit der Mitte  $M_0$  des ganzen Weges  $C_3 C_4 = 2e$ , welchen der Bolzen  $C$  und der Schieber überhaupt durchläuft, während das Excenter zwischen den äußersten Lagen  $E_3$  und  $E_4$  sich bewegt. Die Entfernung  $MM_0$ , welche zwischen diesen beiden Mittellagen thatsächlich vorhanden ist, rührt, wie aus dem Vorhergehenden folgt, aus der beschränkten Länge der Excenterstange her und wird um so kleiner, je größer diese Länge  $l$  im Vergleich zur Excentricität  $e$  gewählt wird. Die hier und im Folgenden gemachte Annahme, daß diese Abweichung gleich Null sei, kommt auf die Annahme einer unendlich langen Lenkerstange hinaus, und der Zapfen  $C$  nimmt hierbei diese Mittelstellung ein, wenn das Excentermittel nach  $E_m$  in die Normale zur Schubrichtung getreten ist.

Denkt man sich nun die Kurbel aus ihrer Todtlage  $AB_1$  um einen beliebigen Winkel  $B_1 AB = \omega$  gedreht, wodurch das Excentermittel aus  $E_1$  in die Lage  $E$  gelangt, so hat sich der Schieber unter der gemachten Voraussetzung einer sehr langen Excenterstange aus seiner mittlern Stellung um die Größe  $AE_0$  nach rechts bewegt, wenn  $E_0$  die Projection von  $E$  auf  $B_1 B_2$  ist, d. h. der Ausschlag von der Mitte ist allgemein durch

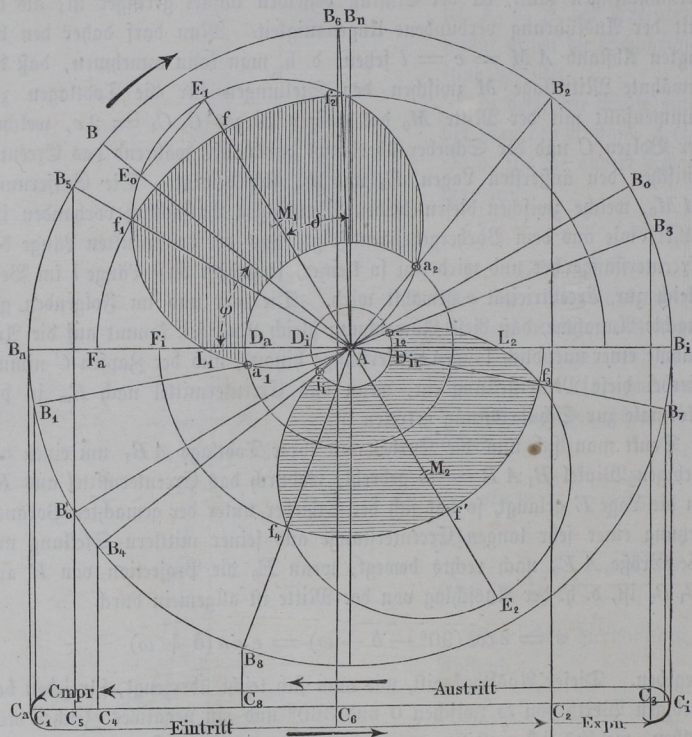
$$s = e \cos(90^\circ - \delta - \omega) = e \sin(\delta + \omega)$$

gegeben. Dieser Ausdruck gilt, wie man sich leicht überzeugt, für jeden beliebigen Werth von  $\omega$  zwischen  $0$  und  $360^\circ$  und ein negatives Zeichen desselben, welches sich einstellt, wenn  $\omega$  zwischen  $180^\circ - \delta$  und  $360^\circ - \delta$  gelegen ist, bedeutet einen Ausschlag des Schiebers nach der linken Seite von  $M$ , während die positiven Werthe von  $s$  Verschiebungen nach rechts ausdrücken. Der Schieber steht in seiner mittlern Stellung für  $s = 0$ , d. h. für  $\omega = 180 - \delta$  und  $\omega = 360 - \delta$ , während der größte Ausschlag nach rechts dem Werthe  $\omega = 90 - \delta$  und nach links dem Drehungswinkel  $\omega = 270 - \delta$  zukommt.

Man kann sich von der Vertheilung des Dampfes durch ein einfaches Diagramm in folgender Weise ein deutliches Bild verschaffen. Der Ausdruck  $s = e \cos(90^\circ - \delta - \omega)$  bedeutet die rechtwinkelige Projection

der Excentricität  $e$  auf eine unter dem Winkel  $90^\circ - \delta - \omega$  dagegen geneigte Gerade. Beschreibt man daher um  $A$  in Fig. 579 einen Kreis mit einem Halbmesser  $AB$ , welcher nach einem verjüngten Maßstabe den Kurbelhalbmesser  $r$  vorstellt, trägt an den die beiden Todtpunkte  $B_a$  und  $B_i$  aufnehmenden Durchmesser den Winkel  $B_a A E_1 = 90 - \delta$  an und macht

Fig. 579.



$A E_1 = e$ , so findet man für irgend eine Kurbelstellung  $AB$  den Ausschlag des Schiebers aus der Mitte in der Projection  $A E_0$  der Excentricität  $A E_1$  auf die Kurbelrichtung  $AB$ , denn es ist  $A E_0 = A E_1 \cos (90 - \delta - \omega)$ . Denkt man sich diese Construction für alle möglichen Drehungswinkel  $\omega$  von  $0$  bis  $360^\circ$  ausgeführt, so liegen die Fußpunkte  $E_0$  sämmtlich auf den Umfängen zweier Kreise vom Durchmesser  $A E_1 = A E_2 = e$ , deren Mittelpunkte  $M_1$  und  $M_2$  auf der durch  $A$  gezogenen Geraden  $E_1 E_2$  liegen, welche unter dem Winkel  $90 - \delta$  gegen die Schubrichtung  $B_a B_i$  geneigt ist. Die gemeinschaftliche Tangente  $B_0 B'_0$  an diese Kreise giebt diejenige



beiden Kurbelstellungen  $AB_0$  und  $AB'_0$ , für welche der Ausschlag des Schiebers gleich 0 ist, d. h. für welche der Schieber seine mittlere Stellung einnimmt, und für jede andere Kurbelrichtung  $AB$  erhält man den zugehörigen Ausschlag des Schiebers aus der Mitte in derjenigen Sehne  $AE_0$ , welche auf dieser Richtung  $AB$  von einem der beiden Kreise  $E$  abgeschnitten wird. Es ist auch leicht zu erkennen, daß der obere Kreis  $E_1$  den Ausschlag des Schiebers nach rechts angebt, welcher der Kurbelbewegung durch den Halbkreis  $B'_0 B_a B_0$  zugehört, während die Sehnen des untern Kreises  $E_2$  die Verschiebungen nach links vorstellen, wie sie während der Kurbelbewegung durch den Halbkreis  $B_0 B_i B'_0$  vorkommen. In der Todtlage  $AB_a$  der Kurbel ist demgemäß eine Verschiebung des Schiebers nach rechts um die Länge  $AL_1 = \lambda$  vorhanden, und folglich ist die Voröffnung des linken Eintrittscanals daselbst durch

$$o_a = \lambda - d_a = L_1 D_a$$

gegeben, wenn man die äußere Deckung  $d_a$  gleich  $AD_a$  macht. Ebenso erhält man in  $L_1 D_i = o_i$  die Eröffnung des rechten Austrittscanals, wenn man die innere Deckung  $d_i$  gleich  $AD_i$  macht. Denkt man sich um  $A$  Kreise mit den Halbmessern  $AD_a$  und  $AD_i$  beschrieben, so erhält man durch die Punkte  $a_1, a_2, i_1$  und  $i_2$ , in welchen diese Kreise von den Kreisen  $E_1$  und  $E_2$  geschnitten werden, diejenigen Kurbelstellungen, in denen die Verschiebung des Schiebers aus der Mitte gerade den Betrag der äußern beziehungsweise der innern Deckung erreicht hat. Diesen Kurbelstellungen entspricht daher der Beginn oder das Ende der Eröffnung des Eintritts oder beziehungsweise des Austritts. Faßt man nur die eine Cylinderseite links vom Kolben ins Auge, so ergiebt die Figur das Folgende. In der Todtstellung der Kurbel  $AB_a$ , wenn der Kolben die äußerste linke Stellung erreicht hat, findet der Dampf eine Oeffnung gleich  $o_a = L_1 D_a$  vor, welche schon während der vorhergegangenen Drehung der Kurbel von  $B_1$  nach  $B_a$  entstanden ist. Der Canal bleibt darauf dem eintretenden Dampfe geöffnet bis zu der durch  $a_2$  gegebenen Kurbelstellung  $AB_2$ , in welcher der Eintritt verschlossen ist. In Folge dessen findet bei weiterer Kurbeldrehung eine Expansion des Dampfes hinter dem Kolben statt, welche so lange anhält, bis der Cylinder mit dem Austrittsrohre in Verbindung gebracht wird. Dies findet in der durch  $i_2$  bestimmten Kurbelstellung  $B_3$  statt, für welche der Schieber gerade um den Betrag  $d_i$  der innern Deckung nach links verschoben ist. Der Bogen  $B_3 B_i$  entspricht daher dem sogenannten Vorausstritte des Dampfes. Der Austritt findet nun ununterbrochen bis zu der durch  $i_1$  bestimmten Stellung der Kurbel in  $AB_4$  statt, in welchem Zeitpunkte eine Compression des noch zurückgebliebenen Dampfes beginnt. Diese Compression dauert bis zu der Stellung der Kurbel in  $AB_1$ , für welche der

Canal bereits dem Kesseldampfe aufs Neue eröffnet wird, worauf der beschriebene Vorgang sich wiederholt. Zeichnet man noch um  $A$  als Mittelpunkt die beiden Kreise durch  $F_a$  und  $F_i$  mit den bezüglichlichen Halbmessern  $d_a + a$  und  $d_i + a$ , so geben die Schnittpunkte  $f_1, f_2, f_3$  und  $f_4$  dieser Kreise mit denjenigen  $E_1$  und  $E_2$  diejenigen Stellungen der Kurbel an, in denen der Canal um seine ganze Breite  $a$  für den Eintritt und beziehungsweise für den Austritt geöffnet ist. Der Canal ist daher während der Drehung der Kurbel durch den Winkel  $f_1 A f_2$  für den Eintritt und während der Drehung durch  $f_3 A f_4$  für den Austritt gänzlich eröffnet, und die beiden in der Figur schraffierte Flächen zwischen den Kreisen  $E, F$  und  $D$  lassen für jede Kurbelstellung die Weite der zugehörigen Canalöffnung erkennen. Die obere vertical schraffierte Fläche gilt dabei für den Eintritt und die untere horizontal schraffierte Fläche für den Austritt des Dampfes.

Es ist auch leicht, für jede Kurbelstellung die zugehörige Verschiebung des Kolbens zu bestimmen. Wollte man auch hierfür die Neigung der Lenkerstange gegen die Schubrichtung vernachlässigen, so hätte man einfach die einzelnen Lagen des Kurbelzapfens  $B$  auf eine zur Schubrichtung parallele Gerade  $C_a C_i$  zu projectiren, wie es in der Figur geschehen ist. Wenn man jedoch die Kolbenstellungen genauer unter Berücksichtigung der beschränkten Schubstangenlängen ermitteln will, so hat man die vorstehend angeführten genauen Formeln für die Verschiebung des Kreuzkopfes (s. auch Thl. III, 1, das Kurbelgetriebe) zu benutzen, oder man kann sich für eine graphische Ermittlung des im Folgenden angegebenen Müller'schen Diagramms bedienen.

Aus den in die Figur eingeschriebenen Bezeichnungen ergibt sich der Vorgang der Dampfvertheilung für die eine (linke) Seite des Kolbens, und es gelten für die andere (rechte) Kolbenseite unverändert die nämlichen Betrachtungen. Das hier angeführte Diagramm ist zuerst mit etwas anderer Herleitung von Zeuner \*) angegeben, welcher die beiden Kreise  $E_1$  und  $E_2$  die Schieberkreise und die Kreise  $D_a$  und  $D_i$  die Deckungskreise nennt.

Während man für die Schieberbewegung immer die Länge der Excenterstange als unendlich groß annehmen darf, da, wie vorstehend nachgewiesen, die damit verbundene Ungenauigkeit immer sehr klein ist, so genügt eine solche Annäherung meist nicht mehr für die Bestimmung der Kolbenbewegung, indem hierbei die Länge  $l$  der Lenkerstange immer eine verhältnißmäßig geringere ist, welche etwa zu  $5r$  bis  $6r$ , nur selten  $7r$  bis  $8r$  angenommen wird, unter  $r$  den Kurbelhalbmesser verstanden. Bei einer Länge  $l = 5r$  befindet sich der Kolben, wenn die Kurbel um  $90^\circ$  vom toten Punkte aus gedreht ist, von der Aze nach dem Vorangegangenen in einem Abstände gleich

\*) Siehe Zeuner, Die Schiebersteuerungen.



$$l \cos \gamma = l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} = l \sqrt{\frac{24}{25}} = 0,9798 l,$$

während dieser Abstand unter Annahme einer unendlich langen Lenkerstange zu  $l$  sich ergibt. Der mit dieser Annahme verbundene Fehler beziffert sich daher zu

$$0,0202 l = 0,0404 r$$

oder zu etwa 2 Proc. des ganzen Kolbenlaufes  $2r$ , welcher Betrag groß genug ist, um in vielen Fällen eine genauere Bestimmung des Kolbenweges nötig zu machen.

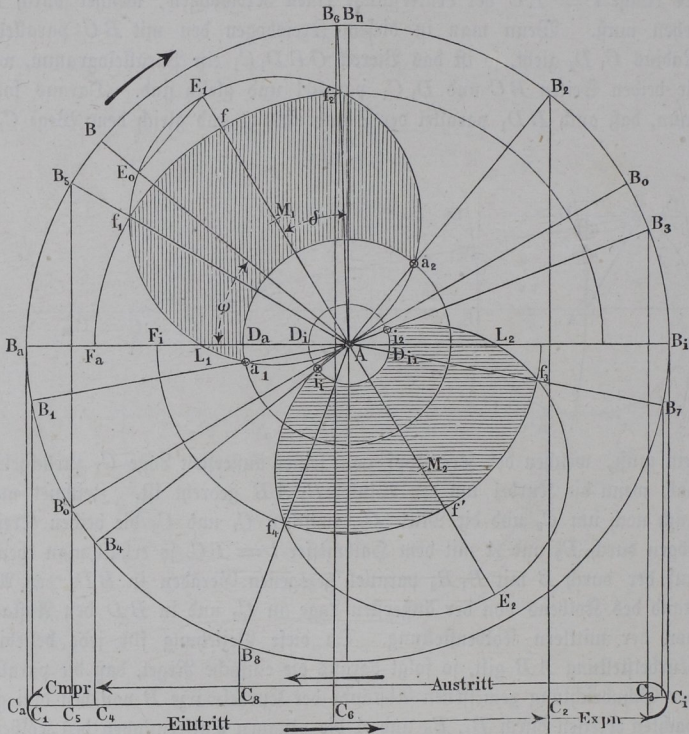
Da eine ausführliche Berechnung des Kurbelgetriebes in Thl. III, 1 gegeben ist, so soll hier nur noch angeführt werden, wie man in einfacher Weise durch ein Diagramm den zu jeder Kurbelstellung zugehörigen Kolbenstand bestimmen kann. Hierzu eignet sich vorzüglich das von Müller\*) angegebene Diagramm, welches sich in folgender Art ergibt. Ist  $AB$ , Fig. 580 (a. f. S.), eine Kurbel von der Länge  $r$ , welche bei ihrer Drehung im Sinne des Pfeiles mittelst der Lenkerstange  $BC = l$  den Kreuzkopf und damit den Kolben zwischen  $C_1$  und  $C_2$  um die Länge  $2r$  hin- und herbewegt, so denke man sich dem ganzen Getriebe in allen seinen Theilen eine zusätzliche Drehung ertheilt, welche gleich und entgegengesetzt der Kurbeldrehung ist. Durch diese Hinzufügung wird, wenn sie auf alle Theile, also auch auf das Gestell und den Cylinder sich erstreckt, an der relativen Bewegung der einzelnen Theile gegen einander nichts geändert. Die Kurbel selbst kommt durch diese zusätzliche Bewegung vollständig in Ruhe und es entsteht dadurch aus dem Kurbelmechanismus das Getriebe der sogenannten rotirenden Kurbelschleife, welche als eine kinematische Umkehrung des gewöhnlichen Schubkurbelgetriebes anzusehen ist (s. Thl. III, 1). Denkt man sich dabei etwa die Kurbel in der Todtlage  $AB_2$  stehend, so beschreiben die beiden Endpunkte  $C_1$  und  $C_2$  der Geradföhrung, zwischen denen der Kreuzkopf  $C$  sich bewegt, zwei um  $A$  concentrische Kreise, während der Kreuzkopf oder Endpunkt der Lenkerstange den um  $B_2$  mit dem Radius  $l$  gezeichneten Kreis  $K$  durchläuft. Es ist nun ohne Weiteres klar, daß dieser von Müller sogenannte Distanzkreis  $K$  für jede Kurbelrichtung auf dem zwischen den Kreisen  $C_1$  und  $C_2$  gelegenen Stücke die relative Lage des Kolbens anzeigt. So folgt beispielsweise für die Kurbelstellung  $AB$  die Verschiebung des Kreuzkopfes von  $C_1$  gleich  $FK$ . Zeichnet man noch durch die Mitte  $C_m$  zwischen  $C_1$  und  $C_2$  den um  $A$  concentrischen Kreis, so findet man daher mittelst des Durchschnittes  $K_m$  desselben mit dem Distanzkreise diejenige Kurbelstellung  $AB_m$ , für welche der Kolben genau in der Mitte seines

\*) Civilingenieur, Bd. 7, S. 347.

Anwendung zur graphischen Behandlung der Umsteuerungen der Locomotiven\*) gemacht hat. Auch das von Neuleaux angegebene Diagramm läßt sich aus der Fig. 581 herleiten.

§. 287. Fortsetzung. Die Betrachtung der Fig. 579 läßt leicht die Einflüsse erkennen, welche die einzelnen Elemente, wie Voreilungswinkel, Excentricität, innere und äußere Deckung, auf die Vertheilung des Dampfes ausüben. In

Fig. 579.



dem todten Punkte  $B_a$  der Kurbel ist der Schieber der Figur zufolge um die Größe der linearen Voreilung  $\lambda = AL_1$  aus seiner mittlern Stellung nach rechts verschoben, und es ist in diesem Augenblicke eine Oeffnung des Eintrittscanales vorhanden, welche durch  $L_1 D_a = \lambda - d_a$  dar-

\*) Die Umsteuerungen der Locomotiven in rein graphischer Behandlung von Albert Fliegner.



gestellt ist. Wäre die äußere Deckung  $d_a$  gerade gleich der linearen Voreileitung  $\lambda$ , so würde der Canal im todten Punkte sich gerade zu öffnen beginnen. Da aber, wie schon bemerkt, die Eröffnungen schon früher ihren Anfang nehmen, der Dampf also dem Kolben noch vor Beendigung seines Laufes entgegentreten soll, so hat man unter allen Umständen die äußere Deckung  $d_a$  kleiner anzunehmen als das lineare Voreilen  $\lambda$ . Die Eröffnung des Canales geschieht demzufolge schon in der durch  $a_1$  festgelegten Kurbelstellung  $AB_1$ , so daß dem von rechts ankommenden Kolben auf dem letzten Stücke  $C_1 C_a$  seines Weges schon der frische Kessel Dampf entgegentritt.

Wenn die Kurbel ihre Drehung mit gleichförmiger Geschwindigkeit vollführt, so ist unmittelbar nach Ueberschreitung des todten Punktes die Bewegung des Kolbens nur langsam, da die Kolbengeschwindigkeit von dem Werthe Null im todten Punkte nur allmählig zunimmt, während der Schieber in dieser Stellung mit verhältnißmäßig großer Geschwindigkeit sich bewegt, und daher sogleich beim Beginn der Kolbenbewegung die Canäle schnell aufgerissen werden. Man erkennt dieses Verhalten daraus, daß die betreffende, von  $A$  ausgehende Sehne des Schieberkreises sehr schnell wächst, wenn dieselbe aus der Todtlage  $AB_a$  im Sinne des Pfeiles gedreht wird. In Folge hiervon ist denn auch der Canal in seiner ganzen Breite dem eintretenden Dampfe bereits geöffnet, wenn die Kurbel die durch den Punkt  $f_1$  bestimmte Stellung  $AB_3$  eingenommen hat, in welcher Stellung der Kolben nur etwa den Weg  $C_a C_3$  zurückgelegt hat. Dieses schnelle Deffnen des Dampfcanals ist eine sehr gute Eigenschaft der hier betrachteten Steuerung, indem in Folge hiervon die sogenannte Drosselung des Dampfes, d. h. die Hindurchführung desselben durch verengte Querschnitte, nur in geringem Maße auftritt. Solche Drosselung ist immer möglichst zu vermeiden, da mit derselben stets eine Spannungsermäßigung und Verkleinerung der Leistung verbunden ist.

Die Figur zeigt, daß der Canal für den eintretenden Dampf vollständig geöffnet bleibt, während die Kurbel den Winkel  $B_5 AB_6$  durchläuft, also der Kolben sich von  $C_5$  bis  $C_6$  verschiebt. Der Schieber hat während dieser Zeit sogar größere Verschiebungen erhalten, als zur vollständigen Eröffnung nur nöthig sind, was zur Folge hat, daß die äußere (linke) Kante des Schieberlappens noch um eine gewisse Größe über die innere Kante des Canals nach rechts hin zurückgegangen ist, so daß man wohl von einer Ueberöffnung des Schiebers spricht, welche ihren größten Betrag  $E_1 f = e - (a + d_a)$  in der Kurbelstellung  $AE_1$ , also bei einem Drehungswinkel von  $B_a AE_1 = 90 - \delta$  erlangt, für welchen die Excentricität in die Lage  $AB_i$  gekommen ist und der Schieber seinen größten Ausschlag nach rechts angenommen hat.

Bei der weiteren Drehung der Kurbel über  $AB_6$  hinweg beginnt der Schieber den Canal für den eintretenden Dampf wieder zu schließen, so daß in der Kurbelstellung  $AB_2$  der vollständige Abschluß eingetreten ist. Für die Geschwindigkeit dieses Verschlusses sind wiederum die Sehnen des Schieberkreises zwischen  $Af_2$  und  $Aa_2$  maßgebend, und man erkennt auch, daß der Winkel  $B_6AB_2$ , um welchen sich die Kurbel während des Abschließens dreht, gerade gleich dem Winkel  $B_1AB_5$  ist, der dem Eröffnen zukommt. Der Kolben hat sich jedoch während des Abschließens um die viel größere Strecke  $C_6C_2$  bewegt, so daß also der Schluß im Vergleich mit der Kolbenbewegung verhältnißmäßig langsam erfolgt, womit eine gewisse Drosselung des Dampfes verbunden ist, welche auch durch das Indicatordiagramm (siehe weiter unten) angezeigt wird.

Der in dem Cylinder abgesperrte Dampf wirkt nun durch seine Ausdehnung treibend auf den Kolben bis zu der Kurbelstellung  $AB_3$ , in welcher der Schieber aus seiner mittlern Lage, die er in der Kurbelstellung  $AB_0$  inne hat, um die Größe  $Ai_2 = d_i$  der innern Deckung nach links verschoben ist. Von diesem Augenblicke an, in welchem der Kolben die Stellung  $C_3$  einnimmt, kann der Dampf entweichen nach der freien Luft oder dem Condensator, und es stellt sich daher hinter dem Kolben eine Spannung des Dampfes ein, welche die atmosphärische oder die des Condensators nur wenig übertrifft. Dies wird insbesondere durch die schnelle Eröffnung des Austrittscanals bewirkt, welche während der Drehung der Kurbel um  $B_3AB_i$  oder während der Verschiebung des Kolbens um die geringe Länge  $C_3C_i$  von Null bis auf den Betrag  $D_iL_2 = \lambda - d_i$  sich vergrößert. Bereits in der durch  $f_3$  bestimmten Kurbelstellung  $AB_7$  ist der Canal für den Austritt gänzlich geöffnet und bleibt dies während Bewegung der Kurbel nach  $AB_8$  oder des Kolbens nach  $C_3$ . Jetzt beginnt der Abschluß der Austrittsöffnung, welcher in der Kurbelstellung  $AB_4$  beendet ist. Für die Geschwindigkeit des Oeffnens und Schließens der Austrittsöffnung sind wieder die Veränderungen maßgebend, welche die Sehnen des untern Schieberkreises in den Winkeln  $i_2Af_3$  und  $f_4Ai_1$  erleiden, und es gelten hierfür, sowie in Betreff der Ueberöffnung  $E_2f'$  des Austrittscanals ganz ähnliche Betrachtungen wie sie vorstehend für den Eintritt angestellt wurden. Von der Kolbenstellung  $C_4$  an, bei welcher die Austrittsöffnung verschlossen ist, wird nun der noch in dem Cylinder befindliche Dampf so lange comprimirt, bis in der Stellung der Kurbel in  $AB_1$  und des Kolbens in  $C_1$  der frische Kesseldampf wieder Zutritt erhält und dem Kolben während des letzten Wegtheiles von  $C_1$  nach  $C_a$  entgegentritt. Von hier an wiederholen sich die Vorgänge genau in derselben Folge und es ist auch klar, daß für die rechte Kolbenseite alle Verhältnisse dieselben sind wie für die linke, nur daß die entsprechenden Kurbelstellungen sämmtlich um  $180^\circ$  von den hier für die linke Seite betrachteten



abweichen. Aus den vorstehenden Bemerkungen ergibt sich, daß durch die dem Diagramm der Fig. 579 zugehörige Steuerung der Dampf einer Expansion ausgesetzt wird, welche, wenn man hier von den schädlichen Räumen abieht, durch das Verhältniß der Kolbenwege  $C_a C_2$  zu  $C_a C_3$  dargestellt ist, und daß in gleicher Weise zwischen  $C_4$  und  $C_1$  eine Compression des zurückgebliebenen Dampfes in dem Verhältnisse  $C_a C_4$  zu  $C_a C_1$  stattfindet. In welcher Weise die schädlichen Räume zu berücksichtigen sind, die besonders bei der Compression einen erheblichen Einfluß ausüben, ist leicht zu erkennen.

Man ersieht aus der Figur, daß es nicht möglich ist, mit der betrachteten Steuerung eine einigermaßen erhebliche Expansion zu erreichen, ohne gleichzeitig eine beträchtliche Compression des Dampfes in Kauf nehmen zu müssen. Man kann nämlich eine Veränderung des Expansionsverhältnisses erzielen durch eine Veränderung entweder der äußern Ueberdeckung  $d_a$  oder des Voreilungswinkels  $\delta$  oder der Excentricität  $e$ .

Vergrößert man unter Beibehaltung aller übrigen Elemente die äußere Deckung  $d_a$ , also den Halbmesser  $AD_a$  des bezüglichen Kreises, so rückt der Punkt  $B_2$  nach links, was einem frühern Abschlusse des Dampfes und somit einem größern Expansionsgrade entspricht. Man muß indeß bemerken, daß mit einer größern äußern Deckung  $d_a$  auch entweder eine vergrößerte Excentricität  $e$  oder ein größerer Voreilungswinkel  $\delta$  angenommen werden muß, wenn die lineare Voröffnung denselben Werth  $D_a L_1$  beibehalten soll. Mit einer größern Excentricität  $e = AE_1$  rückt aber die Kurbelstellung  $AB_2$ , bei welcher der Abschluß erfolgt, wieder nach rechts, so daß der Abschluß wieder entsprechend verzögert wird, während eine größere Voreilung den Winkel  $B_n AE_1$  vergrößert, so daß damit der Punkt  $i_1$  oder die Kurbellage  $AB_4$  bedeutend weiter nach rechts rückt als die Kurbelstellung  $AB_1$ . In Folge dessen wird wieder die Compression beträchtlich größer und hierdurch der Widerstand des Kolbens in unzulässiger Weise vermehrt, wie auch die Voröffnung früher stattfinden würde. Aus diesen Gründen darf man bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen die Voreilung, Excentricität und die äußere wie innere Deckung nicht über gewisse erfahrungsmäßige Werthe wachsen lassen.

Nach Zeuner wählt man für gewöhnlich den Voreilungswinkel  $\delta$  zwischen  $10^\circ$  und  $30^\circ$ , die Excentricität  $e$  zwischen 50 und 80 mm und die Breite der Dampfeintrittscanäle zwischen 30 und 50 mm, wobei man 3 bis 6 mm äußeres Voröffnen geben kann. Nach v. Reiche soll man die Excentricität für langsam gehende Dampfmaschinen  $e = a + d_i$ , dagegen für schnell gehende  $e = a + d_a$  machen, im erstern Falle wird der Canal nur für den Austritt, im letztern für den Eintritt ganz geöffnet. Danach wäre zu machen:

Füllung	$\delta$	$d_a$	$d_i$	$e$	für:
0,91 . . . . .	20°	$\frac{e}{4}$	$\frac{e}{12}$	$\frac{12}{11} a$	kleine Kolbengeschwindigkeit.
				$\frac{4}{3} a$	große "
0,80 . . . . .	30°	0,4 e	$\frac{e}{10}$	$\frac{10}{9} a$	kleine "
				$\frac{5}{3} a$	große "

Die Weite  $a_0$  des mittlern oder Austrittscanals hat man so groß zu machen, daß auch in der äußersten Schieberstellung noch eine Ausgangsöffnung gleich der Canalweite  $a$  verbleibt, und dazu ist (nach Fig. 577) eine Weite von mindestens

$$e + d_i + a - d_s = a_0$$

erforderlich, wenn  $d_s$  die Stärke des Steges zwischen zwei Canälen bedeutet, welche man zu

$$d_s = 0,5 a + 10 \text{ mm}$$

annehmen kann. Die Canalweite  $a$  ergibt sich aus dem Querschnitte  $f$  der Dampfcanäle, welchen man so zu bestimmen hat, daß die Geschwindigkeit des Dampfes einen gewissen Werth nicht übersteigt. Diese Geschwindigkeit soll man nach v. Reiche passend zu 30 m für den eintretenden und zu 10 m für den austretenden Dampf annehmen. Ist daher  $F$  der Querschnitt des Dampfzylinders und  $v$  die durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit in Metern pr. Secunde, so hat man den Querschnitt der Dampfcanäle für den Eintritt zu  $f = F \frac{v}{30}$  und für den Austritt zu  $f_0 = F \frac{v}{10}$  zu machen. Ist  $b$  die Breite der Dampfcanäle, welche man je nach den Umständen zu  $4 a$  bis  $10 a$  annimmt, so hat man

$$f = ab = 4 a^2 \text{ bis } 10 a^2$$

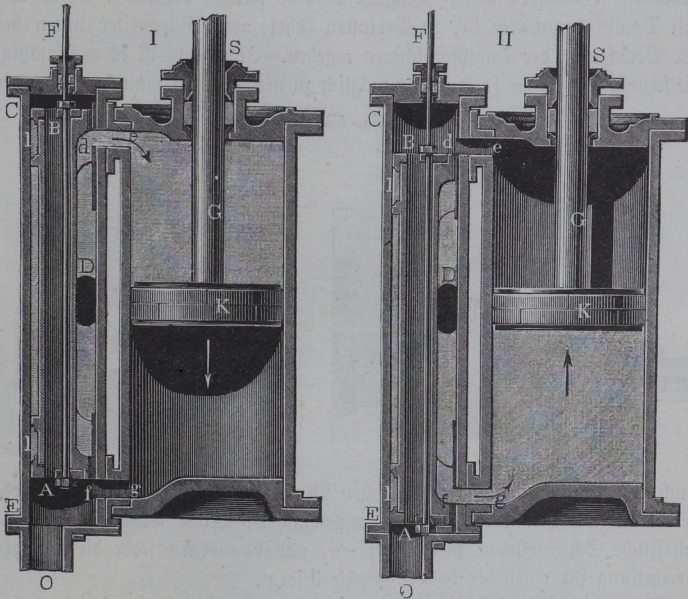
zu setzen, woraus  $a$  sich ergibt. An einem Beispiel soll die Rechnung weiter unten erläutert werden.

§. 288. Entlastete Schieber. Da der Muschelschieber durch den Druck des den Schieberkasten anfüllenden Dampfes mit großer Kraft gegen die Gleitfläche oder den Schieber Spiegel gepreßt wird, so entsteht hierdurch eine bedeutende Reibung, welche bei der Bewegung des Schiebers überwunden



werden muß. Diese Reibung verzehrt bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen einen erheblichen Theil von der Arbeit des Dampfes, welchen man beispielsweise für Locomotiven zu etwa 6 Proc. der gesammten Arbeit angiebt. Um diese Reibung zu verringern, hat man sich vielfach bestrebt, sogenannte entlastete Schieber, d. h. solche auszuführen, welche nur mit geringer Kraft gegen den Schieber Spiegel gepreßt werden. Eine solche Entlastung darf niemals eine vollkommene sein, denn zum Dichtschließen ist immer eine gewisse Pressung des Schiebers gegen den Schieber Spiegel erforderlich. Aus dem Grunde haben sich denn solche Schieber, welche eine

Fig. 582.



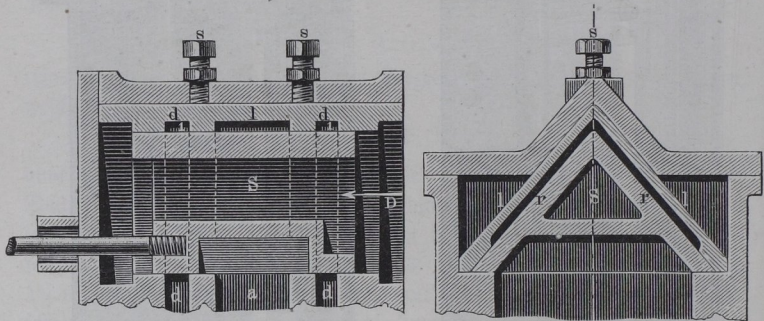
vollständige Entlastung gewähren, wie z. B. die Kolbenschieber (s. Fig. 403), nicht bewährt.

Dem Kolbenschieber ähnlich ist der röhrenförmige D-Schieber, Fig. 582. Bei demselben umgiebt der durch *D* eingeführte frische Kesseldampf die Röhre *AB*, welche an beiden Enden zu Kolben von *D*-förmigem oder halbkreisförmigem Querschnitte ausgebildet ist, deren ebene Flächen die Canäle *d* und *f* entsprechend öffnen und verschließen, während durch die Liderungen *l* ein dampfdichter Abschluß gegen die halbcylindrische Dampfammer erreicht wird. Der abgehende Dampf tritt durch *O* nach dem Condens-

fator, und zwar dient die Röhre, um dem aus dem obern Canale *e* austretenden Dampfe (in *II*) den Abgang nach *O* zu gestatten. Da hierbei der Schieber ringsum vom Dampfe umgeben ist, so findet eine Pressung des erstern gegen den Schieber Spiegel gar nicht statt, in Folge dessen wird zwar die Reibung geringer, auf einen dampfdichten Schluß aber auch nicht zu rechnen sein.

Ein Vorzug der durch Fig. 582 dargestellten Anordnung muß jedoch darin erkannt werden, daß hierbei die Dampfcanäle *de* und *fg* nur kurz sind, daher der schädliche Raum viel geringer ausfällt, als bei dem gewöhnlichen Muschelschieber, bei welchem die Dampfcanäle eine größere Länge annehmen. Inwiefern dieser schädliche Raum, welcher bei jedem Spiele neu mit Dampf anzufüllen ist, zu Verlusten führt, wird sich weiter unten bei der Berechnung der Dampfmaschinen ergeben. Jedenfalls ist es zweckmäßig, die schädlichen Räume so klein als möglich zu machen, und man hat deswegen

Fig. 583.



auch bei Anwendung des gewöhnlichen Muschelschiebers eine Theilung desselben in zwei besondere Schieber vorgenommen, welche durch eine gemeinschaftliche Schieberstange bewegt werden, und von denen jeder die Dampfvertheilung für einen der beiden Canäle besorgt.

Eine gleichfalls auf dem Princip des Kolben- oder Röhrenschiebers beruhende Einrichtung zeigt der entlastete Schieber von Jobin, Fig. 583. Der in Gestalt eines dreiseitigen Prismas gebildete Röhrenschieber *S* gleitet mit seiner Basis auf dem Schieber Spiegel, während die beiden Rückenflächen *r* durch eine dagegen gepresste winkelförmige Liderungsplatte *l* abgedichtet werden. Der bei *D* eintretende frische Dampf füllt das Innere des Schiebers und die Dampfchamber zu beiden Seiten der Platte *l* aus, so daß aus dem Dampfdrucke eine Belastung des Schiebers nicht hervorgeht, und zwar auch dann nicht, wenn der Schieber einen der Dampfcanäle *d* abschließt, da die in der Dichtungsplatte *l* angebrachten Aussparungen *d*<sub>1</sub> auch für



diesen Fall eine Entlastung bewirken. Der abgehende Dampf gelangt durch die Schieberhöhle nach dem Canale *a*. Zur Erzeugung des dichten Schlusses soll die Liderungsplatte *l* mittelst der Schrauben *s* gegen den Schieber gedrückt werden, die Schwierigkeit hierbei besteht nur darin, daß diese Platte *l* gleichzeitig auf dem Rücken *r* des Schiebers und auf dem Schieber Spiegel dicht schließen muß, was auf die Dauer kaum zu erreichen sein dürfte.

Die besseren Schieberentlastungen beruhen entweder darauf, daß man einen bestimmten Theil der Schieberoberfläche der Einwirkung des Dampfdruckes gänzlich entzieht, oder daß man den Dampfdruck auf eine bestimmte Fläche durch ein unterstützendes Organ aufnimmt. Nach dem erstern Principe erreicht man beispielsweise eine Entlastung, wenn man den Schieber *S*,

Fig. 584.

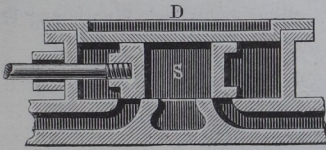
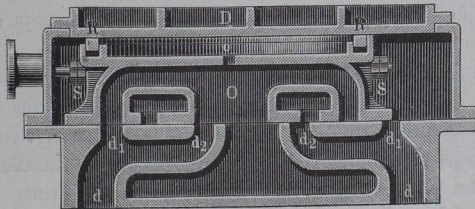


Fig. 584, mit seinem Rücken dampfdicht gegen den Deckel *D* des Schieberkastens treten läßt, eine Einrichtung, die aber ihre großen praktischen Schwierigkeiten hat, nicht nur, weil dabei der Deckel *D* nachstellbar gemacht werden muß, sondern auch, weil die verschiedene Ausdehnung der einzelnen Theile in Folge von Temperaturveränderungen zu Klemmungen oder zum Undichtwerden Veranlassung giebt.

Besser ist in dieser Beziehung die Entlastung, wie sie durch Fig. 585 angedeutet ist. Auf dem Rücken des Muschelschiebers *S* ist hierbei eine

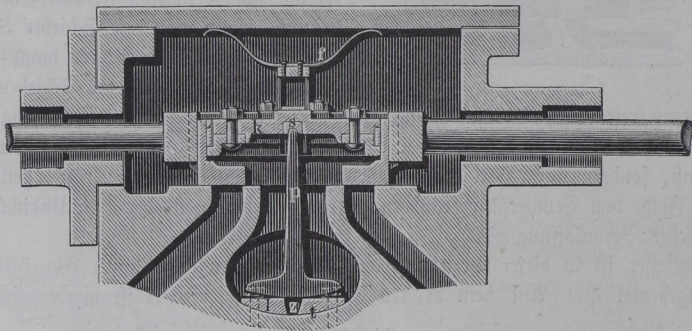
Fig. 585.



kreisförmige Nutze angebracht, in welche ein Metallring *R* eingelegt ist, der durch eine untergelegte Feder gegen den eben gehobelten Deckel *D* des Schieberkastens gedrückt wird. Bezeichnet *r* den Halbmesser dieses Ringes, so wird vermöge dieser Anordnung die dem Dampfdrucke ausgesetzte Fläche des Schiebers um die Größe  $\pi r^2$  verkleinert, und man hat es daher in der Hand, durch geeignete Größe des Ringes *R* die Entlastung bis zu einem beliebigen Grade vorzunehmen. Der Raum *o* innerhalb des Ringes ist

durch eine Durchbohrung des Schieberrückens mit der Höhlung  $O$  des Schiebers in Verbindung gebracht worden, um den durch etwaige Undichtigkeiten des Ringes  $R$  in diesen Raum eintretenden Dampf abzuführen. Man ersieht hieraus, wie bei einer ungenügenden Dichtung des Ringes ein namhafter Dampfverlust eintreten muß, welcher die Vortheile der Entlastung verringern oder ganz aufheben kann. Es mag bemerkt werden, daß jeder Dampfcanal  $d$  in Fig. 585 in zwei Ausmündungen  $d_1$  und  $d_2$  verästelt ist, und daß dem entsprechend der Muschelschieber eine solche Gestalt erhalten muß, vermöge deren sowohl der Eintritt des Dampfes aus dem Schieberkasten stets durch beide Oeffnungen geschehen kann, wie auch zum Entlassen des gebrauchten Dampfes jederzeit beide Oeffnungen mit der Schieberhöhlung  $O$  in Verbindung treten müssen. Man wählt diese Anordnung bei

Fig. 586.



großen Maschinen mit weiten Dampfcanälen, um dabei die Schieberbewegung kleiner machen zu können.

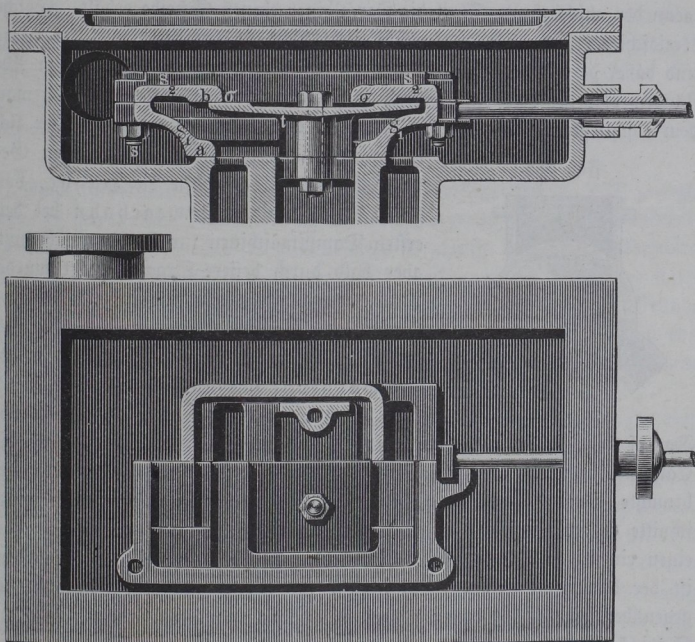
Bei dem von Lindner angegebenen Schieber, Fig. 586, ist die Entlastung durch eine kreisförmige Scheibe  $k$  bewirkt, welche in eine entsprechende Bohrung des Schiebers mit einem Liderungsringe nach Art eines Kolbens dampfdicht eingefest ist und welche ihre Stütze auf einem Walzenpendel  $p$  findet, das bei der Bewegung des Schiebers sich mit seiner cylindrischen Stützfläche auf der Stahlplatte  $t$  abwälzt. Hiernach wird der auf den Kolben  $k$  entfallende Dampfdruck direct durch die Pendelstütze aufgenommen, daher der Schieber um diesen Druck entlastet wird. Die Liderung des Kolbens  $k$  ist nur mit Rücksicht auf die allmälige Abnutzung des Schiebers nöthig, da bei der Bewegung eine Verschiebung des Kolbens in dem Schieber nicht stattfindet, insofern der Stützpunkt  $s$  des Kolbens wegen der cylindrischen Fläche des Pendels  $p$  stets denselben Abstand von der Stützbahn  $t$  behält. Der in einen Einschnitt der Bahn  $t$  eingreifende



Zahn  $z$  soll nur die richtige Lage des Pendels erhalten. Die Feder  $f$  verhindert das Abflappen des Schiebers, wenn der Dampf vom Schieberkasten abgestellt ist und die Maschine doch bewegt wird, wie es bei den Locomotiven vorkommt.

Eine andere, durch Fig. 587 veranschaulichte Einrichtung von Schaltenbrand\*) bewirkt die Entlastung in ähnlicher Weise, wie es bei den sogenannten Doppelsitzventilen geschieht, nämlich durch Anordnung von zwei verschiedenen unterstützenden Flächen. Man ersieht aus der Figur, daß

Fig. 587.



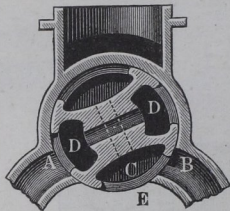
der Schieber aus zwei durch Schraubenbolzen  $s$  zusammengehaltenen Theilen  $S_1$  und  $S_2$  besteht und gleichzeitig mit der untern Fläche  $a$  auf dem Schieber-  
spiegel und mit einer obern innern Fläche  $b$  auf der Stützplatte  $t$  gleitet. Diese Stützplatte  $t$  ist, wie aus Fig. 587 II. ersichtlich, im Grundriß recht-  
eckig gebildet und man erkennt leicht, daß die Entlastung des Schiebers dem

\*) Dingler's polyt. Journal 1862.

Dampfdrucke gleichkommt, welcher auf eine zwischen den dichtenden Ranten  $\sigma$  enthaltene Fläche wirkt. Diese Construction dürfte sich durch ihre verhältnißmäßige Einfachheit, sowie wegen des Wegfalls aller Liderungen vor den anderen Constructionen besonders auszeichnen. Man wird annehmen können, daß die beiden Gleitflächen sich während des Betriebes gleichmäßig dicht schleifen, da bei dem Eintreten einer größeren Abnutzung an der einen Fläche der Druck auf die andere steigen muß, so daß hierdurch von selbst eine Ausgleichung und ein Dichtschleifen eintritt.

Man hat auch wohl anstatt der geradlinig bewegten Schieber solche mit rotirender Bewegung ausgeführt, welche als Kreisschieber auftreten, wenn der abschließende Theil die Form einer ebenen Scheibe erhält. Solche Kreisschieber sind erfahrungsmäßig nicht dicht zu erhalten, weil die Wege und daher die Abnutzungen an den einzelnen Stellen den verschiedenen Abständen von der Axe entsprechend verschieden groß ausfallen. Giebt man dem abschließenden Theile dabei die Form eines Kegeltumpfes, welcher sich

Fig. 588.



in einem genau passenden kegelförmigen Gehäuse bewegt, so entstehen die Hähne, von denen der bekannte Bierwegehahn bei den ersten Dampfmaschinen zur Steuerung benutzt, aber bald durch bessere Organe ersetzt wurde. Auch hat man Hähne so eingerichtet, daß ihre Wirkungsweise mit derjenigen des Muschelschiebers übereinstimmt. Dieser Art ist der Schwarzkopf'sche Drehschieber, Fig. 588. Der durch die axialen Canäle  $D$  zuströmende

Dampf tritt je nach der Stellung des Schiebers abwechselnd durch die Canäle  $A$  und  $B$  über oder unter den Dampfcolben, wogegen der gebrauchte Dampf durch dieselben Canäle zurückkehrend nach dem Einschnitte  $C$  des Schiebers geleitet wird, um durch  $E$  zu entweichen. Um einen einseitigen Druck des Drehschiebers gegen das Gehäuse zu vermeiden, ist der diametrale Canal zwischen  $DD$  angebracht und dem Einschnitte  $C$  gegenüber eine Elidirung oder Aussparung vorhanden, wie der Schitko'sche Hahn bei den Wasser säulenmaschinen sie hat (s. §. 148). Die Einrichtung der Drehschieber bei den Corlißmaschinen wird weiter unten angegeben werden.

Auch die conischen und cylindrischen Drehschieber leiden an dem Uebelstande eines baldigen Undichtwerdens, besonders wenn dieselben einer Oscillation abwechselnd nach der einen oder andern Richtung unterworfen sind, weniger fühlbar tritt der Uebelstand bei solchen Schiebern auf, welche vermöge ihrer Construction die Steuerung durch Drehungen ermöglichen, die stets in demselben Sinne erfolgen.



Entlastete Schieber überhaupt haben nur verhältnißmäßig wenig Anwendung gefunden. Abgesehen von der in der Regel complicirten Einrichtung ist es schwierig, die Dichtung an zwei Flächen gleichmäßig zu erhalten, wie dies meistens erforderlich ist, und bei unvollkommenem Abschlusse führt gar leicht ein directes Entweichen von Dampf aus dem Schieberkasten nach dem Abblaserohre zu Arbeitsverlusten, welche die Ersparnisse überwiegen, die durch die Verkleinerung der Reibung erzielt werden können. Wie schon bemerkt, ist eine vollständige Entlastung überhaupt mit dem Erforderniß eines dichten Abschließens nicht vereinbar, und es darf die Entlastung auch deshalb nicht zu weit getrieben werden, weil sonst leicht ein Abheben des Schiebers von dem Spiegel eintritt, sobald im Innern des Cylinders eine erhebliche Compression auftritt, wie dies insbesondere bei Locomotiven oft vorkommt. Bei vielen Entlastungsschiebern ist es außerdem schwierig, besondere Expansionschieber anzubringen, deren Anwendung mit Rücksicht auf möglichst vortheilhafte Ausnutzung der Dampfkraft von hervorragender Bedeutung ist.

**Expansionsschieber.** Es wurde in den §§. 286 u. 287 gezeigt, §. 289. daß der gewöhnliche Muschelschieber die Erreichung nur geringer Expansionsgrade ermöglicht, da mit einem verfrühten Abschlusse des frischen Dampfes auch eine vorzeitige Absperrung der Austrittsöffnung und damit eine starke Compression des gebrauchten Dampfes verbunden ist. Aus diesem Grunde kann man mit dem Muschelschieber nur eine Expansion im Verhältniß von etwa 4 : 3 erreichen, entsprechend einer Anfüllung des Cylinders mit frischem Dampfe im ungefähren Betrage von  $\frac{3}{4}$  seines ganzen Inhalts.

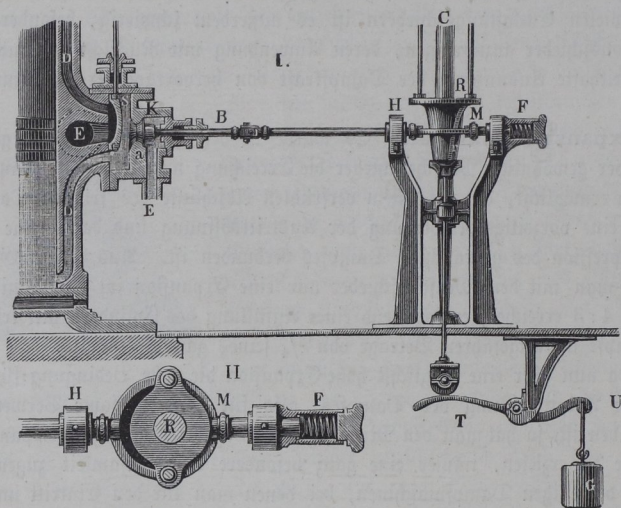
Da nun aber eine möglichst hohe Expansion die erste Bedingung für eine große Arbeitsleistung des Dampfes, also für eine sparsame Verwendung desselben ist, so hat man den Mitteln, welche dazu dienen, höhere Expansionsgrade zu erzielen, immer eine ganz besondere Aufmerksamkeit zugewandt. Bei denjenigen Dampfmaschinen, bei denen man für den Eintritt und für den Austritt gesonderte Canäle und daher auch gesonderte, also im Ganzen vier Abschlußorgane anordnet, ergibt sich von selbst, daß man zur Erreichung eines gewünschten Expansionsgrades nur die Abschlußvorrichtungen der Eintrittscanäle in der gehörigen Kolbenstellung zu verschließen hat, während die Austrittscanäle annähernd während des ganzen Kolbenlaufes offen gehalten werden. Diese Steuerungen werden weiter unten näher besprochen werden.

Bei den Maschinen jedoch, welche, wie die bisher betrachteten, nur zwei abwechselnd für den Ein- und Austritt dienende Canäle haben, behält man den besprochenen Muschelschieber zwar bei, fügt demselben aber noch ein zweites Abschlußmittel hinzu, welches zu beliebiger Zeit den Abschluß des frischen Dampfes gestattet, ohne den Austritt des gebrauchten zu beeinflussen.

Dieses Mittel besteht jetzt fast immer in einem zweiten, dem sogenannten Expansionschieber, früher wurde zu dem Zwecke wohl auch ein Ventil, das sogenannte Expansionsventil verwendet, welches in dem Dampfzuführungsrohre angebracht, einen Abschluß dieses Rohres gestattete.

Die Einrichtung einer solchen Steuerung mit Expansionsventil, wie sie von Meyer angewendet worden ist, läßt sich aus Fig. 589 erkennen. Der Dampfcylinder ist hier mit den beiden Dampfcanälen *D* versehen, welchen der Dampf durch den gewöhnlichen Mischelschieber *S* in der besprochenen Weise zugeführt wird. Auf dem Deckel der Schieberkammer *K* ist das Regelventil *a* angebracht, welches den Zutritt von frischem Dampf aus dem

Fig. 589.



Rohre *E* in den Schieberkasten gestattet oder unterbricht, je nachdem es geöffnet oder geschlossen ist. Hierzu wird die Bewegung des Expansionsventils *a* mittelst der durch eine Stopfbüchse gedichteten Stange *BHM* bewirkt, welche zu einer rahmenartigen Erweiterung *HM* ausgebildet ist und am Ende mit einem Stifte in das Gehäuse der Feder *F* hineintritt. Der Druck dieser Feder hält das Ventil für gewöhnlich geschlossen, es wird aber geöffnet durch den mit zwei diametralen Längsrippen versehenen Kamm *R*, welcher auf der verticalen Welle *C* angebracht, an der Drehung derselben theilnehmen muß. Wenn diese Welle von der Kurbelwelle der Dampfmaschine angetrieben, mit dieser gleich viel Umdrehungen macht, so muß vermöge dieser Anordnung bei jeder Umdrehung, also bei jedem Doppelhub



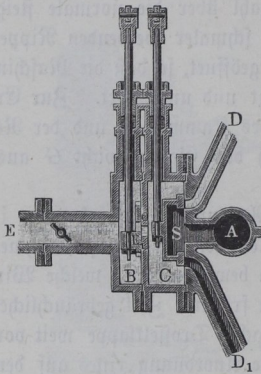
des Dampfkolbens zweimal das Ventil durch die besagten daumenförmigen Rippen geöffnet werden. Der Dampf findet daher während dieser Eröffnung Eintritt und es ist leicht ersichtlich, daß der Eintritt um so länger andauert, je größer die Erstreckung der Daumen im Umfange gemessen ist. Wenn man daher diese Daumen in verschiedener Höhe verschieden breit ausführt, so hat man gleichzeitig ein Mittel, den Füllungsgrad veränderlich zu machen, indem hierzu nur eine entsprechende Verschiebung des Kammes *R* auf der Welle *C* nöthig ist. Diese Verschiebung ist bei der abgebildeten Steuerung einem auf der Welle *C* angebrachten Schwungkugelregulator übertragen, an dessen Hülse (s. Thl. III, 1) der Kamm *R* durch zwei Stangen gehängt ist, so daß er den Verschiebungen der Hülse folgen muß. Bei einer Steigerung der Umdrehungszahl über die normale steigt *R* empor und hält wegen der nach unten hin schmaler werdenden Rippen das Expansionsventil nur während kürzerer Zeit geöffnet, so daß die Maschine wegen geringerer Füllung ihren Gang ermäßigt und umgekehrt. Zur Erleichterung dieser Bewegung ist das Gewicht des Kammes *R* und der Regulatorhülse mit Hülfe des Hebels *TM* durch das Gegengewicht *G* ausgeglichen.

Die hier dargestellte Einrichtung läßt die Art und Weise erkennen, in welcher man überhaupt in neuerer Zeit bei allen besseren Dampfmaschinen den Regulator eine Veränderung der Expansion bewirken läßt, welche Wirkung, wie schon oben angegeben wurde, der in früherer Zeit gebräuchlichen Regulirung durch eine im Dampfrohre angebrachte Drosselklappe weit vorzuziehen ist. Die zu dem Behufe hier gewählte Anordnung eines auf dem Deckel des Schieberkastens angebrachten Expansionsventils kann jedoch eine zweckmäßige nicht genannt werden. Abgesehen nämlich von den Stößwirkungen, denen der ganze Apparat bei schnellem Gange der Maschine durch die häufigen Bewegungen des Ventils ausgesetzt ist, welches für jede Umdrehung der Maschine zweimal geöffnet und zweimal geschlossen werden muß, und in Folge wovon bald ein todter Gang zwischen den einzelnen Betriebstheilen herbeigeführt wird, ist auch die Art der Dampfvertheilung hierbei eine unvortheilhafte. Nach dem jedesmaligen Verschlus nämlich des Expansionsventils nimmt auch der in dem Schieberkasten befindliche Dampf an der Expansion und Spannungsverringern Theil und es muß daher beim nachherigen Deffnen des Ventils der Schieberkasten erst mit frischem Dampfe angefüllt werden, welcher mit großer Gewalt aus dem Dampfrohre einströmt. Mit jedem dieser Vorgänge ist ein namhafter Verlust verbunden, welcher darauf zurückzuführen ist, daß jedesmal der Uebergang einer gewissen Wärmemenge von dem heißen Kesseldampfe an den durch die Expansion abgekühlten Dampfe stattfindet und mit jedem solchen Uebergange nach §. 227 eine Verkleinerung des ausnutzbaren Wärmegefälles verbunden ist.

Man hat zwar den hier hervorgehobenen Uebelstand dadurch zu beseitigen gesucht, daß man das Ventil *a* nicht auf den Deckel des Schieberkastens, sondern auf dem Schieber *S* selbst angeordnet hat, aber die anderweiten Uebelstände dieser Steuerung, welche hierbei noch complicirter ausfällt, sind damit nicht gehoben. Aus diesen Gründen wird die Anwendung eines solchen Expansionsventils heute nicht mehr gewählt, und es dürfte diese Anordnung nur mehr ein historisches Interesse haben.

Dagegen ist die Anwendung eines zweiten oder Expansionschiebers heute eine sehr verbreitete. Bei den ersten Steuerungen dieser Art ordnete

Fig. 590.



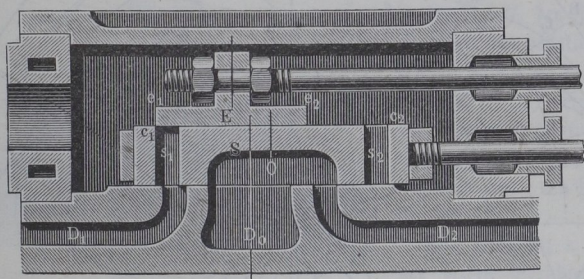
man diesen, durch ein besonderes Excentrif bewegten Schieber *E* nach Fig. 590 in einem besondern Schieberkasten *B* an, so daß derselbe bei seiner Bewegung eine Oeffnung *o* abwechselnd frei ließ und verschloß, welche in der Zwischenwand zwischen der Kammer *B* des Expansionschiebers und *C* des Vertheilungsschiebers *S* angebracht war. Es stellt sich bei dieser Einrichtung derselbe Uebelstand ein, welcher mit der Anordnung eines Expansionsventils verbunden ist, daß der die Schieberkammer *C* erfüllende Dampf stets an der Expansion Theil nimmt und diese Kammer immer von Neuem mit frischem Dampfe gefüllt werden muß. Hierzu gesellt sich der Nach-

theil, daß der Steuerungsschieber *S* nur sehr schwer zugänglich ist. Daher findet man in neuerer Zeit fast allgemein die durch Fig. 591 dargestellte Einrichtung, bei welcher die gedachten Uebelstände einfach dadurch beseitigt sind, daß hier der Expansionschieber *E* direct auf der eben gehobelten Rückenfläche des Vertheilungsschiebers *S* beweglich ist. Der hier angewandte Vertheilungsschieber *S* unterscheidet sich von dem gewöhnlichen Nuschelschieber nur dadurch, daß er zum Durchlassen des Dampfes mit zwei senkrecht zu seinen Gleitflächen angeordneten Canälen  $s_1$  und  $s_2$  versehen ist, von denen jeder zur geeigneten Zeit durch eine der beiden Kanten  $e_1$  oder  $e_2$  des Expansionschiebers *E* abgeschlossen werden kann. Der letztere besteht aus einer einfachen rechteckigen Platte, welche mittelst der Stange  $T_2$  durch ein besonderes Excenter ihre hin- und hergehende Bewegung erhält. In der Figur sind die beiden Schieber so gezeichnet, daß die Kante  $e_1$  gerade den Canal  $s_1$  abzuschließen beginnt, wonach links von dem Kolben der abgesperre Dampf durch Expansion zur Wirkung kommt, während der rechts vom Kolben befindliche Dampf ungehindert durch  $D_2$



und  $O$  nach  $D_0$  entweichen kann, da der Schieber  $S$  seine von links nach rechts gehende Bewegung noch nicht gänzlich beendet hat. Es ist leicht ersichtlich, daß bei der entgegengesetzten Kurbelstellung die andere Kante  $e_2$  des Expansionschiebers in gleicher Art den rechten Canal  $s_2$  des Verteilungsschiebers abschließt und daß man es in der Hand haben wird, diesen Abschluß jederseits gerade in dem gewünschten Kolbenstande stattfinden zu lassen, so daß man für den Füllungsgrad jeden beliebigen Werth, natürlich denselben Werth für beide Kolbenseiten, annehmen kann. Der Augenblick des Abschließens ist hierbei nicht nur abhängig von der Größe der Verschiebung des Expansionschiebers, d. h. also von der Excentricität des zugehörigen Excenters, sondern auch von der Stellung dieses Excenters

Fig. 591.

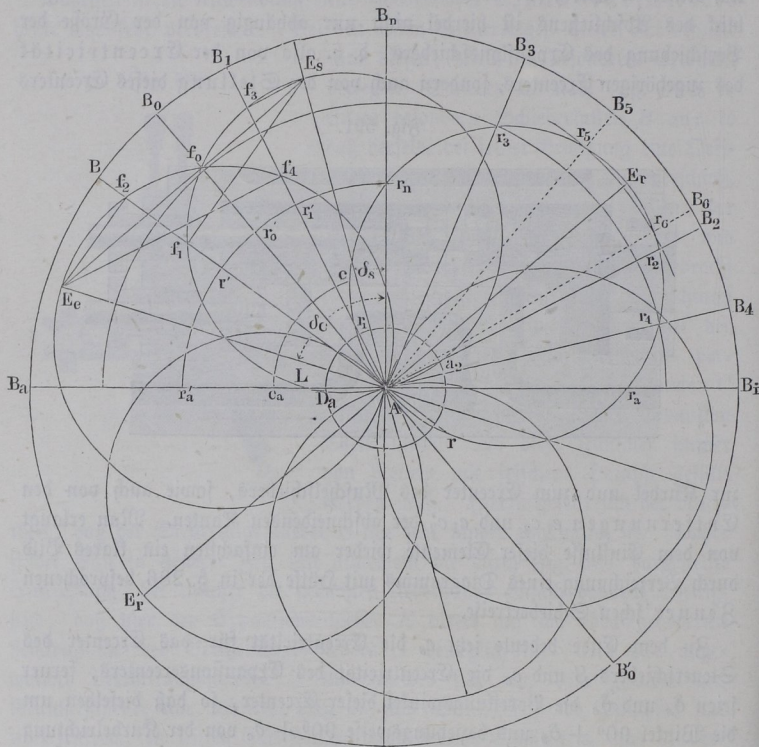


zur Kurbel und zum Excenter des Muschelschiebers, sowie auch von den Entfernungen  $e_1 e_2$  und  $e_1 e_2$  der abschneidenden Kanten. Man erlangt von dem Einflusse dieser Elemente wieder am einfachsten ein klares Bild durch Verzeichnung eines Diagramms mit Hilfe der in §. 286 besprochenen Zeuner'schen Schieberkreise.

Zu dem Ende bedeute jetzt  $e_s$  die Excentricität für das Excenter des Steuerungsschiebers  $S$  und  $e_e$  die Excentricität des Expansionsexcenters, ferner seien  $\delta_s$  und  $\delta_e$  die Voreilungswinkel dieser Excenter, so daß dieselben um die Winkel  $90^\circ + \delta_s$  und beziehungsweise  $90^\circ + \delta_e$  von der Kurbelrichtung abweichen. Für die Bewegung des Expansionschiebers gelten nun dieselben Betrachtungen, wie für diejenige des Steuerungsschiebers, und man erhält daher auch die einer jeden Kurbelstellung zugehörige Verschiebung des Expansionschiebers aus seiner Mittellage in der in die Kurbelrichtung fallenden Sehne des betreffenden Schieberkreises. Der letztere wird, wie derjenige für den Steuerungsschieber, erhalten, wenn man an die Todtlage der Kurbel den Winkel  $90^\circ - \delta_e$  im Sinne der Kurbeldrehung anträgt und auf der so erhaltenen Geraden den Durchmesser für jeden der beiden Schieberkreise

gleich der Excentricität  $e_e$  des Expansionscenters annimmt. Diese Construction ist in Fig. 592 ausgeführt, und zwar ist darin  $AE_s = e_s$  und  $AE_e = e_e$  gemacht worden, so daß die über diesen Längen als Durchmesser beschriebenen Kreise durch ihre von  $A$  ausgehenden Sehnen die Verschiebungen der beiden Schieber aus ihren mittleren Stellungen angeben. Zeichnet man auch noch um  $A$  mit der äußern Deckung  $d_a = AD_a$  des Steuerungs-

Fig. 592.

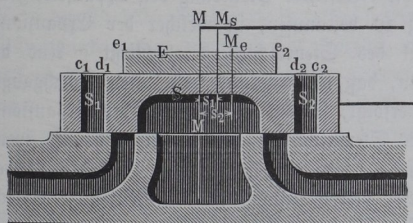


schiebers den Kreis durch  $D_a$ , so ist nach dem Fröhern  $LD_a = o_a$  die Voröffnung des linken Dampfeintrittscanals des Cylinders, und es wird dieser Canal in der Kurbelstellung  $Aa_2B_2$  wieder verschlossen. Um nun die Wirksamkeit des Expansionschiebers zu erkennen, sei in  $AB$  irgend eine beliebige Kurbelstellung angenommen. Für dieselbe ist dann  $Af_1 = s_1$  die Verschiebung des Steuererschiebers aus seiner mittlern Lage und  $Af_2 = s_2$  diejenige des Expansionschiebers ebenfalls aus seiner mittlern Stellung.



Zeichnet man beide Schieber  $S$  und  $E$  in ihrer mittlern Lage, Fig. 593, so daß ihre Mittellinien mit der Mittellinie  $M$  zwischen den Canälen  $D$  zusammenfallen\*), so erkennt man daraus, daß in Folge der gedachten Verschiebungen  $s_1 = MM_s$  des Steuerungsschiebers und  $s_2 = MM_e$  des Expansionschiebers eine relative Verschiebung des letztern gegen den erstern um die Größe  $s = M_s M_e = s_2 - s_1$  eingetreten ist, und zwar ist diese relative Verschiebung in dem betrachteten Falle, wo  $s_2 > s_1$  ist, nach rechts gerichtet. Für  $s_2 = s_1$ , wie dies für die Kurbelstellung  $AB_0$ , Fig. 592, der Fall ist, wird die relative Verschiebung der Schieber gegen einander gleich Null, d. h. die Mitte  $M_e$  des Expansionschiebers fällt mit der Mitte  $M_s$  des Steuerungsschiebers in einer Entfernung  $s_0 = Af_0$  rechts von der Mitte  $M$  der Dampfcanäle zusammen. Wird  $s_2 < s_1$ , wie

Fig. 593.



dies z. B. für die Kurbelstellung  $AB_1$  der Fall ist, so deutet das negative Vorzeichen von  $s = s_2 - s_1 = Af_4 - Af_3$  eine nach links gerichtete relative Verschiebung des Expansionschiebers gegen den Steuerungsschieber an.

Die Differenz  $s_2 - s_1$  der beiden Verschiebungen ist aus der Figur leicht zu entnehmen, wie die folgende Betrachtung lehrt. Verbindet man  $E_s$  mit  $E_e$ , so stellen für jede beliebige Kurbelstellung, wie z. B. für  $AB$  die Verschiebungen  $s_1 = Af_1$  und  $s_2 = Af_2$  die rechtwinkligen Projectionen der Durchmesser  $A E_s$  und  $A E_e$  auf die Kurbelrichtung vor, und die Differenz  $s_2 - s_1$  dieser beiden Projectionen ist stets gleich der Projection  $f_1 f_2$  der Verbindungslinie  $E_s E_e$  auf die Kurbelrichtung nach dem geometrischen Satze, wonach für jedes Dreieck die Projection einer Seite auf eine beliebige Richtung gleich ist der algebraischen Summe der Projectionen der beiden andern Dreiecksseiten auf eben dieselbe Richtung. In der Figur ist z. B.  $f_2 f_1$  die Projection von  $E_e E_s$  auf  $AB$  und  $f_4 f_3$  diejenige von  $E_e E_s$  auf  $AB_1$ . Man kann nun diese Projection der Verbindungslinie  $E_e E_s$  leicht als die Sehne eines dritten Paares von Schieberkreisen darstellen, deren Durchmesser man erhält, wenn man an  $A$  die Strecken  $A E_e'$  und  $A E_s'$  parallel und gleich der Verbindungslinie  $E_e E_s$  anträgt. Man findet dann auf der Kurbelrichtung  $AB$  in  $A_r$  die Pro-

\*) Diese Stellung einer gleichzeitigen Mittellage beider Schieber kommt übrigens in Wirklichkeit niemals vor.

jection von  $AE_r$ , welche nach der Construction gleich  $f_2 f_1 = s_2 - s_1$  ist, und ebenso stellt  $Ar_1$  die Größe  $f_4 f_3 = s_2 - s_1$  für die Kurbelstellung  $AB_1$  vor. Die Kurbelrichtung  $AB_0$ , für welche  $s_2 = s_1$  ist, berührt die Kreise  $AE_r$ , entsprechend einer Länge der Sehne gleich Null. Es folgt hieraus, daß für irgend eine Kurbelstellung die auf der Richtung der Kurbel gelegene Sehne des Kreises  $AE_r$  die relative Verschiebung der beiden Schieber gegen einander ergibt. Es ist auch ersichtlich, daß die durch  $B_0 B'_0$  bestimmten Kurbellagen die Grenzen ergeben, welche die relativen Verschiebungen nach den beiden Seiten von einander scheiden, so daß einer Stellung der Kurbelwarze in  $B_0 B_i B'_0$  eine Verschiebung nach links und einer Stellung in  $B'_0 B_a B_0$  eine Verschiebung nach rechts entspricht. Die Kreise  $AE_r$  sind also als die der relativen Schieberbewegung entsprechenden anzusehen.

Runmehr ist es leicht, für die betreffende Steuerung den Expansionsgrad, d. h. diejenige Kurbelstellung zu bestimmen, in welcher der Expansionschieber den Durchgangscanal des Steuerschiebers abschließt. Aus der Fig. 593 nämlich erkennt man, daß der Abschluß des linken Durchgangscanals  $S_1$  im Steuerschieber erfolgt, sobald die Kante  $e_1$  des Expansionschiebers über die Kante  $c_1$  des Steuerschiebers getreten ist, d. h. also, wenn die relative Bewegung des erstern gegen den letztern nach links den Betrag des Abstandes  $k = e_1 c_1$  dieser beiden Kanten in der Wittellage erreicht hat. Soll daher der Expansionschieber in einer bestimmten Kurbelstellung z. B. in der mittlern  $AB_n$  den Dampf abschließen, so hat man den besagten Abstand  $k$  gleich der zugehörigen Sehne  $Ar_n$  des Kreises  $AE_r$  zu machen. Beschreibt man dann noch um  $A$  durch  $r_n$  den Kreisbogen  $r_a r'_a$ , so findet man den Abstand der Kanten  $c_1$  und  $e_1$  (Fig. 593) in den Kurbelstellungen:  $AB_a$  zu  $r_a r'_a$ ;  $AB$  zu  $rr'$ ;  $AB_0$  zu  $Ar'_0$ ;  $AB_1$  zu  $r_1 r'_1$  u. f. w. Macht man noch  $r'_a c_a$  gleich der Weite  $c$  des Durchgangscanals  $c_1 d_1 = c_2 d_2$  des Steuerschiebers (Fig. 593) und zeichnet durch  $e_a$  um  $A$  den Kreisbogen  $e_a c$ , so ist leicht zu erkennen, daß die Fläche  $e_a c r_n r'_a$  für jede Kurbelrichtung in der auf dieser gemessenen radialen Strecke die Eröffnung des Durchgangscanals im Steuerschieber ergibt, und die Begrenzung  $c r_n$  dieser Fläche läßt ein Urtheil zu über die Geschwindigkeit, mit welcher der Abschluß erfolgt, der in der Kurbelstellung  $AB_n$  eintritt. Sollte in irgend einer andern Kurbelstellung, z. B. in  $AB_3$ , der Abschnitt des Dampfes erfolgen, so hätte man in derselben Weise den erwähnten Abstand  $k$  der abschneidenden Kanten gleich  $Ar_3$  zu machen. Der um  $A$  durch  $r_3$  gezeichnete Kreis schneidet den Schieberkreis  $E_r$  für die relative Bewegung in einem zweiten Punkte  $r_4$ , woraus man schließen muß, daß der linke Durchgangscanal, welcher in der Kurbelstellung  $AB_3$  abgeschlossen wird, noch vor Ende des Kolbenlaufes, nämlich in der Kurbelstellung  $AB_4$ , bereits



wieder eröffnet wird. Dieser Umstand ist aber deshalb ohne Einfluß, weil, wie oben bemerkt wurde, bereits in der Kurbelstellung  $AB_2$  der linke Dampfcanal durch den Steuerschieber geschlossen wird, aus diesem Grunde also, trotz der Eröffnung des linken Durchgangscanals, Dampf nicht in den Cylinder treten kann. Nur wenn dieser zweite Schnittpunkt vor  $r_2$  also etwa nach  $r_6$  fiel, d. h. wenn der Abstand  $k$  der abschließenden Canalränder gleich  $Ar_5 = Ar_6$  gemacht wäre, würde, nachdem der Dampf in der Kurbelstellung  $AB_5$  abgeschnitten ist, später, wenn die Kurbelwarze den Punkt  $B_6$  überschreitet, zum zweiten Male Dampf in den Cylinder treten, bis in der Kurbelstellung  $AB_2$  der Abschluß zum zweiten Male und zwar durch den Steuerungsschieber erfolgt. Eine derartige abnorme Wirkung läßt sich indeß immer durch geeignete Wahl der Verhältnisse ausschließen.

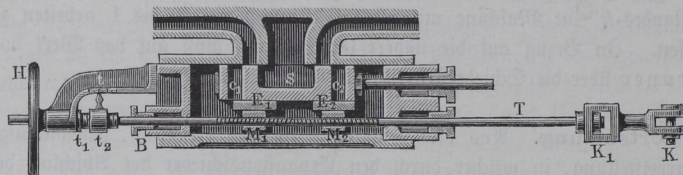
Eine nähere Untersuchung des Diagramms zeigt, daß man, bei geeigneter Wahl der Verhältnisse, insbesondere der beiden Excentricitäten und der Voreilungswinkel, es in der Hand hat, lediglich durch Veränderung des Kantenabstandes  $k$  eine Maschine mit allen Füllungen von 0 bis 1 arbeiten zu lassen. In Bezug auf die nähere Untersuchung muß auf das Werk von Zeuner über die Schiebersteuerungen verwiesen werden.

**Fortsetzung.** Aus dem Diagramm ist auch ersichtlich, daß diejenige §. 290. Kurbelstellung, in welcher durch den Expansionschieber der Abschluß des Durchgangscanals erfolgt, nicht nur von der Entfernung  $k$  der betreffenden Kanten, sondern auch von der Excentricität  $e_e$  und von dem Voreilungswinkel  $\delta_e$  des Expansionscenters abhängig ist. Man kann daher den Augenblick des Abschließens und damit den Füllungsgrad des Cylinders, also die Größe der Expansion, durch Veränderung eines jeden dieser drei Elemente  $k$ ,  $e_e$  und  $\delta_e$  veränderlich machen. Es ist schon mehrfach erwähnt, daß es immer am vortheilhaftesten ist, eine Aenderung der von der Maschine zu leistenden Arbeit entsprechend den verschiedenen zu überwindenden Arbeitswiderständen durch eine Veränderung des Expansionsgrades zu erzielen. Aus diesem Grunde sind solche Steuerungsvorrichtungen, welche veränderliche Expansionsgrade leicht zu erreichen gestatten, von besonderer Bedeutung für alle diejenigen Dampfmaschinen, die sehr veränderliche Widerstände zu bewältigen haben, und dies ist bei den meisten Betriebsmaschinen in Fabriken der Fall. Diejenigen Steuerungen, welche die Veränderung des Füllungsgrades durch Aenderung der Excentricität  $e_e$  oder des Voreilungswinkels  $\delta_e$  des Expansionscenters erreichen lassen, haben in der Praxis eine größere Anwendung nicht gefunden; es ist bei denselben die erreichbare Veränderung auch nur eine beschränkte, indem es nicht möglich ist, mit solchen Vorrichtungen alle Grade der Füllung von 0 bis 1 zu erzielen. Dagegen sind

diejenigen Einrichtungen sehr verbreitet, welche die Veränderung der Expansion durch Aenderung des Abstandes  $k$  der abschneidenden Kanten des Expansionschiebers und des Durchgangscanals ( $e_1$  und  $e_2$  in Fig. 593) erreichen lassen. Zu diesem Zwecke ist bei diesen Steuerungen der Expansionschieber aus zwei Theilen bestehend, welche durch einen geeigneten Stellapparat so bewegt werden können, daß die abschneidenden Kanten  $e$  dieser Theile einander genähert und von einander entfernt werden können, so daß der Abstand  $k$  einer solchen Kante von der betreffenden Kante  $e$  des Durchlaßcanals die erforderliche Größe annimmt. Die verbreitetste Steuerung dieser Art ist die Meyer'sche, welche folgende Einrichtung hat.

Auf dem Steuerungsschieber  $S$ , Fig. 594, welcher die aus dem Vorstehenden bekannte Anordnung mit zwei Durchgangscanälen  $e_1$  und  $e_2$  zeigt, bewegen sich zwei besondere, rechteckig geformte Expansionschieberplatten  $E_1$  und  $E_2$ , welche ihre übereinstimmende Bewegung wie ein einziges Stück von

Fig. 594.



dem Expansionscenter mittelst der Stange  $T$  erhalten. Die Verkuppelung dieser Schieberplatten mit der Stange  $T$  ist durch zwei zwischen entsprechende Knaggen der Schieberplatten eingelegte Schraubenmuttern  $M_1$  und  $M_2$  bewirkt, für welche die Schieberstange  $T$  das zugehörige Schraubengewinde trägt. Da von diesen Gewinden das eine rechtsgängig und das andere linksgängig ist, so veranlaßt eine Drehung der Schieberstange  $T$  nach der einen oder andern Richtung die Muttern und die Schieberplatten, sich einander zu nähern oder von einander zu entfernen, und damit wird eine Veränderung des Abstandes  $k$  der abschneidenden Kanten  $e$  und  $e$  und hierdurch eine Veränderung des Expansionsgrades erzielt. Um eine solche Drehung der Schieberstange  $T$  unbeschadet ihrer hin- und hergehenden Bewegung jederzeit leicht zu ermöglichen, ist die Schieberstange  $T$  mit dem Kreuzkopfe  $K$  der Centerstange bei  $K_1$  drehbar verbunden und das hintere Ende der Stange  $T$  bei  $B$  durch eine zweite Stopfbüchse aus dem Schieberkasten herausgeführt. Das freie Ende dieser Stange führt sich mittelst einer Nuth und Feder in der langen Hülse  $t_1$ , welche in dem festen Lagerbocke  $t$  drehbar gelagert ist und an dem freien Ende das Handrad  $H$  trägt, an welchem die Verstellung der Schieberplatten jederzeit, auch während des Ganges der Maschine vor-

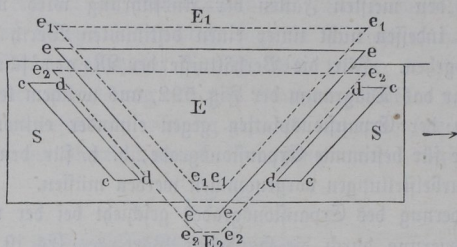


genommen werden kann. Um auch von außen die Stellung der Schieber gegen einander zu erkennen, ist das freie Ende der langen Hülse  $t_1$  mit Schraubengewinde versehen, auf welchem die Mutter  $t_2$  sich bei der Drehung von  $t_1$  verschiebt, und man kann auf dem Führungsbock  $t$  eine entsprechende Eintheilung anbringen, welche den einem jeden Stande von  $t_2$  entsprechenden Füllungsgrad des Dampfcylinders anzeigt. Wie schon vorstehend bemerkt worden, ist man auf diese Weise im Stande, durch eine Veränderung des mehrerwähnten Kantenabstandes  $k$  jede beliebige Füllung von 0 bis 1 zu erzielen. In den meisten Fällen der Ausführung wird man mit dem Füllungsgrade indessen nicht unter einen bestimmten Werth von etwa  $\frac{1}{4}$  oder  $\frac{1}{5}$  herabgehen. Für die Verhältnisse der Meyer'schen Steuerung gilt unmittelbar das Diagramm der Fig. 592, aus welchem leicht diejenigen Verschiebungen der Expansionsplatten gegen einander entnommen werden können, welche für bestimmte Expansionsgrade, d. h. für den Abschluß bei bestimmten Kurbelstellungen vorgenommen werden müssen.

Die Veränderung des Expansionsgrades geschieht bei der vorstehend besprochenen Steuerung durch die Hand des Wärters. Es ist nun aber für einen regelmäßigen Betrieb und zum Zwecke möglicher Ausnutzung der Dampfkraft wünschenswerth, die Veränderung des Expansionsgrades selbstständig durch den Regulator vornehmen zu lassen. Eine hierzu dienende Anordnung, wie sie bei den weiter unten zu besprechenden Präcisionssteuerungen allgemein vorhanden ist, hat man auch bei den Schiebersteuerungen und insbesondere bei der Meyer'schen vielfach zur Anwendung gebracht. Bei der letztern stellt sich indessen der Uebelstand heraus, daß die Hülse des Regulators nicht direkt eine Drehung der Schieberstange bewirken kann, weil der Widerstand dieser Drehung zu groß ist, als daß er durch die dem Regulator innewohnende Energie überwunden werden könnte. Die ausgeführten Steuerungen dieser Art sind daher mit Vorrichtungen für eine indirekte Einwirkung des Regulators (s. Thl. III, 1) versehen, wobei die Hülse des Regulators nur die Verbindung eines von der Maschine selbst betriebenen Organes mit der zu drehenden Expansionschieberstange herzustellen und beziehungsweise aufzuheben hat. Diese Steuerungen leiden indessen wieder an dem Uebelstande aller indirekten Regulirungen, daß ihre Wirkung nicht rechtzeitig erfolgt. Man hat daher, um eine direkte Wirkung des Regulators auf die Steuerung zu ermöglichen, die Meyer'sche Anordnung in der Weise verändert, daß man die Durchlaßcanäle des Steuerschiebers sowohl wie die abschneidenden Kanten des Expansionschiebers nicht senkrecht, sondern geneigt gegen die Schieberstange gerichtet hat, so daß nunmehr die Veränderung des Kantenabstandes  $k$  durch eine zur Schieberstange senkrechte Verschiebung des Expansionschiebers erreicht wird, welcher letztere in diesem Falle aus einem einzigen Stücke bestehen kann. Aus

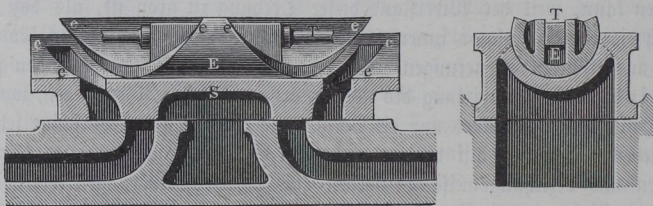
Fig. 595 wird diese Wirkungsweise deutlich. Hier sind die Mündungen der Durchlaßcanäle des Steuerungsschiebers *S* durch *dc* angedeutet, und dem Expansionschieber *E* ist die Trapezform *ee* gegeben. Es ist ersichtlich, wie eine Verschiebung dieses Expansionschiebers in der Richtung seiner Mittellinie nach *E*<sub>1</sub> oder *E*<sub>2</sub> eine Vergrößerung oder Verkleinerung des in der Richtung der Schieberbewegung gemessenen Abstandes zwischen den abschließenden Kanten *e* und *e* zur Folge hat.

Fig. 595.



Von den verschiedenen hierauf beruhenden Expansionssteuerungen hat die Nider'sche die größte Verbreitung gefunden. Hierbei ist die trapezförmige Expansionsplatte *E* zu einem um die Schieberstange concentrischen Cylinder gebogen, so daß die Kanten *e* die Gestalt von Schraubenlinien auf dieser Cylinderfläche annehmen. Selbstverständlich muß dann auch der Rücken des Steuerungsschiebers cylindrisch ausgehöhlt sein, und die Veränderung

Fig. 596.



der Expansion erfolgt dann durch eine von der Regulatorhülse bewirkte Drehung der Schieberstange des Expansionschiebers, woran der letztere theilnehmen muß. Eine solche Steuerung zeigt Fig. 596, welche an sich klar sein dürfte. Hierbei gestattet die an der betreffenden Stelle prismaförmig gestaltete Schieberstange *T* dem in einem Schlitze erfassenen Expansionschieber *E* stets die dichte Berührung mit dem Steuerschieber *S*. Die Verdrehung der Stange behufs der Aenderung der Expansion bewirkt der Regulator mittelst eines auf die Schieberstange aufgesteckten Hebels, auf dessen



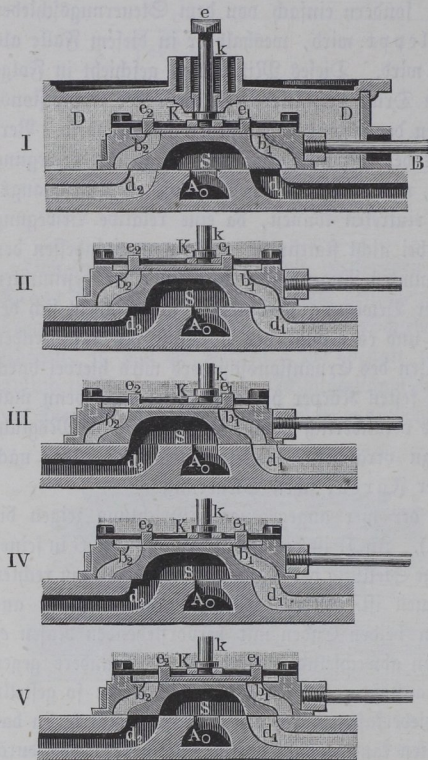
freies Ende die Bewegung der Regulatorhülle durch eine Zugstange übertragen wird. Diese Steuerung hat sich gut bewährt, so lange der Füllungsgrad nicht zu klein ist. Weil nämlich der Expansionschieber durch den Dampfdruck während der Abschlußperiode fest gegen den Steuerungsschieber gepreßt wird, so ist der Regulator in der Regel nur im Stande, eine Drehung des Expansionschiebers während derjenigen Zeit hervorzubringen, in welcher die Canäle geöffnet sind.

Man hat auch Steuerungen so ausgeführt, daß dabei der auf dem Rücken des Steuerungsschiebers liegende Expansionschieber nicht durch einen besondern Excenter bewegt wird, sondern einfach von dem Steuerungsschieber mitgenommen oder mitgeschleppt wird, weshalb er in diesem Falle als Schlep pschieber bezeichnet wird. Dieses Mitnehmen geschieht in Folge der Reibung, welche aus dem Drucke resultirt, mit dem der Expansionschieber durch den Dampf gegen den Steuerungsschieber gepreßt wird. Vermöge dieser Anordnung nimmt der Expansionschieber die gleiche Bewegung an wie der Steuerungsschieber, und es würde ein Abschluß der Durchgangscanäle des letztern daher nicht eintreten können, da eine relative Bewegung zwischen beiden Schiebern hierbei nicht stattfindet. Wenn man indessen den Schlep pschieber in einem bestimmten Augenblicke, d. h. in einer bestimmten Stellung des Kolbens, an der Bewegung verhindert, so verschiebt sich der Steuerungsschieber gegen ihn und es erfolgt der Abschluß des betreffenden Durchlaßcanals. Das Festhalten des Expansionschiebers wird hierbei durch Anstoßen desselben gegen einen festen Körper hervorgerufen, und wenn man den Anstoßpunkt dieses Körpers veränderlich macht, so ist damit die Möglichkeit gegeben, die Expansion zu verändern. Diese Steuerung führt nach ihrem Erfinder den Namen der *Far c o t'schen* Steuerung.

Einen Schlep pschieber von der hier angegebenen Einrichtung zeigen die Figuren 597 I. bis V. (a. f. S.). In I. ist der Steuerungsschieber *S* in seiner Mittellage gezeichnet, für welche Stellung der Dampfkolben nahezu am rechten Ende seines Weges angekommen ist. Der Expansionschieber besteht aus einer ebenen Platte, welche an beiden Enden mit hervorstehenden Nasen  $e_1$  und  $e_2$  versehen ist, von denen abwechselnd die eine oder die andere gegen den feststehenden Daumen *K* anstößt. In I. ist dieser Schieber so gestellt, daß der Dampf aus dem Schieberkasten durch den Durchlaßcanal  $b_1$  in das rechte Ende des Cylinders treten kann, sobald dem Steuerungsschieber durch sein Excenter eine nach links gerichtete Bewegung ertheilt worden, wie dies in II. angegeben ist. In dieser Stellung stößt die Nase  $e_1$  des Expansionschiebers gegen den Daumen *K*, so daß bei weiterer Bewegung des Steuerungsschiebers nach links der Canal  $b_1$  unter dem Expansionschieber sich verschiebt, und der Abschluß des Dampfes erfolgt, wie dies durch III. dargestellt ist. Der Kolben bewegt sich daher unter Einfluß des expandirenden Dampfes

weiter nach links, während der Steuerungsschieber nach Vollendung seines Hubes die entgegengesetzte Bewegung nach rechts annimmt, an welcher Bewegung nunmehr der durch den Dampfdruck angepreßte Expansionschieber theilnimmt, wie IV. und V. zeigen. Hierbei bleibt fortwährend der Durchlaßcanal  $b_1$  abgeschlossen. In Fig. V. ist der Steuerschieber, wenn der Kolben nahezu das linke Ende des Hubes erreicht hat, wieder in seine Mittellage zurückgekehrt, und bei seiner weitem Bewegung nach rechts wiederholen sich die Vorgänge in entsprechender Weise, indem hierbei die linke

Fig. 597.



Nase  $e_2$  gegen den Daumen  $K$  stößt. Auf die Abführung des gebrauchten Dampfes durch die Schieberhöhhlung hindurch nach dem Abblaserohre  $A$  hat offenbar die Zugabe des Expansionschiebers keinen Einfluß; diese Abführung geschieht ganz in derselben Weise wie bei der gewöhnlichen Steuerung mit dem einfachen Muschelschieber.

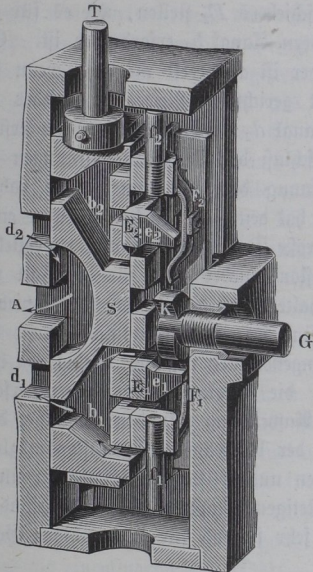
Der Anstoßkörper  $K$  besteht aus einer auf der Ase  $k$  befestigten unrundern Scheibe mit zwei diametral zu einander angeordneten symmetrischen Daumen. Es ist hieraus erkenntlich, wie man durch geringe Verdrehung dieser Ase und der daran befindlichen Daumen den Zeitpunkt des Anstoßens der Nasen und damit den Füllungsgrad verändern kann, und wenn man diese Verdrehung durch die auf-

und absteigende Hülse des Regulators bewirken läßt, so ist die Aufgabe erreicht, den Füllungsgrad selbstthätig je nach den verschiedenen Arbeitsleistungen zu verändern, welche die Maschine auszuüben hat. Es ist aber auch leicht zu ersehen, daß man mit dieser Steuerung nicht jeden beliebigen Füllungsgrad erreichen kann. Da nämlich bei der betrachteten Be-



wegung des Kolbens von rechts nach links ein Abschluß des rechten Durchlaßcanals offenbar nur so lange erfolgen kann, als der Schieber ebenfalls sich von rechts nach links bewegt, und da dies bei einem Voreilungswinkel  $\delta$  des Steuerungscenters nur stattfindet, so lange die Kurbel vom todten

Fig. 598.



Punkte um nicht mehr als  $90^\circ - \delta$  absteht, so folgt daraus, daß man auch nur während derjenigen Kolbenbewegung das Abschließen des Dampfes bewirken kann, welche dieser Kurbeldrehung um  $90^\circ - \delta$  entspricht. Also selbst in dem Falle, daß  $\delta = 0$  wäre, würde man Füllungsgrade höchstens bis zu 0,5 erlangen können, wenn der Expansionschieber überhaupt zur Wirkung kommt. Wenn bei einer Abweichung der Kurbel vom todten Punkte um  $90^\circ - \delta$  der Abschluß noch nicht erfolgt ist, so findet er wegen der dann beginnenden rückkehrenden Bewegung des Steuerungsschiebers überhaupt gar nicht durch den Expansionschieber statt, die Dampfzuführung wird dann lediglich durch den Steuerungsschieber bestimmt. Diese Eigenschaft ist ein großer Nachtheil der Schlepsschiebersteuerung

gegenüber der Meyer'schen, welche nach dem Vorbemerkten jeden Füllungsgrad zu erreichen gestattet.

Man hat diese Steuerung auch mit zwei gesonderten Schlepsschiebern ausgeführt, wovon in Fig. 598 eine Darstellung gegeben ist. Hier ist jeder der beiden Durchlaßcanäle  $b_1$  und  $b_2$  des Steuerungsschiebers  $S$  zu drei engeren Ausmündungen verästelt, und die beiden Expansionschieberplatten  $E_1$  und  $E_2$  sind dem entsprechend mit Durchbrechungen so versehen, daß die drei Oeffnungen gleichzeitig für den eintretenden Dampf geöffnet oder verschlossen werden. Das Anhalten der Schlepsschieber erfolgt hierbei einerseits durch das Anstoßen der Nasen  $e_1$  und  $e_2$  gegen den verstellbaren Daumen  $K$ , andererseits durch die Anstoßstifte  $f$ , welche an den Stirnwänden des Schieberkastens ein Hinderniß finden. In der gezeichneten Stellung steht der Dampfkolben unten und der Dampf strömt durch die drei Oeffnungen und den Canal  $d_1$  unter den Kolben, während der über dem Kolben befindliche Dampf

durch  $d_2$  nach dem Ausblaserohre  $A$  entweichen kann. Steigt nun der Steuerschieber  $S$  empor, so nimmt er den Schlepfschieber  $E_1$  mit empor, bis die Nase  $e_1$  gegen den Daumen  $K$  trifft, wodurch der Abschluß herbeigeführt wird. Dagegen bleibt bei dieser Bewegung der obere Schlepfschieber  $E_2$  stehen, indem sein Stift  $f_2$  gegen die Wand des Schieberkastens trifft, so daß hierdurch die drei Mündungen des obern Durchlaßcanals  $b_2$  sich unter die Durchbrechungen des Schlepfschiebers  $E_2$  stellen, wie es für ein Durchlassen des Dampfes durch den obern Canal  $b_2$  erforderlich ist. Ein Eintritt dieses Dampfes in den Cylinder ist aber erst möglich, wenn der Steuerschieber in seiner entgegengesetzt gerichteten Bewegung wieder die mittlere Stellung erreicht und den Canal  $d_2$  eröffnet hat. Man ersieht hieraus, daß der Daumen  $K$  den Verschluß der Durchgangsöffnungen bewirkt, während die Stifte  $f$  die Eröffnung derselben zum Zwecke haben. Die Verästelung der Durchgangscanäle hat den Zweck, schon vermöge einer geringen relativen Verschiebung eine große Durchgangsöffnung zu erzielen. Die Federn  $F$  dienen dazu, die Expansionschieber auch für den Fall mit dem Steuerschieber in Berührung zu erhalten, daß der Dampf vom Schieberkasten abgesperrt ist. Solche Federn sind bei einer horizontalen Lage des Schieberspiegels, wie sie in Fig. 597 angenommen ist, nicht nöthig, da hier das Eigengewicht der Schlepfschieber die Wirkung der Federn ersetzt. Schlepfschiebersteuerungen haben wenig Anwendung gefunden; da außer dem gedachten Mangel derselben in Betreff der beschränkten Expansionsmöglichkeit das wiederholte Anstoßen der Nasen und Stifte die Ursache zu einem baldigen Verschleiß und zu einem stetigen Klappen ist, das besonders bei schneller Bewegung der Maschine sehr störend für den ruhigen Gang werden kann.

§. 291. **Umsteuerungen.** Alle bisher betrachteten Steuerungen gestatten den Dampfmaschinen eine Umdrehung nur nach der einen Richtung, so zwar, daß die Mitte des Excenters der Kurbel um den betreffenden Winkel  $90^\circ + \delta$  im Sinne der Drehungsrichtung vorangeht (nicht folgt). Für die gewöhnlichen Dampfmaschinen, wie sie zum Betriebe industrieller Anlagen dienen, ist auch immer die Umdrehung in dem gleichen Sinne erforderlich und nur in Ausnahmefällen hat man die Maschinen so einzurichten, daß dieselben je nach Belieben nach den entgegengesetzten Richtungen bewegt werden. Die hierzu dienenden Steuerungen führen den Namen *Umsteuerungen*. Die vornehmste Verwendung finden die Umsteuerungen bei den Locomotiven und Schiffsmaschinen, außerdem wendet man sie fast nur noch bei den Fördermaschinen der Bergwerke und bei manchen Aufzugsvorrichtungen an, bei denen das abwechselnde Auf- oder Absteigen der an einem Seile hängenden Last durch Umdrehung der zugehörigen



Seiltrommel nach der einen oder andern Richtung hervorgerufen wird, wie dies ausführlich in Thl. III, 2 besprochen wird.

Sofern die Dampfvertheilung bei diesen Maschinen durch den Muschelschieber bewirkt wird, was bei den Locomotiv- und Schiffsmaschinen allgemein und bei den Fördermaschinen meistens geschieht, bedient man sich zum Umsteuern der sogenannten Couliissensteuerungen. In Betreff der Einrichtung und Wirkungsweise dieser Steuerungen muß auf das in Thl. III, 2 bei den Locomotiven darüber Gesagte verwiesen werden. Fördermaschinen werden zuweilen mit Ventilen gesteuert; die Art, wie hierbei das Umsteuern ermöglicht werden kann, wird aus den folgenden Bemerkungen über die Ventilsteuerungen sich ergeben. Es mag hier nur bemerkt werden, daß diese Ventilumsteuerungen, sobald man die Bewegung der Einlaßventile unabhängig von derjenigen der Auslaßventile vornimmt, jeden beliebigen Expansionsgrad zu erreichen gestatten, während bei den Umsteuerungen mit Couliisse und Schieber Expansionswirkung nur in geringem Maße erreichbar ist, da dieselbe immer mit einer erheblichen Compression des gebrauchten Dampfes verbunden ist, wenn man nicht etwa die Anordnung eines besondern Expansionschiebers wählt. Bei den Locomotiven ist man aus den in Thl. III, 2 angegebenen Gründen jedoch von der Verwendung besonderer Expansionschieber zurückgekommen. Da es bei den gedachten Maschinen mit abwechselnd rechts- und linksläufiger Bewegung erforderlich ist, diese Bewegung von jeder beliebigen Stellung aus mit Sicherheit vornehmen zu können, so pflegt man dieselben, ebenso wie die Locomotiven, fast immer mit zwei Cylindern zu versehen, deren Kurbeln rechtwinkelig zu einander gestellt sind, um Todtstellungen hierdurch zu vermeiden. Nur ganz kleine Fördermaschinen finden sich zuweilen als einschlidrige ausgeführt.

**Ventilsteuerungen.** Bei den durch Ventile gesteuerten Maschinen §. 292. hat man für jede Kolbenseite dem Dampfzylinder zwei Ventile, das eine für den eintretenden, das andere für den abgehenden Dampf zu geben, so daß doppelwirkende Maschinen im Ganzen vier Ventile, zwei Einlaß- und zwei Auslaßventile zu erhalten haben. Dabei kann jedes der vier Ventile durch einen besondern Canal mit dem Dampfzylinder in Verbindung gebracht sein, oder man kann zu jeder Kolbenseite für das Einlaß- und Auslaßventil eine gemeinschaftliche Oeffnung anordnen. Bei allen besseren Maschinen der Neuzeit findet man die erstere Anordnung getrennter Ein- und Ausmündungen vertreten, indem man hierdurch die Wärmeverluste umgehen will, welche bei Anordnung gemeinschaftlicher Canäle für den Ein- und Austritt dadurch entstehen, daß bei jedem Kolbenspiele abwechselnd der heiße Kesseldampf und darauf der kältere Abdampf mit der die Verbindung begrenzenden Canalwand in Berührung kommt, wodurch ein vergrößerter

Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinderwand herbeigeführt wird, welcher, wie jeder Wärmeübergang, immer mit einer Verringerung der zu gewinnenden Arbeit verbunden ist.

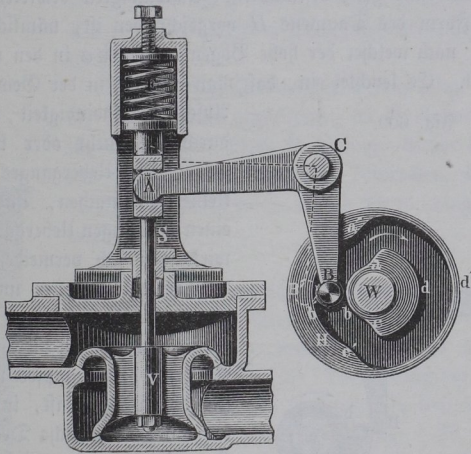
Die Bewegung der Ventile ordnet man jetzt fast immer so an, daß das Oeffnen und Schließen der Einlaßventile unabhängig von demjenigen der Auslaßventile durch einen besondern Mechanismus geschieht, und es ist hierbei leicht, das Expansionsverhältniß beliebig groß zu wählen, indem man nur dafür zu sorgen hat, in der betreffenden Kolbenstellung das Eintrittsventil zu schließen, wodurch das Auslaßventil der andern Kolbenseite nicht beeinflusst wird. Früher ordnete man wohl Ventilsteuerungen so an, daß alle vier Ventile durch ein gemeinschaftliches Excenter ihre Bewegung empfangen, welche Anordnung, wie sich leicht erkennen läßt, ebenso wie der einfache Muschelschieber nur geringe Expansionswirkung erreichen läßt, da mit einem frühern Abschnitte des eintretenden Dampfes wegen der gedachten Abhängigkeit aller Ventile von einander auch der Austritt früher beendet, daher der Dampf stark comprimirt wird. Diese Anordnung ist daher nicht mehr in Gebrauch.

Die verschiedenen Ventilsteuerungen unterscheiden sich von einander hauptsächlich durch die Art, wie die Bewegung der Ventile vorgenommen wird. In Betreff dieser Bewegung lassen sich zunächst folgende allgemeine Bemerkungen machen. Da jedes Ventil während derjenigen Zeit in Ruhe verbleiben muß, während welcher es den betreffenden Canal verschlossen halten soll, so ist die zwangsläufige Verbindung der Ventilstange mit einer Kurbel oder einem Excenter in der bei den Schiebern allgemein üblichen Art von vornherein ausgeschlossen, da die Kurbelbewegung mit Ruhepausen nicht verbunden ist. Will man dennoch einem Excenter die Bewegung eines Ventils übertragen, so ist dies nur dadurch zu ermöglichen, daß man dem die Ventilstange ergreifenden Bolzen der Excenterstange einen gewissen freien Spielraum oder todten Gang in der Ventilstange gestattet, in Folge dessen das Excenter seine Bewegung ungehindert fortsetzen kann, auch wenn das Ventil sich in Ruhe befindet. Während dieser Zeit des Abschlusses ist also thatsächlich der kinematische Zusammenhang zwischen dem Excenter und dem Ventile aufgehoben, und das letztere wird in seiner Ruhelage nicht mehr durch einen Zwang von Seiten des Bewegungsmechanismus erhalten, sondern es müssen dazu andere Kräfte, entweder die von Gewichten oder Federn angewendet werden. Erst nachdem die Bewegung der Excenterstange den Betrag des besagten todten Ganges erreicht hat, ist wieder eine zwangsläufige Verbindung mit dem Ventile hergestellt, welches letztere nunmehr durch das Excenter entgegen den Gewichts- oder Federkräften geöffnet wird. Diese Bemerkung, wonach der Bewegungsmechanismus nur das Oeffnen und eine äußere Kraft das Schließen bewirkt, gilt nicht nur für die Bewegung durch Excenter oder Kurbeln, sondern ganz allgemein für alle Betriebsarten, z. B.



für die durch unrunde Scheiben oder sogenannte Höcker, wie man sich folgendermaßen überzeugt. - Gesezt, ein beliebiges Ein- oder Auslaßventil *V*, Fig. 599, solle mittelst des um *C* drehbaren Winkelhebels *ABC* bewegt werden, dessen einer Arm *A* die geschlitzte Ventilstange *S* ergreift, während der andere Arm *B* eine schwingende Bewegung durch die Curvenscheibe *H* erhält, die auf einer stetig rotirenden Steuervelle *W* befestigt ist. Da diese Curvenscheibe aus zwei zur Ase *W* concentrischen Bogen *abc* und *cda* besteht, welche den Stellungen des Ventils im geschlossenen und geöffneten Zustande entsprechen, so erkennt man, wie der Schluß des Ventils unter dem Einflusse der Feder *F* bewirkt wird, so lange die Rolle *B* mit dem niedern Bogen *abc* in Berührung ist, während der hohe Bogen *cda* die Rolle *B*

Fig. 599.

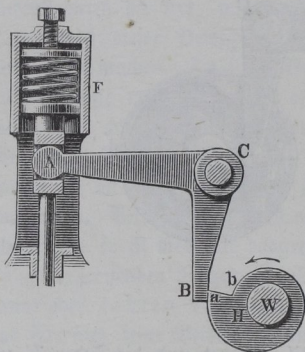


in die Lage *B'* bringt, wodurch das Ventil geöffnet und die Feder *F* zusammengedrückt wird. Es ist leicht zu erkennen, daß der niedere Bogen *abc* die Rolle *B* gar nicht berühren darf, denn wenn dies der Fall wäre, so würde ein Abschließen durch das Ventil sofort unmöglich werden, sobald durch die wiederholten Schläge das Ventil oder sein Sitz ein wenig verdrückt worden wäre. Die kinematische Verbindung zwischen dem Ventil und der Curvenscheibe ist daher thatsächlich so lange als gelöst zu betrachten, als das Ventil durch die Feder geschlossen gehalten wird. Man erkennt auch, daß es aus demselben Grunde nicht möglich ist, die Wirkung der Feder durch diejenige der Curvenscheibe, nämlich dadurch zu ersetzen, daß man anstatt des einfachen Daumens eine Ruth *aa'bb'cc'dd'* anbringt, in welcher die Rolle *B* zwangläufig geführt wird. Wenn eine derartige Anordnung viel-

leicht auch anfänglich den beabsichtigten dichten Schluß des Ventils zu erreichen gestattete, so würde derselbe indeß nicht mehr erzielt werden, sobald das Ventil oder sein Sitz ein wenig zusammengedrückt oder sobald die Nuth bei *a'b'c'* ein wenig abgenützt wäre. Aus diesen Gründen ist die Wirkung einer äußern Kraft zum Schließen des Ventils nicht zu vermeiden, sei es nun, daß diese Kraft durch das Eigengewicht des Ventils selbst oder der damit verbundenen Massen, sei es, daß sie durch die Spannung einer Feder ausgeübt wird.

Es ist ferner leicht zu erkennen, daß es einen Unterschied bedingen wird, ob der Feder bei der gedachten Schließung des Ventils freies Spiel gelassen ist oder nicht. Bei der in Fig. 599 dargestellten Einrichtung ist der Feder keineswegs Freiheit ihrer Bewegung gelassen, indem dieselbe den Schluß des Ventils nur mit einer ganz bestimmten Geschwindigkeit bewirken kann, wie sie durch die Form des Daumens *H* vorgeschrieben ist, nämlich durch diejenige Curve, nach welcher der hohe Bogen *eda* bei *a* in den niedern *abc* übergeführt ist. Es leuchtet ein, daß man es ganz in der Gewalt hat, die

Fig. 600.



Abschlußgeschwindigkeit des Ventils durch die mehr oder minder steile Form dieses Ueberganges größer oder kleiner zu machen, und daß durch einen allmäligen Uebergang die Stosswirkungen sich vermeiden lassen, zu welchen ein schneller und plöglicher Abschluß führt.

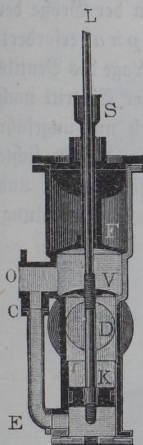
Da nun aber ein möglichst schneller Abschluß des Dampfes von Vortheil für die Wirkung ist, insofern dabei die immer schädliche Drosselung des Dampfes vermieden wird, so hat man zur Erreichung eines solchen möglichst

schnellen und präzisen Abschlusses der Einlaßventile in neuerer Zeit vielfach die sogenannten Präcisionssteuerungen construirt. Bei diesen Steuerungen wird der betreffenden Feder in dem Augenblicke, in welchem der Abschluß erfolgen soll, vollkommen freies Spiel auf das Ventil gelassen, indem der Bewegungsmechanismus in diesem Augenblicke ganz von dem Ventile abgelöst wird. Man kann sich hiervon eine Vorstellung durch Fig. 600 verschaffen, worin *ACB* wieder der durch die Feder *F* belastete Ventilhebel und *H* ein Daumen auf der Welle *W* ist. Die radiale Stufe *ab* dieses Daumens gestattet dem Hebelende *B* in dem Augenblicke, in welchem *a* darunter tritt, eine nach rechts gerichtete Bewegung, welche den Schluß des Ventils bewirkt, und welche mit



einer Geschwindigkeit erfolgt, die außer von schädlichen Nebenwiderständen nur von der beschleunigenden Kraft der Feder und den zu beschleunigenden Massen, nicht aber von der Form des Daumens abhängt. Der Abschluß wird daher im Allgemeinen bei hinreichender Kraft der Feder schnell und präcis erfolgen, weshalb man derartige auslösbare Steuerungen auch Präzisionssteuerungen nennt. Im Gegensatz dazu heißen Steuerungen, bei denen die Bewegung der Ventile durch die Art des Bewegungsmechanismus vorgeschrieben ist, wie dies durch Fig. 599 erläutert wurde, schleichende Steuerungen. Man erkennt hieraus einerseits, daß auch die bisher betrachtete Schiebersteuerung den schleichenden beigezählt werden muß und andererseits, daß die Anwendung von Federn oder Gewichten zum Abschließen allein nicht das Kennzeichen der Präzisionssteuerungen abgibt, sondern daß bei denselben der Abschluß lediglich durch diese äußeren Kräfte bei ausgelöstem Bewegungsmechanismus erfolgen muß.

Fig. 601.



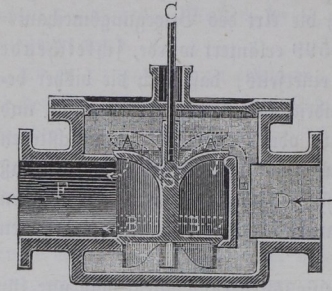
Eine derartige Präzisionssteuerung pflegt man nur für die Einlaßventile anzuordnen; die Auslaßventile erhalten immer eine schleichende Bewegung. Bevor die verschiedenen Steuerungen eingehender besprochen werden, sollen die Ventile selbst einer nähern Betrachtung unterworfen werden.

**Steuerungsventile.** Um die Bewegung der Ventile §. 293. mit geringer Kraft bewirken zu können, werden dieselben stets als entlastete und zwar meistens als Doppelsitzventile ausgeführt. Die Entlastung der Ventile durch Gegenkolben, wie sie durch Fig. 601 dargestellt ist, findet jetzt kaum noch Anwendung. In dieser Figur stellt *V* ein gewöhnliches Regelventil vor, welches, wenn geschlossen, den durch *D* Zutretenden Dampf von dem nach dem Cylinder führenden Canale *O* abschließt. Mit dem Ventile ist der Gegenkolben *K* verbunden, welcher, in dem cylindrischen Gehäuse dichtschließend beweglich, durch den Dampf mit einer Kraft abwärts gedrückt wird, die dem aufwärts gerichteten Dampfdrucke auf die Unterfläche des Ventils nahezu gleich ist. Zur Bewegung des Ventils hat man daher an der Stange *L* nur eine der Differenz dieser beiden Druckkräfte und der Kolbenreibung entsprechende Kraft anzubringen. Das obere Ventil *F*, dessen Stiel behufs Durchführung der Stange *L* hohl gebildet ist, dient zum Ablassen des gebrauchten und durch *O* zurücktretenden Dampfes.

Einfacher und vollkommener wird der Zweck der Entlastung durch die zweisitzigen Ventile erreicht, deren Wirkungsweise durch das Paternen-

ventil, Fig. 602, verdeutlicht wird. Der Verschlusstheil besteht hier aus den beiden durch einen Stiel verbundenen kreisrunden Scheiben *A* und *B*, welche dicht in die conisch ausgedrehten Sitze des Gehäuses *EF* eingeschliffen sind. Der bei *D* zutretende Dampf, welcher den Sitz *E* umgiebt, drückt auf beide Ventilteller, so daß die Kraft zum Aufziehen des Ventils an der Stange *C* bei dem Dampfüberdrucke *p* nur die Größe

Fig. 602.



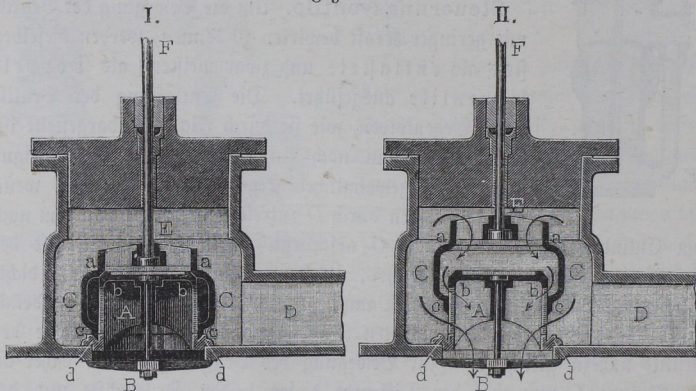
zu haben braucht, wenn *a* und *b* die Halbmesser der conischen Sitzflächen von *A* (außen) und von *B* (innen) bedeuten, während ein einfaches Regelventil von der Größe der Scheibe *A* eine Kraft  $p\pi a^2$  erfordert. Da in der erhobenen Lage des Ventils

$$P = p\pi(a^2 - b^2)$$

dem Dampfe in der Kammer *E* sowohl bei *A* wie bei *B* der Eintritt nach *F* gestattet ist, so braucht ein derartiges Doppelsitzventil auch nur ungefähr halb so hoch gehoben zu werden als ein einfaches Ventil, um dieselbe lichte Oeffnung darzubieten. Dieser Umstand ist für die Ventilsteuerungen und insbesondere für die Präcisionssteuerungen deswegen von großer Bedeutung,

dem Dampfe in der Kammer *E* sowohl bei *A* wie bei *B* der Eintritt nach *F* gestattet ist, so braucht ein derartiges Doppelsitzventil auch nur ungefähr halb so hoch gehoben zu werden als ein einfaches Ventil, um dieselbe lichte Oeffnung darzubieten. Dieser Umstand ist für die Ventilsteuerungen und insbesondere für die Präcisionssteuerungen deswegen von großer Bedeutung,

Fig. 603.



weil die geringere Hubhöhe der Ventile auch eine kleinere Aufschlaggeschwindigkeit derselben und daher eine weniger starke Abführung der Abschlußorgane im Gefolge hat.

Gewöhnlich führt man die Doppelsitzventile als Glocken- oder als Röhrenventile aus. Ein Glockenventil ist durch Fig. 603 dar-



gestellt, und zwar zeigt I. dasselbe im geschlossenen und II. im geöffneten Zustande. Man erkennt hieraus, daß der ringförmige Abschlußkörper oder die Glocke *C* mit den conisch abgedrehten Flächen *a* und *c* sich dichtschließend auf die entsprechend geformten Kegelflächen *b* und *d* des mittelst der Schraube *B* in dem Gehäuse befestigten Ventilfitzes *A* setzt. Zur besseren Verdeutlichung des Ventils ist dasselbe in Fig. 604 theilweise im Durchschnitte noch besonders gezeichnet. Hier stellen *f* die radialen, der Glocke zur Führung dienenden Stege und *e* die Arme vor, an denen die Substanz *F* die Glocke erfaßt. Bei dem in Fig. 605 dargestellten Röhrenventile bildet die an beiden Enden mit conisch abgedrehten Rändern versehene Röhre *AB* das Verschlußstück, welches auf den Sitzflächen *E* und *F* des Gehäuses aufruhet. Wie bei einer verticalen Erhebung der durch einzelne Längsrippen *f* und *e*

Fig. 604.

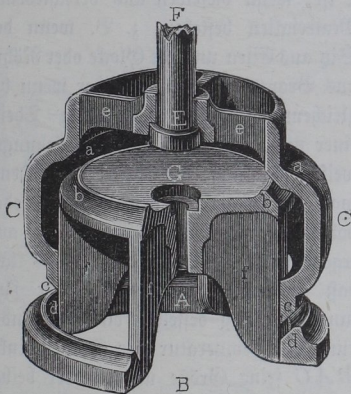
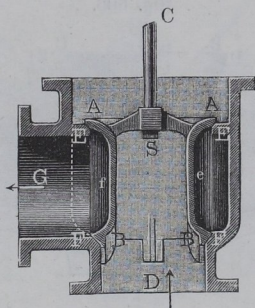


Fig. 605.



geführten Röhre der bei *D* zugeführte Dampf zwischen *F* und *B* und durch das Ventil hindurch zwischen *A* und *E* nach dem Canale *G* gelangen kann, ist ersichtlich.

Bedeutet bei einem Glocken- oder Röhrenventile etwa *a* den mittleren Durchmesser der beiden Sitzflächen, welche von einander nur wenig abweichen, und ist *d* der Durchmesser der zugehörigen Dampfleitungsröhre, so findet man die Erhebung *x*, welche dem Ventile zu geben ist, damit die Oeffnung gleich dem Querschnitte der Dampfleitung wird, aus der Gleichung

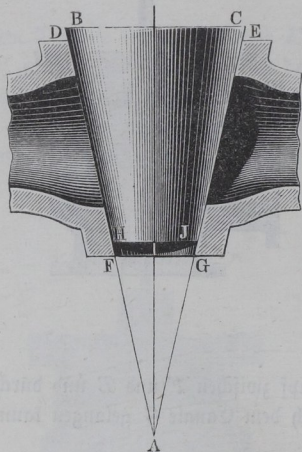
$$2 a \pi \cdot x = \pi \frac{d^2}{4} \text{ zu } x = \frac{d^2}{8 a},$$

und wenn etwa  $a = d$  angenommen wird, zu  $x = \frac{d}{8}$ .

Die Herstellung der doppelsitzigen Ventile muß mit besonderer Sorgfalt und zwar so geschehen, daß der dichte Abschluß gleichzeitig in den beiden Sitzflächen geschieht. Damit nun dieser dichte Abschluß auch durch Temperaturveränderungen nicht gestört werde, wird meistens zu dem Ventilsitze und dem Verschlußtheile (Glocke oder Röhre) gleiches Material verwendet, so daß diese beiden Theile einer gleichen Ausdehnung unterliegen. Als solches Material dient in der Regel Bronze, welche einerseits dem Rosten nicht unterworfen ist, wie dies beim Eisen und Stahl der Fall ist, und andererseits genügende Härte und Festigkeit besitzt, um trotz geringer Auflagerflächen nicht verdrückt oder verschlagen zu werden.

Collmann hat zuerst gezeigt, daß man bei gehöriger Construction der Doppelsitzventile den dichten Abschluß doch erhalten kann, auch wenn die beiden in Berührung kommenden Theile einer verschiedenen Ausdehnung unterworfen sind, wie dies der Fall ist, wenn dieselben aus verschiedenen

Fig. 606.



Materialien bestehen, z. B. wenn der Sitz aus Eisen und die Glocke oder Röhre aus Bronze gefertigt ist, oder wenn bei gleichem Materiale die beiden Theile einer ungleichen Erwärmung beziehungsweise Abkühlung unterworfen sind. Denkt man sich nämlich einen massiven oder hohlen Kegel  $ABC$ , Fig. 606, aus irgend welchem Materiale, so ist es klar, daß bei einer Ausdehnung oder Zusammenziehung desselben durch Veränderung der Temperatur der Spitzenwinkel  $BAC$  seine Größe unverändert beibehält, indem alle linearen Abmessungen, also z. B. der Durchmesser  $BC$  und eine Kegelseite  $AB$ , einer Längenveränderung in demselben Verhältnisse unter-

worfen sind, sobald man nur Gleichförmigkeit des Materials und der Temperatur in allen Punkten voraussetzt. Unter dieser Voraussetzung sind die Formen des Kegels für alle Temperaturen unter sich ähnlich, und die Kegelspitze ist als der Ähnlichkeitsmittelpunkt aufzufassen. Hieraus ergibt sich nun, daß ein beliebiger massiver Kegel, wie z. B.  $BCJH$ , welcher in einem Hahne das Gehäuse  $DEGF$  bei irgend einer Temperatur überall dichtschließend berührt, dies auch bei jeder andern Temperatur thun muß, sobald die beiden Theile in der Spitze  $A$  festgehalten werden. Eine Verschiedenheit der Ausdehnungen beider Theile macht sich dabei nur durch eine relative Verschiebung derselben in ihren gegenseitigen Berührungsflächen geltend, ohne

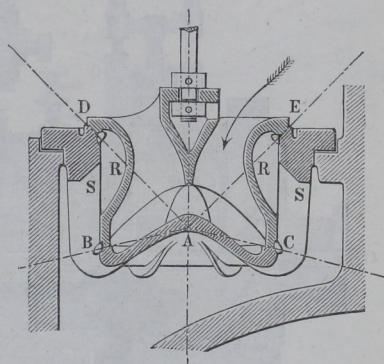
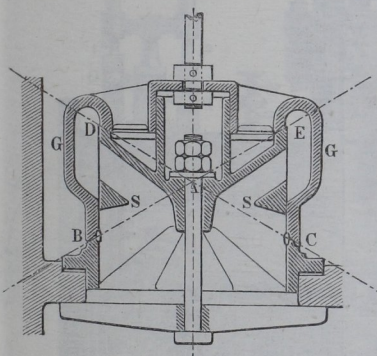


daß hierdurch die Berührung aufhört oder eine übermäßige Pressung auftritt. Das letztere wird dagegen der Fall sein, wenn, wie dies bei Hähnen meistens der Fall ist, die Verbindung des Kegels mit dem Gehäuse an einer andern Stelle als der Spitze *A*, z. B. bei *FG*, stattfindet. Wenn hierbei die Ausdehnung des Kegels größer oder kleiner ist als die des Gehäuses, so muß im ersten Falle ein Festklemmen, im zweiten ein Undichtwerden bemerkbar werden.

Demgemäß gestaltet Collmann die Doppelsitzventile derart, daß die beiden Sitzflächen als Kegelflächen ausgeführt werden, welche eine gemeinschaftliche Spitze haben. In Fig. 607 ist ein Glockenventil und in Fig. 608 ein Röhrenventil dieser Art angegeben. In beiden Figuren ist *A* die gemeinsame Spitze der beiden Kegelflächen *ABC* und *ADE*, in denen der

Fig. 607.

Fig. 608.

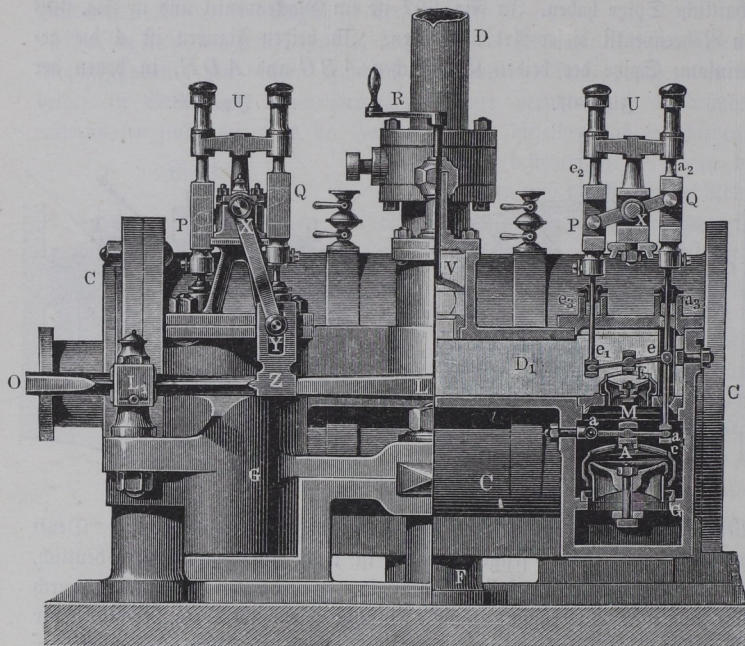


Ventilsitz *S* von der Glocke *G* oder der Röhre *R* berührt wird. Denkt man sich den Punkt *A* festgehalten, so ist nach dem Vorbemerkten deutlich, daß die Berührung der beiden Theile in den gedachten Kegelflächen durch eine ungleiche Ausdehnung nicht beeinflusst wird. Als ein Nachtheil der Anordnung des Glockenventils, Fig. 607, wird angeführt, daß dabei der eintretende Dampf stark gedrosselt werde wegen der beträchtlichen Richtungsabweichungen, denen er beim Durchgange zwischen den Sitzflächen ausgesetzt ist. Dies ist der Grund, weshalb man den Glockenventilen meistens eine Gestalt nach Fig. 604 giebt, bei welcher die beiden kegelförmigen Sitzflächen ihre Mittelpunkte ober- und unterhalb des Ventils erhalten. Bei dieser Anordnung hat man aus den angeführten Gründen die Glocke und den Sitz nothwendig aus gleichem Materiale herzustellen.

Ventilsteuerung mit einem Excenter. Man kann die vier §. 294. Ventile einer Dampfmaschine durch ein gemeinsames Excenter bewegen,

welches ebenso wie für die Steuerung durch den gewöhnlichen Muschelschieber auf der Kurbelwelle mit einem Voreilungswinkel  $\delta$ , d. h. unter reiner Abweichung von  $90^\circ + \delta$  von der Kurbelrichtung befestigt ist. Die Anordnung einer solchen Steuerung ist aus Fig. 609 zu ersehen. An den Dampfcylinder *C* sind die beiden Ventilgehäuse *G* angefügt, von denen jedes zwei Glockenventile über einander angeordnet enthält, ein kleineres Eintrittsventil *E* oberhalb und ein größeres Auslassventil *A* unterhalb. Der aus dem Dampfsuleitungsrohre *D* durch das Absperrventil *V* in den Canal *D*<sub>1</sub> eintretende

Fig. 609.

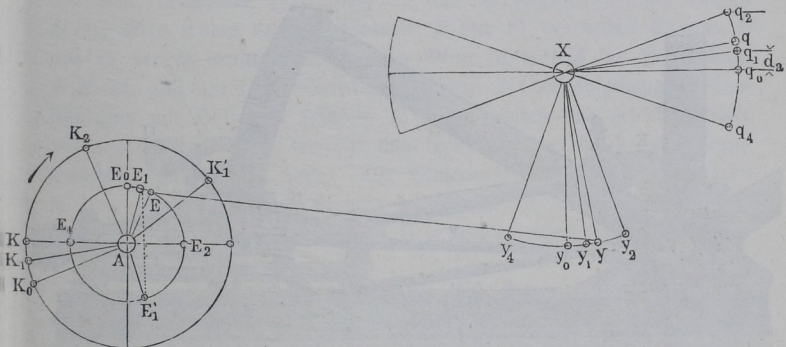


Dampf gelangt nach Eröffnung des Ventils *E* in die zwischen den beiden Ventilen befindliche Abtheilung *M* und von hier durch den Dampfcanal *c* nach dem Cylinder, während die Eröffnung des Auslassventils *A* dem in dem Cylinder zur Wirkung gekommenen Dampfe durch denselben Canal *c* den Rückweg und den Austritt nach dem Abblaserohre *F* gestattet. Die Bewegung der Ventile *E* und *A* geschieht mit Hilfe der einarmigen Hebel *ee*<sub>1</sub> und *aa*<sub>1</sub> durch die Zugstangen *e*<sub>1</sub>*e*<sub>2</sub> und *a*<sub>1</sub>*a*<sub>2</sub>, welche, bei *e*<sub>3</sub> und *a*<sub>3</sub> durch Stopfbüchsen aus den Ventilgehäusen heraustretend, oberhalb der letzteren mit geschlitzten Verdickungen zum Angriff für die zweiarmligen Hebel *PQ*



versehen sind. Jeder dieser Hebel  $PQ$  erhält eine schwingende Bewegung durch einen auf seiner Axe  $X$  feststehenden dritten Hebelarm  $XY$ , dessen freies Ende  $Y$  mit der Schubstange  $OL$  verbunden ist, die durch das besagte Steuerexcenter die nöthige hin- und hergehende Bewegung empfängt. Diese Stange, welche in den Führungen  $L_1$  gleitet, ergreift die Zapfen  $Y$  mit den Ansätzen  $Z$ , deren Schlitze den Gleitlagern von  $Y$  die erforderliche Verticalbewegung gestatten. Wie man aus der Figur erkennt, haben die Zapfen  $P$  und  $Q$  in den Schlitzen der Ventilstangen ein freies Spiel oder einen todtten Gang, und zwar ist die Wirkung eine derartige, daß die Hebel  $PQ$  nur das Deffnen oder Erheben der Ventile bewirken, während das Niedergehen derselben durch die Einwirkung von Federn geschieht, welche in den Federgehäusen  $U$  enthalten sind und welche beim Erheben der Ventile

Fig. 610.

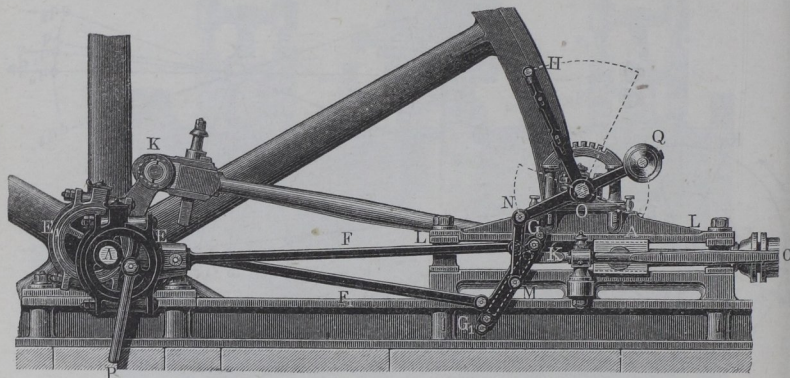


durch die in die Federgehäuse eintretenden Ventilstangen  $e_2$  und  $a_2$  zusammengeedrückt werden. Durch Schrauben lassen sich diese Federn beliebig anspannen.

Die Größe des besagten todtten Ganges von  $P$  und  $Q$  in den Ventilstangen, sowie die Wirkung der ganzen Steuerungsvorrichtung erkennt man aus der schematischen Fig. 610. Es bedeuete hierin  $A$  die Kurbelwelle und  $AK$  (in verkleinertem Maßstabe) die Länge der Kurbel, gegen welche das Excenter, dessen Mitte  $E$  sein soll, um den Winkel  $\angle KAE = 90^\circ + \delta$  verfest ist. Ferner ist  $X$  die Axe des einen Ventilhebels  $PQ$ , von dessen Arme  $Xq$  das linke Einlaßventil bewegt wird. Wenn die Länge der Excenterstange so groß angenommen wird, daß von der Neigung derselben gegen die Schubrictung abgesehen werden kann, so steht das Excenter in der Mittelstellung  $E_0$ , wenn von dem Ventilhebel der eine Arm  $XQ$  die horizontale Lage  $Xq_0$  und der Arm  $XY$  die verticale Stellung  $Xy_0$  einnimmt. Die Kurbel steht dafür in  $K_0$  um den Winkel  $\delta$  vor dem todtten Punkte.

Dreht sich die Kurbel aus dieser Lage um  $\delta$  bis in die Todtlage  $AK$ , so nimmt der Mechanismus die Stellung  $E_2yXq$  ein, und da in dieser Stellung bereits eine gewisse Voröffnung des Ventils vorhanden sein soll, so muß der Zapfen  $q$  auf seinem Wege von  $q_0$  nach  $q$  dieselbe erzeugt haben. Wenn dieser Zapfen daher in der Lage  $q_1$  gegen die Ventilstange trifft, so daß ihm also zunächst ein tochter Gang  $q_0q_1$  belassen ist, so hat sich das Ventil für den tochten Punkt  $K$  der Kurbel um die Größe  $q_1q$  geöffnet. Bei weiterer Drehung der Kurbel wird das Ventil mehr und mehr geöffnet, bis es in der Stellung  $K_2E_2y_2q_2$  die größte Erhebung erhält. Von da an beginnt es, sich unter dem Einflusse der Feder und nach Maßgabe der absteigenden Bewegung des Zapfens  $Q$  wieder zu schließen, bis in der Stellung  $q_1$  dieses Zapfens, für welche das Excenter in  $E'_1$  und die Kurbel in  $K'_1$  steht, der Schluß

Fig. 611.



wieder erreicht ist. Bei der weitem Drehung des Excenters von  $E'_1$  bis zur äußersten Lage  $E_4$  muß der Zapfen  $Q$  freies Spiel im Schlitz der Ventilstange haben, und eine erneute Einwirkung auf die letztere findet erst in der Stellung des Excenters in  $E_1$  und der Kurbel in  $K_1$  statt, von welchem Augenblicke an der hier betrachtete Vorgang sich in derselben Art wiederholt.

Man erkennt aus dieser Betrachtung, daß der freie Spielraum  $q_0q_1$ , um welchen sich der Zapfen  $Q$  aus seiner Mittelstellung in  $q_0$  zunächst bewegen muß, ehe die Eröffnung des Eintrittsventils beginnt, dieselbe Rolle spielt wie die äußere Ueberdeckung  $d_a$  bei dem gewöhnlichen Muschelschieber. Auch die übrigen Verhältnisse sind bei beiden Steuerungen übereinstimmend, indem z. B. die Größe  $q_0q$  mit der linearen Voreilung  $\lambda$  des Muschelschiebers und die Döffnungsweite  $q_1q = \lambda - d_a$  mit der Voröffnung des Eintrittscansals übereinstimmt. Es ist ebenso ersichtlich, daß für die beiden Auslaßventile



dieselben Betrachtungen gelten, und daß hierbei der freie Spielraum  $q_0 q_1$  der innern Schieberdeckung  $d_i$  des Muschelschiebers entspricht.

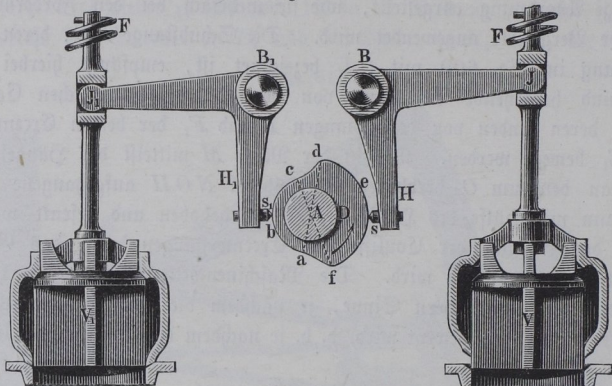
Hiernach ist für die Bewegung der Ventile das für den gewöhnlichen Muschelschieber in §. 286 entworfene Diagramm ohne Weiteres gültig, und auch hinsichtlich der Umsteuerung gelten die in §. 291 angeführten Bemerkungen. Man kann daher diese Ventilsteuerung in derselben Weise wie bei der Anwendung des Muschelschiebers dadurch sofort zur Umsteuerung verwenden, daß man sich zur Bewegung der Schubstange  $OL$ , Fig. 609, anstatt eines einfachen Excenters einer Couliße bedient, wie sie bei den Locomotiven in Thl. III, 2 besprochen wird. In Fig. 611 ist eine derartige Anordnung dargestellt, wie sie mehrfach bei den Fördermaschinen der Bergwerke angewendet wird. Die Schubstange  $KO$ , deren Verlängerung in Fig. 609 mit  $OL$  bezeichnet ist, empfängt hierbei ihre hin- und hergehende Bewegung von der Stephenson'schen Couliße  $GG_1$ , deren Enden von den Stangen  $F$  und  $F_1$  der beiden Excenter  $E$  und  $E_1$  bewegt werden. Die in der Mitte  $M$  mittelst der Hängeschiene  $NM$  an dem um  $O$  drehbaren Winkelhebel  $NOH$  aufgehängene Couliße kann mit Hilfe des Händels  $H$  leicht gehoben und gesenkt werden, indem das Gewicht der Couliße und Excenterstangen durch das Gegengewicht  $Q$  ausgeglichen wird. Die Maschinenwelle  $C$  dreht sich hierbei in dem einen oder andern Sinne, je nachdem die Stange  $K$  durch das Excenter  $E$  oder  $E_1$  bewegt wird, d. h. je nachdem die Couliße gesenkt oder gehoben ist.

Für die durch ein Excenter oder eine Couliße bewegten Ventilsteuerungen gilt ebenso wie für die in gleicher Art bewegten Einschiebersteuerungen die Bemerkung, daß man damit nicht im Stande ist, hohe Expansionsgrade zu erzielen, ohne gleichzeitig beträchtliche Compression in Kauf zu nehmen. Deshalb pflegt man in allen solchen Fällen, wo größere Expansionsgrade zur Erzielung eines sparsamen Betriebes nöthig sind, die Ventile in anderer Weise zu bewegen, worüber im Folgenden gesprochen wird.

**Unrunde Scheiben.** Die zur regelrechten Steuerung der Ventile §. 295. erforderliche Bewegung wird denselben zuweilen durch unrunde Scheiben oder Hölzer ertheilt, welche, auf rotirenden Axen befestigt, bei ihrer Umdrehung mittelst der auf ihnen angebrachten Hervorragungen oder Stufen nach der Art von Daumen auf die Ventilstangen wirken. Man erhält von der Wirkungsweise dieser Daumen durch Fig. 612 (a. f. S.) eine Vorstellung. Hierin stellt  $A$  die für alle vier Ventile dienende Steuerwelle vor, welche von der Kurbelwelle durch Zahnräder in gleichmäßig rotirende Bewegung versetzt wird und ebenso viele Umdrehungen macht wie die Kurbelwelle. Ist  $V$  irgend ein Einlaß- oder Auslaßventil, welches seine Bewegung durch den

um  $B$  drehbaren Winkelhebel  $HBJ$  unter Mitwirkung der auf  $J$  drückenden Feder  $F$  erhält, so erkennt man, wie diesem Hebel durch den auf  $A$  sitzenden Daumen  $D$  die zur Deffnung und Schließung des Ventils nöthige schwingende Bewegung ertheilt wird. Da nämlich der Stift  $s$  durch die Feder  $F$  stetig gegen den Umfang des Daumens gedrückt wird, so muß das Ventil so lange geöffnet sein, als der Stift  $s$  den Umfang  $def$  vom größern Halbmesser berührt, wenn die Verhältnisse so gewählt sind, daß bei der Berührung von  $s$  mit dem Umfange  $abc$  das Ventil gerade geschlossen ist. Die Dauer des geöffneter und des geschlossenen Zustandes hängt dabei offenbar von der

Fig. 612.



Größe der Centriwinkel  $w_1 = dAj$  und  $w_2 = aAc$  der gedachten Umfänge ab, während die Winkel  $\gamma_1 = cAd$  und  $\gamma_2 = fAa$  das Maß für die Geschwindigkeit ergeben, mit denen das Deffnen und beziehungsweise das Schließen des Ventils erfolgt.

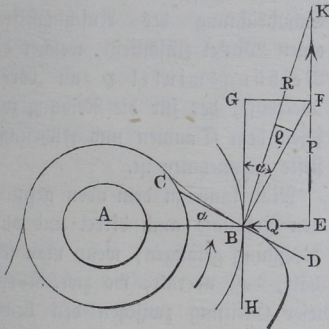
Anstatt für jedes Ventil einen besondern Höcker, also im Ganzen deren vier, anzuordnen, kann man auch mit nur zwei Höckern, einem für die Einlaßventile und einem für die Auslaßventile auskommen, wenn man, wie es in Fig. 612 angedeutet ist, die beiden Anschlagstifte  $s$  und  $s_1$  der zugehörigen Ventillebel den Daumen in Punkten berühren läßt, welche genau diametral gegenüberliegen, wie dies ohne Weiteres aus der Gleichheit der Dampfvertheilung zu beiden Seiten des Dampfkolbens folgt. Es ist auch klar, daß man mit dieser Steuerung jeden beliebigen Füllungsgrad erzielen kann, indem es nur darauf ankommt, für den oder die Höcker der Einlaßventile dem Winkel  $w_1$ , welcher dem geöffneter Zustande entspricht, die entsprechende Größe, nämlich denjenigen Betrag zu geben, um welchen die Kurbelwelle sich während des Dampfeintritts dreht. Auch eine Veränderung des Füllungsgrades läßt sich hierbei erreichen, wenn man den Einlaßhöcker auf der



Steuerungswelle  $A$  in axialer Richtung verschieblich anbringt, so daß der Anschlagstift  $s$  mit verschiedenen Querprofilen des Höckers in Berührung kommt, in denen der gedachte Winkel  $w_1$  verschiedene Größen hat.

Eine besondere Beachtung verdient die Gestalt des Höckers an denjenigen Stellen  $cd$  und  $fa$ , welche den Uebergang zwischen den beiden cylindrischen Umfängen für den geöffneten und geschlossenen Zustand bilden. Offenbar hängt von diesen Uebergangscurven die größere oder geringere Geschwindigkeit des Oeffnens und Schließens ab, und die Winkel  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  können, wie bemerkt, als das Maß für diese Geschwindigkeit angesehen werden. Da nun, um eine Drosselung des Dampfes möglichst zu vermeiden, ein schnelles Oeffnen und Schließen der Einlaßventile erwünscht ist, so wird man die Winkel  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  so klein als möglich zu machen haben. Diese Winkel müssen aber, wenn die Bewegungsübertragung überhaupt möglich sein soll,

Fig. 613.



einen bestimmten, hauptsächlich von der Reibung zwischen dem Daumen und Anschlagstifte abhängigen Werth mindestens haben, welcher sich wie folgt ergibt. Es sei der betreffende Anschlagstift im Punkte  $B$ , Fig. 613, mit einer beliebigen, durch die Ventilsfeder ausgeübten Kraft  $Q = EB$  gegen den Umfang des Höckers gedrückt und zwar soll die Richtung dieses Druckes durch den Mittelpunkt  $A$  der Steuerwelle gehend angenommen werden, welche Annahme an-

nähernd immer erfüllt ist. Die Tangente an die Daumencurve in  $B$  sei durch die Gerade  $CD$  gegeben, welche mit dem Radius  $AB$  den Winkel  $ABC = \alpha$  bilden soll. Wird die Steuerwelle in der Richtung des Pfeiles gedreht, wie dies einem Auswärtschieben des Stiftes von  $B$  nach  $E$  entspricht, so muß in  $B$  eine gewisse Kraft  $P$  in der Richtung  $HB$  des Umfanges auf den Stift ausgeübt werden. Um diese Kraft  $P$  unter Berücksichtigung der Reibung am Daumen zu bestimmen, sei mit  $N$  der Normaldruck bezeichnet, mit welchem in  $B$  der Anschlagstift und die Daumenfläche gegenseitig auf einander einwirken. Alsdann ist in  $B$  eine Reibung gleich  $\varphi N$  in der Richtung  $CD$  der Daumenfläche zu denken, wenn  $\varphi$  den Reibungscoefficienten daselbst bedeutet. Es können jetzt genau dieselben Betrachtungen angestellt werden, wie für geneigte Ebenen in Thl. I geschehen, indem man sich zu denken hat, der Daumen wirke bei einer unendlich kleinen Drehung wie ein unter den Stift

geschobener Keil oder eine geneigte Ebene. Man findet daher wie dort die Gleichgewichtsbedingungen zu:

$$Q = N \sin \alpha - \varphi N \cos \alpha = N (\sin \alpha - \varphi \cos \alpha)$$

$$P = N \cos \alpha + \varphi N \sin \alpha = N (\cos \alpha + \varphi \sin \alpha)$$

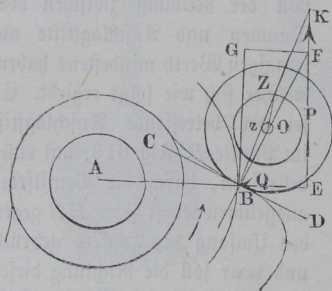
woraus mit  $\varphi = \text{tang } \varrho = \frac{\sin \varrho}{\cos \varrho}$ :

$$\frac{Q}{P} = \frac{\sin \alpha - \varphi \cos \alpha}{\cos \alpha + \varphi \sin \alpha} = \frac{\sin \alpha \cos \varrho - \cos \alpha \sin \varrho}{\cos \alpha \cos \varrho + \sin \alpha \sin \varrho} = \text{tg} (\alpha - \varrho),$$

also:  $P = \frac{Q}{\text{tang} (\alpha - \varrho)} = Q \cotg (\alpha - \varrho)$

folgt. Dieser Werth wird unendlich groß, sobald  $\alpha = \varrho$  wird, und es ergibt sich daher, daß die Daumencurve so zu zeichnen ist, daß ihre Tangente in

Fig. 614.



irgend einem Punkte mit dem Halbmesser daselbst, d. h. also mit der Schubrichtung des Anschlagstiftes, einen Winkel einschließt, welcher den Reibungswinkel  $\varrho$  an Größe übertrifft, der für die Reibung zwischen dem Daumen und Führungsstifte anzunehmen ist.

Man kann zu dem oben gefundenen Resultate auch direct und ohne Rechnung gelangen, wenn man festhält, daß überall, wo zwei Körper

auf einander gleiten, die während dieser Gleitung zwischen den beiden Körpern auftretende Kraft um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungsebene in dem Berührungspunkte abzuweichen muß.

Zeichnet man daher in  $B$  die Gerade  $BK$ , welche um den Reibungswinkel  $FBK = \varrho$  von der normalen Richtung  $BF$  abweicht, so erhält man in  $BK$  die Richtung, in welcher während der Bewegung der Höcker auf den Anschlagstift wirkt. Zieht man daher durch  $E$  eine mit  $HB$  parallele Gerade  $EK$ , so erhält man in  $BK$  die Druckwirkung  $R$  des Daumens auf den Stift und in  $EK = Q \cotg (\alpha - \varrho) = P$  die Größe der in  $B$  senkrecht zum Halbmesser  $AB$  anzubringenden Kraft. Die Figur ergiebt diese Kraft  $P$  unendlich groß, sobald der Winkel  $FBG = \alpha$  gleich dem Reibungswinkel  $\varrho$  ist.

Diese Betrachtung kann man auch unmittelbar auf den Fall anwenden, in welchem der Ventilhebel sich nicht mit einem gleitenden Stifte, sondern mittelst einer Reibungsvolle gegen den Höcker anlegt, Fig. 614. Es sei hier



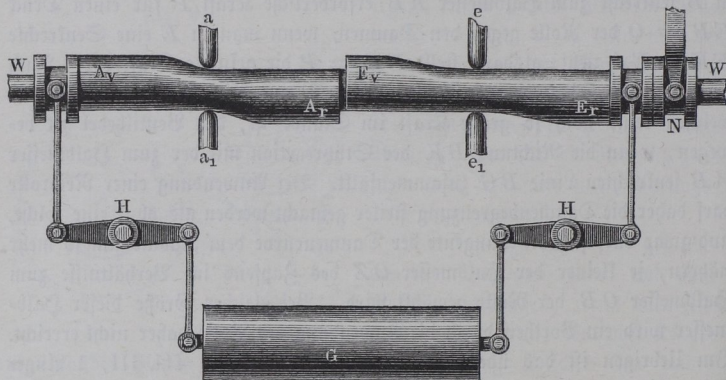
der Ventilhebel mit einer Reibrolle vom Halbmesser  $BO$ , deren Zapfen den Halbmesser  $OZ$  hat, versehen, gegen welche der Daumen mit der Fläche  $CD$  in  $B$  drückt. Zeichnet man auch hier die Normale  $BF$  zu der Tangente  $CD$  des Daumens, welche Normale durch den Mittelpunkt  $O$  der Rolle geht, so hat man sich für den Zustand der Bewegung die Reactionsrichtung zwischen dem Daumen und der Rolle in einer Richtung  $BK$  zu denken, welche die Stützfläche des Zapfens in  $Z$  in einer um den Reibungswinkel  $\varphi = OZB$  vom Halbmesser  $OZ$  abweichenden Richtung trifft. Man erhält daher diese Richtung in der von  $B$  aus an einen Kreis vom Halbmesser  $Oz = \varphi \cdot OZ$  gelegten Tangente, welcher Kreis in Thl. III, 1, Anhang, als der Reibungskreis des betreffenden Zapfens vom Halbmesser  $OZ$  bezeichnet wurde. In Betreff dieser Richtung  $BK$  gilt nun dasselbe, was für  $BK$  in Fig. 613 gesagt wurde, d. h. man findet die in  $B$  senkrecht zum Halbmesser  $AB$  erforderliche Kraft  $P$  für einen Druck  $EB = Q$  der Rolle gegen den Daumen, wenn man in  $E$  eine Senkrechte  $EK$  zu  $EA$  zieht; alsdann stellt  $EK = P$  die gesuchte Kraft vor. Auch hier erhält man den Grenzfall, für welchen  $P$  unendlich groß wird, d. h. für welchen keine noch so große Kraft im Stande ist, den Ventilhebel zu bewegen, wenn die Richtung  $BK$  der Stützreaction mit der zum Halbmesser  $AB$  senkrechten Linie  $BG$  zusammenfällt. Bei Anwendung einer Reibrolle darf daher die Daumenbegrenzung steiler gemacht werden als ohne eine solche, und zwar darf sich die Tangente der Daumencurve dem Radius um so mehr nähern, je kleiner der Halbmesser  $OZ$  des Zapfens im Verhältnisse zum Halbmesser  $OB$  der Rolle gewählt wird. Bei gleicher Größe dieser Halbmesser wird ein Vortheil durch die Anwendung der Rolle daher nicht erreicht. Im Uebrigen ist das über das Curvenschubgetriebe in Thl. III, 1 Angeführte hier ebenfalls gültig.

Damit man also ein möglichst schnelles Oeffnen und Schließen des Ventils erlange, hat man die Uebergangscurven  $cd$  und  $af$  der Fig. 612 so zu zeichnen, daß daselbst die Tangente in irgend einem Punkte mit dem Radius den möglich kleinsten Winkel bildet. Soll dieser Winkel überall denselben Betrag haben, so bestimmen sich die gedachten Uebergangscurven bekanntlich als logarithmische Spiralen. Legt man für gewöhnlich einen Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,2$  zu Grunde, so ist der geringste Werth dieses Winkels bei Anwendung eines Anschlagstiftes ohne Reibrolle zu  $\text{arctg } 0,2 = 11^\circ$  anzunehmen. Wie man leicht erkennt, ist dieser Winkel auch bei den für veränderliche Expansion auf der Steueraxe verschieblichen Höckern als das geringste Maß der Abweichung der Schubrichtung von der Fläche des Höckers in irgend einem Querschnitte festzuhalten, wenn eine solche Verschiebung überhaupt möglich sein soll.

Wenn eine Maschine mit Höckersteuerung bald rechts, bald links umgehen

soll, so kann man dies dadurch erreichen, daß man für die Auslaßventile sowohl wie für die Einlaßventile zwei diametral entgegengesetzt angeordnete Höcker anbringt, welche sämmtlich mit einander verbunden und so auf der Steuerwelle verschieblich angebracht sind, daß je nach Bedarf das eine oder andere Paar der Höcker die Bewegung der Ventile übernimmt. Fig. 615 zeigt eine solche von Kraft für Fördermaschinen angewandte Steuerung. Auf der Steuerwelle  $W$  sind die beiden entgegengesetzten Höcker  $A_v$  und  $A_r$  für die Auslaßventile und  $E_v$  und  $E_r$  für die Einlaßventile angebracht, welche den Stiften  $a$  und  $a_1$  der Auslaßventile beziehungsweise denjenigen  $e$  und  $e_1$  für den Einlaß die Bewegung ertheilen. Alle Höcker sind mittelst einer gemeinschaftlichen genutheten Hülse auf der mit einer Feder versehenen Steuerwelle  $W$  verschieblich angebracht und zur Verschiebung dient ein in die Hals-

Fig. 615.



nuth  $N$  eingreifender Steuerhändel. Die gezeichnete Stellung entspricht dem Stillstande der Maschine, und es stellt sich eine Umdrehung nach vorwärts oder rückwärts ein, je nachdem durch eine Verschiebung der Hülse nach rechts oder links die Höcker  $A_v$  und  $E_v$  oder diejenigen  $A_r$  und  $E_r$  zur Wirkung auf die Ventile gebracht werden. Hierbei sind die Einlaßhöcker für veränderliche Expansion eingerichtet, so daß der Füllungsgrad um so größer wird, je weiter die Höckerhülse aus ihrer mittleren Lage nach der Seite verschoben wird. Das Gewicht  $G$  dient hierbei zur Ausgleichung der Höckerhülse mittelst der doppelarmigen Hebel  $H$ , um die Bewegung der ersteren zu erleichtern.

§. 296. Collmann'sche Steuerung. Man kann beliebige Füllungen oder Expansionsgrade auch durch die mittelst Excenter bewegten Ventilsteuerungen erreichen, wenn man nur die Bewegung der Einlaßventile von derjenigen



der Auslaßventile unabhängig macht. Auf die Bewegung der letztern hat die Größe des Füllungsgrades keinen Einfluß und daher werden die Auslaßventile auch bei den Expansionssteuerungen immer in derselben Weise durch Excenter oder Daumen bewegt, wie es bei den oben besprochenen Steuerungen der Fall ist. Zur Erzielung eines beliebigen Füllungsgrades ist also nur eine Einrichtung nöthig, welche den Schluß der Einlaßventile in dem gewünschten Zeitpunkte herzustellen gestattet. Man hat dabei aus dem schon mehrfach erwähnten Grunde eines möglichst ökonomischen Betriebes die Steuerungen meistens so ausgeführt, daß der Expansionsgrad der erforderlichen Arbeitsleistungen entsprechend veränderlich gemacht werden kann, sei es nun, daß diese Veränderung durch die Hand oder durch die Hülse des Regulators bewirkt wird. Von den vielen Ventilsteuerungen dieser Art, welche in der neueren Zeit angegeben worden sind, soll nur die durch ihre vorzügliche Wirksamkeit ausgezeichnete und vielfach ausgeführte Steuerung von Collmann hier näher besprochen werden.

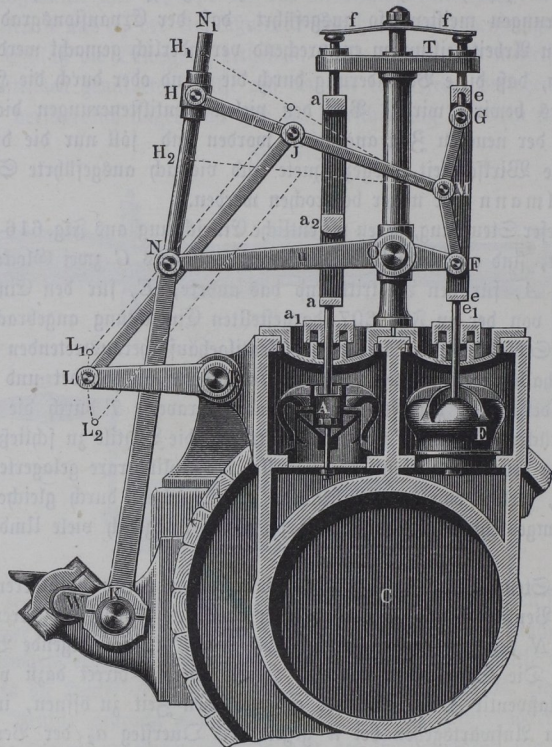
Bei dieser Steuerung, deren wesentliche Einrichtung aus Fig. 616 (a. f. S.) hervorgeht, sind an jedem Ende des Dampfcylinders *C* zwei Glockenventile, das eine, *A*, für den Austritt und das andere, *E*, für den Eintritt des Dampfes von der in Fig. 607 dargestellten Einrichtung angebracht. Die durch die Stopfbüchsen  $a_1$  und  $e_1$  der Ventilgehäuse heraustretenden Stangen sind oberhalb zu geschlitzten Rahmen *aa* und *ee* ausgebildet und erhalten oberhalb der ihnen zur Führung dienenden Traverse *T* durch die auf ihre Enden drückende Feder *ff* stetig ein Bestreben, die Ventile zu schließen. Zur Bewegung der letztern dient eine parallel zur Cylinderaxe gelagerte Steuerwelle *W*, welche von der Kurbelwelle der Maschine durch gleiche conische Räder umgedreht wird, daher mit dieser Welle gleich viele Umdrehungen macht.

Diese Steuerwelle trägt für jedes Paar der an einem Cylinderende angebrachten Ventile *A* und *E* ein Excenter oder eine Kurbel *K*, deren Lenkerstange *KN* den um *O* drehbaren Hebel *NOF* in schwingende Bewegung versetzt. Die Schwingungen dieses Hebels werden direct dazu verwendet, das Auslaßventil *A* während der erforderlichen Zeit zu öffnen, indem der Hebel im Aufwärtsgehen bei *u* gegen den Quersteg  $a_2$  der Ventilstange trifft und das Auslaßventil erhebt. Für diese Bewegung gelten die in §. 294 gemachten Bemerkungen, und es ist dem entsprechend auch dem Hebel *NO* unterhalb der genügende todte Gang in dem Schlitze der Ventilstange *aa* belassen, um die Bewegung des Hebels auch während der Zeit zuzulassen, für welche das Ventil *A* durch die Feder *f* geschlossen gehalten wird.

Zur Bewegung des Einlaßventils *E* ist das Ende *F* des schwingenden Hebels mit dem Rahmen *ee* durch den Bolzen *G* verbunden, und zwar ist die Verbindung mit Hülfe eines Kniegelenks *FMG* bewirkt, dessen unterer

Bolzen *F* die Bewegung des Hebelarms *OF* empfängt. Würde die Verbindung zwischen *F* und *G* durch ein starres Glied geschehen, so müßte die Bewegung der Stange *e* und des Ventils lediglich durch die Kurbel *K* erfolgen. Nun wird aber gleichzeitig mit dieser auf- und niedergehenden Bewegung von *F* dem mittlern Gelenke *M* des Knies eine seitliche Bewegung erteilt, in Folge wovon der Punkt *M* von der linken Seite der Stange *e* nach

Fig. 616.



der rechten und umgekehrt sich bewegt, wodurch also das Knie abwechselnd gestreckt und wieder eingeknickt wird. Diese seitliche Bewegung erhält der Mittelbolzen *M* von der über *N* hinaus verlängerten Kurbelstange *KN* mittelst einer Schubstange *HM*, die an eine auf *NN<sub>1</sub>* verschieblich aufgesteckte Hülse *H* angeschlossen ist. Es ist nun ersichtlich, daß die hierdurch auf *M* übertragene seitliche Bewegung ein Emporsteigen oder ein Abwärtsgehen des Bolzens *G* und damit der Ventilstange *ee* zur Folge haben muß,



je nachdem der Bolzen  $M$  sich der geraden Verbindungslinie  $FG$  nähert oder davon entfernt. In Folge dieser Anordnung wird das Ventil  $E$  mit einer der Summe oder der Differenz der beiden auf  $F$  und  $M$  übertragenen Bewegungen gehoben werden, je nachdem diese Bewegungen gleich oder entgegengesetzt gerichtet sind. Folglich wird das Ventil wieder geschlossen sein, sobald die durch  $M$  veranlaßte absteigende Bewegung den Betrag der Erhebung erreicht hat, um welchen der Bolzen  $F$  aus derjenigen Lage bewegt worden ist, die dem geschlossenen Zustande des Ventils entspricht. Man erkennt nun, daß dieser Augenblick, in welchem das Ventil wieder zum Schluß gelangt, von der Größe der dem Mittelzapfen  $M$  ertheilten seitlichen Bewegung abhängig sein muß, und zwar wird der Schluß um so früher eintreten, je größer diese Seitenbewegung ist, während beim gänzlichen Fortfall dieser Seitenbewegung das Ventil sich nur unter dem Einflusse der Kurbel  $K$  bewegen würde, d. h. es würde wie bei der in §. 294 besprochenen Steuerung der Dampf nahezu während des ganzen Kolbenshubes eintreten können. Die Veränderung der auf den Mittelbolzen  $M$  übertragenen Seitenbewegung wird nun in einfacher Weise durch eine Verschiebung der Gleithülse  $H$  auf der cylindrischen Stange  $NN_1$  bewirkt, denn der seitliche Ausschlag, welchen diese Hülse  $H$  erfährt, wächst mit der Entfernung derselben von dem Bolzen  $N$ , um welchen die Kurbelstange  $KNN_1$  schwingt. Um diese Verschiebung zu erzielen, dient der Hebel  $RL$ , welcher bei einer ihm ertheilten Drehung in die punktirten Lagen  $L_1$  oder  $L_2$  vermittelt der Stange  $LJ$  eine Verschiebung der Hülse  $H$  auf  $NN_1$  nach  $H_1$  oder  $H_2$  veranlaßt. Die Drehung des Hebels  $RL$  kann dabei entweder durch die Hand oder dadurch geschehen, daß man die Hülse des Regulators mittelst einer Zugstange auf einen auf  $R$  angebrachten Hebel wirken läßt. Die hier beschriebene Anordnung ist, wie erwähnt, für jedes Cylinderende vorhanden und die Drehung der Welle  $R$  wird eine Verstellung der beiden auf den Kurbelstangen  $NN_1$  verschieblichen Hülsen  $H$  in gleicher Weise bewirken. Bei geeigneter Wahl der Verhältnisse gestattet diese Steuerung, alle Füllungsgrade zwischen 0,01 und 0,9 zu erreichen.

Da nach dem Schluß des Eintrittsventils dem Hebelmechanismus die durch die Kurbel  $K$  ertheilte Bewegung gestattet sein muß, insbesondere der Bolzen  $F$  auch bei geschlossenem Ventile an der niedergehenden Bewegung nicht gehindert sein darf, so muß auch bei dieser Steuerung ebenso wie bei der in §. 294 angegebenen einfachen Excenterbewegung für ein bestimmtes freies Spiel oder einen todten Garg des Mechanismus gesorgt sein. Dies ist hier dadurch erzielt, daß der obere Schenkel  $MG$  des Kniegelenks nach Fig. 617 (a. f. S.) aus zwei in einander verschieblichen Theilen besteht, von denen der eine,  $g$ , die Gestalt einer Röhre hat, die durch den Bolzen  $G$  mit der geschlizigten Ventilstange  $ee$  verbunden ist, während der Bolzen  $M$  mit

einem cylindrischen Stabe  $g_1$  vereinigt worden, der in der Hülse  $g$  verschieblich ist. Auf diese Weise kann der untere Schenkel  $MF$  des Knies bei feststehender Ventilstange  $ee$  nach unten frei ausweichen, und eine Erhebung des Ventils findet erst von dem Augenblicke an statt, wo der Anschlagbund  $p$  des Stabes  $g_1$  sich gegen das Ende  $q$  der Röhre  $g$  setzt, welches Ende zur Milderung der Stöße mit einem elastischen Material ausgefüllt ist.

Diese Steuerung, welche, wie bemerkt wurde, in neuerer Zeit vielfach an Dampfmaschinen zur Anwendung gebracht ist, hat sich sehr gut bewährt und

Fig. 617.

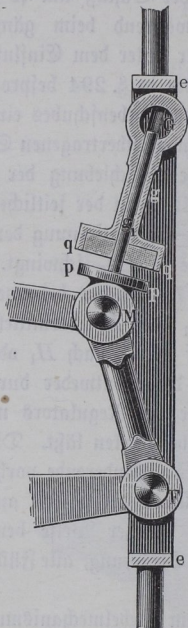
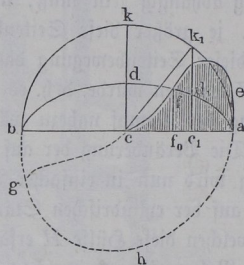


Fig. 618.



sich namentlich dadurch ausgezeichnet, daß der Füllungsgrad zwischen sehr weiten Grenzen leicht durch den Regulator verändert werden kann, und daß sowohl das Eröffnen wie das Abschließen der Eintrittsventile mit der gehörigen Geschwindigkeit geschieht, welche eine Drosselung des Dampfes vermeiden läßt. Von dieser Geschwindigkeit des Deffnens und Schließens erhält man am besten Aufschluß durch ein Diagramm, wie es in Fig. 618 gezeichnet ist.

In diesem Diagramm, welches der Collmann'schen Patentschrift \*) entnommen worden, und das für einen Füllungsgrad gleich  $\frac{1}{2}$  gilt, stellt  $ab$  in verjüngtem Maßstabe den Kolbenhub vor, und die zu diese Axe  $ab$  senkrechten Ordinaten der Curve  $aefgh$  bedeuten für jede Kolbenstellung den verticalen Abstand, in dem der Mittelpunkt der Anschlagsscheibe  $p$ , Fig. 617, von derjenigen Höhenlage sich befindet, in welcher der Mittelpunkt der Anschlagfläche  $q$  im geschlossenen Zustande des Ventils gelegen ist. Demnach stellen

\*) P.-N. 2714 vom 19. August 1877.



die Ordinaten der oberhalb  $ab$  gelegenen schraffirten Fläche  $aefc$  die Eröffnungen des Ventils vor, während die Ordinaten des unterhalb gelegenen Curvenzweiges  $cgha$  die verticalen Verschiebungen angeben, welche dem Stabe  $g_1$  in der Hülse  $g$  zugelassen werden müssen. Um aus den Eröffnungen des Ventils ein Urtheil über die Größe der eintretenden Drosselung des Dampfes beim Durchgange durch das Ventil zu gewinnen, kann man folgende Bemerkung machen.

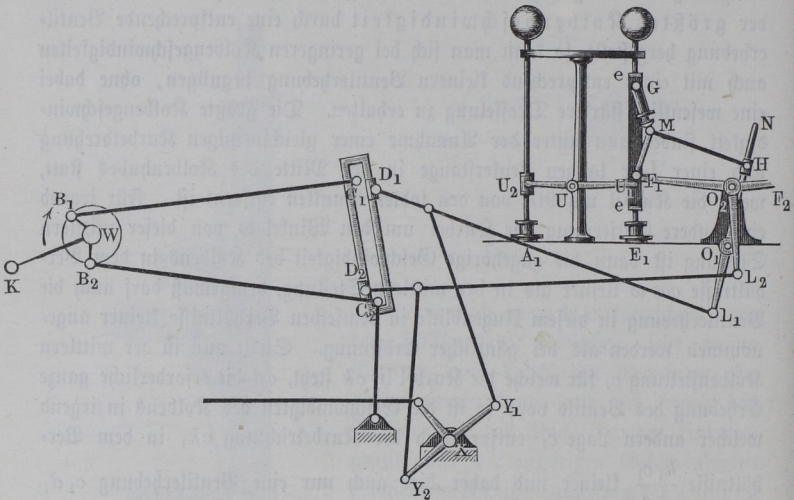
Hat man für irgend eine Maschine mit Rücksicht auf die Erfahrung für die Eintrittscanäle eine bestimmte Größe des Querschnitts festgestellt, und demgemäß die Größe des Ventils bemessen, und ist dieser Querschnitt bei der größten Kolbengeschwindigkeit durch eine entsprechende Ventilerhebung hergestellt, so kann man sich bei geringeren Kolbengeschwindigkeiten auch mit einer entsprechend kleinern Ventilerhebung begnügen, ohne dabei eine wesentlich stärkere Drosselung zu erhalten. Die größte Kolbengeschwindigkeit findet nun unter der Annahme einer gleichförmigen Kurbeldrehung und einer sehr langen Pleuerstange in der Mitte des Kolbenhubes statt, wenn die Kurbel um  $90^\circ$  von den toden Punkten entfernt ist. Für irgend eine andere Entfernung der Kurbel um den Winkel  $\omega$  von dieser mittlern Stellung ist dann die zugehörige Geschwindigkeit des Kolbens in dem Verhältnisse  $\cos \omega$  kleiner als in der mittlern Stellung, demgemäß darf auch die Ventilerhebung in diesem Augenblicke in demselben Verhältnisse kleiner angenommen werden als bei gänzlicher Eröffnung. Stellt nun in der mittlern Kolbenstellung  $e$ , für welche die Kurbel in  $ek$  steht,  $ed$  die erforderliche ganze Erhebung des Ventils vor, so ist die Geschwindigkeit des Kolbens in irgend welcher andern Lage  $e_1$  entsprechend der Kurbelrichtung  $ek_1$  in dem Verhältnisse  $\frac{k_1 e_1}{k e}$  kleiner und daher hier auch nur eine Ventilerhebung  $e_1 d_1$

$= \frac{k_1 e_1}{k e} ed$  nöthig. Es ist leicht ersichtlich, daß die über  $ab$  und durch  $d$  gezeichnete Ellipse  $adb$  durch ihre Ordinaten für jede Kolbenstellung angiebt, wie hoch das Ventil dabei erhoben sein muß, wenn der oben angegebenen Bedingung für die Weite der Eintrittsöffnung genügt werden soll. Man erkennt daher aus der Figur, daß auf dem Wege des Kolbens von  $a$  bis  $f_0$  das Ventil mehr als genügend eröffnet ist und nur auf der Strecke von  $f_0$  bis  $c$  eine zu geringe Deffnung vorhanden ist, die auch eine entsprechende Drosselung im Gefolge haben muß. Es ist dies eine Folge der schleichenden Bewegung, welche dem Ventile mittelst der betrachteten Steuerung ertheilt wird, und hierin unterscheidet sich die letztere wesentlich von den Präcisionssteuerungen, bei denen der Abschluß schneller erfolgt und welche in den folgenden Paragraphen besprochen werden sollen.

Auch für Umsteuerungen hat Collmann verschiedene Anordnungen an-

gegeben, von denen hier nur die durch das D. R.-P. Nr. 2714 vom 19. August 1877 geschützte angeführt werden soll. Auf der Kurbelwelle  $W$ , Fig. 619, sind hierbei zwei Excenter  $B_1$  und  $B_2$  befestigt, welche von der Kurbel  $WK$  nach beiden Seiten hin um den Winkel  $\varphi = 70^\circ$  abweichen und deren Stangen eine schwingende Coulisse  $C_1 C_2$  ergreifen. Auf dieser letztern sind die beiden Gleitstücke  $D_1$  und  $D_2$  verschieblich angebracht, von denen Schubstangen nach den beiden Hebeln  $O_1 L_1$  und  $O_2 L_2$  gehen. Der letztere Hebel  $O_2 L_2$  ist mit dem Doppelarme  $F_1 O_2 F_2$  verbunden, von

Fig. 619.



welchem je ein Arm  $F_1$  und  $F_2$  zur Bewegung eines Einlaßventiles dient. Hierzu hängt das Einlaßventil  $E_1$  wieder an einer rahmenförmig geschützten Ventilstange  $e$ , auf welche die Bewegung von  $F_1$  mit Hilfe des Kniehebels  $F_1 M G$  in der oben angegebenen Weise übertragen wird. Ebenso empfängt der Mittelzapfen  $M$  dieses Kniegelenks eine seitliche Bewegung durch die Stange  $H M$ , deren Endpunkt an einem Gleitstücke  $H$  angebracht ist, das auf der Verlängerung  $O_1 N$  des Hebels  $O_1 L_1$  verstellbar ist. Man ersieht hieraus, wie unter dem Einflusse der beiden auf  $F_1$  in verticaler Richtung und auf  $M$  horizontal ausgeübten Bewegungen das Einlaßventil in gleicher Art gesteuert wird, wie bei der Anordnung der Fig. 616, und man kann den Augenblick des Verschließens durch Verstellung der Hülse  $H$  auf  $O_1 N$  ebenfalls verändern, wozu ein in der Figur nicht weiter angegebener Winkelhebel von ähnlicher Einrichtung wie in Fig. 616 angewendet werden kann.



Wenn die Kurbel im Sinne des Pfeiles sich dreht, so wird zunächst das linksseitige Einlaßventil  $E_1$  geöffnet, indem der Hebel  $O_2 L_2$  von seiner verticalen Mittelstellung nach links ausschlägt, und während der Kolben sich nach rechts verschiebt, wird der Eintritt so lange offen gehalten, als dies der Stellung des Gleitstückes  $H$  auf  $O_1 N$  entspricht. Das zugehörige Auslaßventil  $A_1$  ist während dieser Zeit geschlossen und dasselbe wird erst geöffnet, wenn kurz vor Beendigung des Kolbenlaufes der Hebelarm  $O_2 L_2$  aus seiner verticalen Mittelstellung nach rechts ausschlägt, in welchem Augenblicke der Endpunkt  $F_1$  auf den um  $U$  drehbaren Hebel  $U_1 U_2$  drückt, wodurch das Auslaßventil  $A_1$  gehoben wird.

Um die Maschine umzusteuern, hat man nur nöthig, mit Hilfe des um  $X$  drehbaren Hebels  $Y_1 Y_2$  die Gleitstücke  $D$  auf der Coullisse zu verschieben, so daß  $D_1$  seine Bewegung von  $B_2$  und  $D_2$  von  $B_1$  empfängt; wegen der symmetrisch zur Kurbelrichtung aufgestellten Excenter muß dann die Maschine in der entgegengesetzten Richtung umlaufen.

**Präcisionssteuerungen.** Die Präcisionssteuerungen sind nach dem §. 297. früher Bemerkten dadurch gekennzeichnet, daß der Abschluß der Einlaßorgane durch die freie Einwirkung äußerer Kräfte (Gewichte oder Federn) erfolgt, indem zur Erzielung dieses Abschlusses das betreffende Organ gänzlich von dem die Steuerung antreibenden Bewegungsmechanismus losgekuppelt wird. Diesem Mechanismus liegt daher nur das Oeffnen der Einlaßorgane ob, und daraus folgt, daß jedes Einlaßorgan im Verlaufe einer Kurbelumdrehung während einer gewissen Zeit in zwangsläufiger Verbindung mit dem Bewegungsmechanismus ist, worauf eine Auslösung dieser Verbindung folgt, welche letztere erst wieder hergestellt wird, sobald nach Ablauf einer vollen Umdrehung von Neuem eine Eröffnung des zugehörigen Eintrittscanals bewirkt werden muß. Bei einer Anzahl von  $n$  Umdrehungen der Maschine hat man daher im Ganzen für die beiden Eintrittscanäle  $2n$  mal eine Auslösung und  $2n$  mal wieder eine Verbindung der gedachten Organe mit dem Bewegungsmechanismus vorzunehmen.

Dagegen verbleiben die Auslaßorgane auch bei den Präcisionssteuerungen ununterbrochen in Verbindung mit dem Bewegungsmechanismus, so daß die Bewegung dieser Theile immer eine schleichende ist, für welche die vorstehend gemachten Bemerkungen gelten.

Zum Abschluß der Canäle wendet man auch hier ebensowohl Schieber als Ventile an. Bei den von Corliß, dem Erfinder dieser Steuerungen, ausgeführten und nach ihm benannten Corlißmaschinen, finden sich immer Drehchieber angeordnet, d. h. cylindrische Abschlußkörper, welche nach Art von Hähnen in dicht schließenden Gehäusen untergebracht sind und durch die ihnen ertheilte pendelnde Bewegung das Oeffnen und Schließen der

Canäle bewirken. Bei den später in den verschiedensten Ausführungsformen hergestellten Präcisionssteuerungen dagegen hat man vielfach doppelsitzige Ventile in Glockenform oder Röhrengestalt zur Verwendung gebracht, während ebene Schieber hierbei nur verhältnißmäßig selten verwendet worden sind.

Aus dem vorstehend Angeführten geht schon hervor, daß bei allen Präcisionssteuerungen für jeden Einlaßcanal zwei von einander gesonderte Theile, ein activer und ein passiver, angeordnet werden müssen, von denen der eine active, von der Kurbelwelle aus ununterbrochen bewegte, dazu dient, dem andern passiven mit dem Abschlußorgane fest verbundenen Theile eine solche Bewegung zu ertheilen, wie sie zum Oeffnen des Canals erforderlich ist.

Die ganze Anordnung der Steuerung muß so beschaffen sein, daß diese beiden Theile zur gehörigen Zeit mit einander verbunden und von einander abgelöst werden, und zwar überträgt man die richtige Einstellung der hierzu dienenden Auslösevorrichtung bei allen Präcisionssteuerungen dem Regulator.

Die Art, wie die hier gedachte Ein- und Auslösung bewirkt werden kann, ist nun sehr verschieden, und die vielen in der neuern Zeit bekannt gewordenen Präcisionssteuerungen unterscheiden sich von einander hauptsächlich in diesem Punkte. Man kann indessen alle diese verschiedenen Anordnungen von gewissen Gesichtspunkten aus in bestimmte Gruppen theilen und es möge hier diejenige Eintheilung gewählt werden, welche v. Reiche\*) angegeben hat.

Hiernach hat man zunächst den Fall zu betrachten, für welchen der getriebene Maschinenteil während seines Antriebs durch den treibenden genau dieselbe Bahn durchläuft, in welcher der letztere sich bewegt. In diesem Falle bezeichnet v. Reiche die beiden Theile einfach als Mitnehmer und Mitgänger, und es ergiebt sich leicht, daß zur Verbindung dieser beiden Theile hierbei eine Sperrklinke angebracht werden muß, deren Ausklinkung durch die vom Regulator beeinflusste Auslösevorrichtung bewirkt wird, während das Wiedereinklinken durch die relative Bewegung des Mitnehmers gegen den im Ruhestande befindlichen Mitgänger erfolgt.

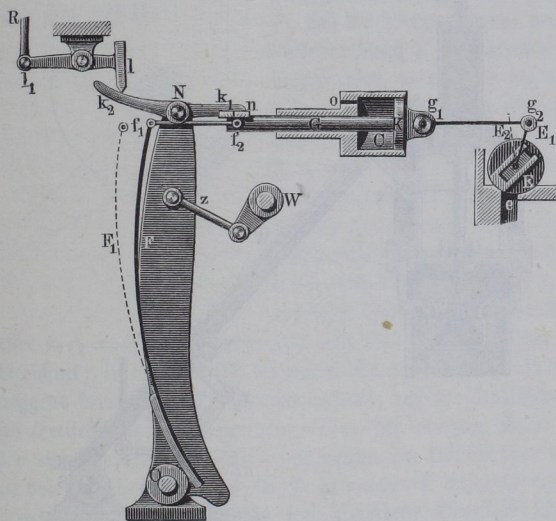
Aus Fig. 620 wird diese Anordnung ersichtlich. Hier stellt die Stange  $G$  den Mitgänger vor, welcher in horizontaler Richtung verschieblich, mittelst der Kuppelstange  $g_1 g_2$  den cylindrischen Schieber  $E$  in Schwingungen versetzt, durch welche der Eintrittscanal  $e$  abwechselnd geöffnet und verschlossen wird. Als treibender Theil oder Mitnehmer wirkt der um den festen Zapfen  $O$  drehbare Hebel  $ON$ , welchem durch die schwingende Steuerwelle  $W$  mittelst der Zugstange  $z$  eine pendelnde Bewegung ertheilt wird. Mit  $N$  drehbar

\*) Der Dampfmaschinen-Constructeur.



verbunden ist die Sperrklinke  $k_1 k_2$ , welche, mit einem Ansätze  $k_1$  gegen die Stahlnase  $n$  des Mitgängers drückend, den letztern von links nach rechts verschiebt und dadurch den Canal  $e$  öffnet, so lange  $k_1$  und  $n$  in Berührung sind. Wird aber  $k_1$  gehoben, was dadurch geschieht, daß das hintere Ende  $k_2$  gegen die Auslöschungsplatte  $l$  trifft, so ist der Mitgänger  $G$  von dem Mitnehmer  $N$  abgelöst, und der Rückgang von  $G$  erfolgt durch die Spannung der Blattfeder  $F$ , deren freies Ende mit  $G$  durch die Zugstange  $f_1 f_2$  verbunden ist. Hierdurch wird der Schieberhebel  $E_1$  in die Stellung  $E_2$  geschwungen, womit ein plötzlicher Abschluß des Eintrittscanals  $e$  verbunden ist. Man erkennt leicht, daß der Augenblick dieser Auslösung und damit die Füllung des Cylinders von der Höhenlage der Anstoßplatte  $l$  abhängig ist und diese Auslösung um so früher eintritt, je tiefer diese Platte  $l$  durch die Erhebung

Fig. 620.

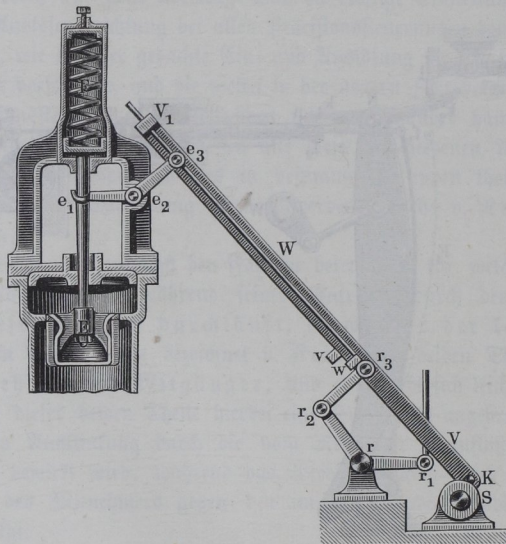


der auf  $l_1$  wirkenden Stange  $R$  der Regulatorhülse herabgestellt wird. Das Wiedereinklinken des Ansatzes  $k_1$  gegen die Nase  $n$  geschieht bei der rückgängigen Schwingung des Mitnehmerhebels  $N$ , und man hat die Verhältnisse derart zu wählen, daß die Einklinkung schon vor beendetem Kolbenlauf geschehen ist, so daß vermöge der darauf folgenden Bewegung des Hebels  $N$  nach rechts schon eine gewisse Voröffnung des Eintrittscanals  $e$  erzeugt ist, wenn die Kurbel in den todtten Punkt getreten ist. Die Feder  $F$ , welche in die Lage  $F_1$  gekommen ist, wird bei der Eröffnung des Canals von neuem

gespannt, so daß sie im Augenblicke der wieder stattfindenden Auslösung der Klinke  $k$  in der beschriebenen Weise von neuem in Wirkung treten kann. Diese Vorrichtung ist von Corliß bei einzelnen seiner Maschinen angewendet worden. Es ist ersichtlich, daß man die Klinke  $k$  auch an dem Mitgänger  $G$  anbringen kann, wodurch die Anordnung nicht wesentlich geändert wird.

Von den hier besprochenen, durch Mitnehmer und Mitgänger wirkenden Steuerungen unterscheidet v. Reiche die durch Verdränger und Ausweicher wirkenden, d. h. diejenigen, bei welchen die Bahnen, welche dem treibenden und dem getriebenen Maschinenteile zugelassen sind, nicht zusammenfallen, sondern wobei diese Bahnen zwei verschiedene sich durchschneidende Curven sind. Es ist erkenntlich, daß bei einer

Fig. 621 I.

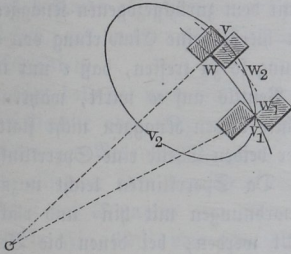


solchen Anordnung die Berührung des treibenden und des getriebenen Theiles in einem solchen Schnittpunkte der beiden Bahnlinien aufhören muß, und man hat zur Veränderung des Füllungsgrades nur nöthig, diesen Durchschnittpunkt zu verlegen, was dadurch geschehen kann, daß man die Bahn veränderlich macht, welche der eine der beiden Theile, der treibende oder der getriebene, beschreiben kann. Diese Wirkung wird am besten durch Betrachtung der Fig. 621 I. deutlich, welche der Anordnung der (ältern) Steuerung von Sulzer entspricht.



Hierbei hängt jedes Einlaßventil  $E$  mittelst seiner Ventilstange an dem einen Arme  $e_1 e_2$  eines Winkelhebels  $e_1 e_2 e_3$ , dessen anderer Arm durch ein Scharnier bei  $e_3$  mit der Stange  $W$  verbunden ist, welche hierbei die Stelle des Ausweichers übernimmt. Als Verdränger dient die Stange  $V_1 V$  eines Excenters oder einer Kurbel  $K$  auf der Steuerwelle  $S$ , die mit derselben Umdrehungsgeschwindigkeit wie die Maschinenwelle gedreht wird. Der Endpunkt  $V_1$  dieser gabelförmig geschlitzten Excenterstange kann dabei auf der cylindrischen Ausweicherstange  $W$  gleiten, so lange die letztere und das Ventil  $E$  in der Ruhelage befindlich sind. Ein mit der Excenterstange  $V$  fest verbundener Anschlag  $v$  nimmt hierbei eine Bewegung an, vermöge deren jeder Punkt desselben in einer geschlossenen eiförmigen Linie sich bewegt, wie dieselbe in Fig. 621 II. in größerem Maßstabe dargestellt und mit  $v v_1 v_2$  bezeichnet ist. An der Ausweicherstange  $W$  befindet sich ein entsprechender

Fig. 621 II.



Knaggen  $w$ , welcher die Veranlassung ist, daß die Stange  $W$  von dem Augenblicke an durch  $V$  fortgeschoben oder verdrängt wird, in welchem sich der Anschlag  $v$  gegen ihn legt. Die Stange  $W$  ist unterhalb bei  $r_3$  durch eine Pendelstange  $r_2 r_3$  mit dem für einen bestimmten Füllungsgrad als fest anzusehenden Zapfen  $r_2$  verbunden, und da  $r_2 r_3$  gleich und parallel mit  $e_2 e_3$  angeordnet ist, so bewegt sich die Stange  $W$  in solcher Art, daß jeder ihrer Punkte einen Kreis vom

Halbmesser  $r_2 r_3 = e_2 e_3$  beschreibt. In Fig. 621 II. ist mit  $w w_1$  derjenige Kreis bezeichnet, in welchem sich die untere Kante  $w$  des mit  $W$  verbundenen Knaggens bewegen muß, und man erkennt, daß der Durchschnittspunkt  $w_1$  dieses Kreises mit der Bahncurve  $v v_1 v_2$  der obersten Kante des Anschlages  $v$  diejenige Stellung ergibt, in welcher ein Abschneiden der beiden Knaggen von einander stattfindet, d. h. in welcher  $V$  aufhört, verdrängend auf  $W$  zu wirken. Das nunmehr frei gewordene Ventil  $E$  schließt sich daher sofort unter dem Einflusse der Schraubenfeder  $F$ , wodurch die Stange  $W$  wieder gehoben und der Knaggen von  $w_1$  in die Lage  $w$  zurückgeführt wird, in welcher er dann von dem auf der Curve  $v_1 v_2 v$  umgehenden Anschläge  $v$  des Verdrängers von neuem ergriffen werden kann. Bei dem nunmehr erfolgenden Öffnen des Ventils wird die Feder  $F$  gleichzeitig wieder gespannt. Es ist ersichtlich, daß man zur Veränderung des Füllungsgrades nur nöthig hat, die Kreisbahn  $w w_1$  der Kante  $w$  zu heben oder zu senken, was durch den Hebel  $r_2 r r_1$  geschehen kann, auf dessen Arm  $r r_1$  die Regulatorhülse einwirkt. Wenn z. B.  $r_2$  gehoben wird, so beschreibt die

Kante  $w$  einen höher gelegenen Kreis, wie er in Fig. 621 II. punktirt angegeben ist, und der Augenblick des Abschnappens tritt in einem frühern, dem Durchschnittspunkte  $w_2$  entsprechenden Augenblicke ein, d. h. die Füllung des Cylinders wird geringer.

Bei der hier besprochenen Einrichtung bewegt sich der verdrängende Knaggen  $v$  in einer geschlossenen Curve, und derselbe kommt daher auf dem Wege von  $v_1$  durch  $v_2$  nach  $v$ , während das Ventil  $E$  geschlossen bleiben muß, nicht in Berührung mit dem Knaggen  $w$ , welcher, wie bemerkt, bei der Schlußbewegung durch die Feder  $F$  auf demselben Wege  $w_1 w$  zurückgezogen wird, auf welchem er von dem Verdränger vorgeschoben wurde. Es giebt indeß auch solche Präcisionssteuerungen, bei denen dem verdrängenden Knaggen anstatt einer in sich geschlossenen eine hin- und wiederkehrende Bewegung ertheilt wird. In diesem Falle, welcher z. B. vorliegt, wenn man den verdrängenden Knaggen  $v$  durch ein Excenter so in Schwingung versetzt, daß er die Bahn  $v v_1$  hin und zurück durchläuft, kommt derselbe während dieses Rückganges zum zweiten Male mit dem zurückgezogenen Knaggen  $w$  des Ausweichers in Berührung. Damit hierbei eine Einwirkung von  $v$  auf  $w$  nicht stattfinde, hat man die Einrichtung so zu treffen, daß  $v$  nur in der einen Richtung behufs Eröffnung des Ventils auf  $w$  wirkt, während beim Rückgange von  $v$  eine Wirkung zwischen beiden Knaggen nicht stattfinden kann. Man hätte hier dem einen der beiden Theile eine Sperrklinke von entsprechender Anordnung zu geben. Da Sperrklinken leicht unzuverlässig arbeiten, so müssen diejenigen Anordnungen mit hin- und rückgehendem Verdränger denjenigen nachgestellt werden, bei denen die Bewegung des Verdrängers eine kreisläufige nach Art der Fig. 521 ist, da hierbei die Nothwendigkeit einer Sperrklinke nicht auftritt. Aus demselben Grunde dürfen auch die letztgedachten Anordnungen denjenigen mit Mitnehmer und Mitgänger vorgezogen werden, da diese gleichfalls der Sperrklinken nicht entbehren können.

In welcher Art man nun auch die Steuerung anordnen möge, ob mittelst Mitnehmer oder Verdränger, in allen Fällen handelt es sich darum, daß die beiden auf einander wirkenden Knaggen aus möglichst hartem Stahl gebildet werden, damit die betreffenden Kanten immer hinreichend scharf bleiben, weil nur hiermit eine präcise Wirkung der Steuerung zu erreichen ist. Da unmittelbar vor dem Abschnappen der beiden Kanten der Druck zwischen dem treibenden und getriebenen Organe durch eine sehr kleine Berührungsfläche aufgenommen werden muß, so wird hierdurch ein verhältnißmäßig schnelles Abführen der betreffenden Knaggen und damit eine weniger genaue Wirkung veranlaßt. Dieser Uebelstand tritt besonders stark hervor, wenn die Umdrehungszahl der Maschine eine große ist, so daß die schnell auf einander folgenden Ein- und Auslösungen mit entsprechenden Stoßwirkungen



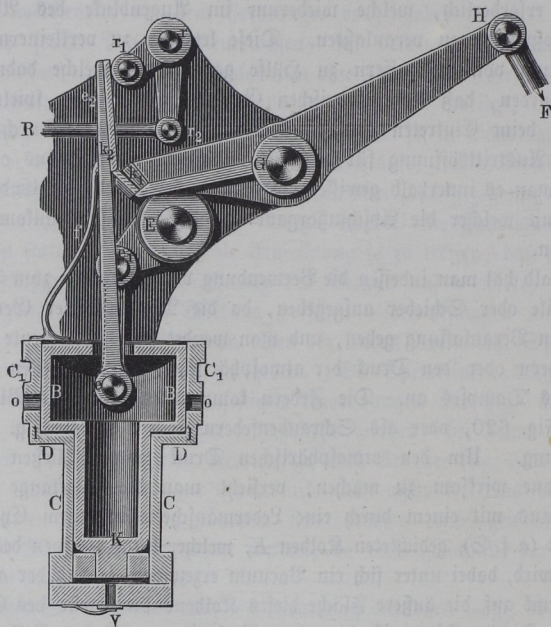
verbunden sind. Aus diesem, sowie auch aus einem andern weiter unten sich ergebenden Grunde eignen sich die Präzisionssteuerungen nicht für schnell gehende Dampfmaschinen.

Zur Erzielung der Schlußbewegung nach geschעהener Auslösung wandte Corliß bei seinen ersten Maschinen Gewichte an, welche an Hebeln der Drehschieber angebracht, beim Eröffnen der letztern angehoben wurden, so daß sie nach geschעהener Auslösung die Schieber wieder in die Schlußlage zurückführen konnten. Da das Schließen zur Vermeidung der Drosselung des Dampfes möglichst schnell geschehen muß, so waren hierzu schwere Gewichte erforderlich, welche wiederum im Augenblicke des Abschlusses starke Stoßwirkungen veranlaßten. Diese letzteren zu verkleinern, wurde die Wirkung von Luftbuffern zu Hülfe genommen, welche dadurch hergestellt wurden, daß die cylindrischen Gewichte in Gefäßen spielten, aus denen sie beim Eintreten die Luft verdrängen mußten. Durch Regulirung der Austrittsöffnung für die Luft mit Hülfe eines Hahns oder Ventils hat man es innerhalb gewisser Grenzen in der Hand, die Endgeschwindigkeit, mit welcher die Abschlußorgane in der Schlußlage ankommen, zu beschränken.

Gar bald hat man indessen die Verwendung von Gewichten zum Schließen der Ventile oder Schieber aufgegeben, da die Massen dieser Gewichte zu Störungen Veranlassung geben, und man wendet statt ihrer heute entweder Metallfedern oder den Druck der atmosphärischen Luft, zuweilen auch den Druck des Dampfes an. Die Federn kommen entweder als Blattfedern, wie in Fig. 620, oder als Schraubensfedern nach Art der Fig. 621 zur Verwendung. Um den atmosphärischen Druck zum Schließen der Abschlußorgane wirksam zu machen, versieht man die Zugstange des Abschlußorgans mit einem durch eine Ledermanschette in einem Cylinder *C*, Fig. 622 (a. f. S), gedichteten Kolben *K*, welcher beim Deffnen des Ventils gehoben wird, dabei unter sich ein Vacuum erzeugend, so daß der atmosphärische Druck auf die äußere Fläche dieses Kolbens die Stelle des Gewichtes vertritt. In der Figur ist die obere Verbreiterung *B* des Kolbens angeordnet, um gleichzeitig die Wirkung eines Luftbuffers zu erreichen, indem der Kolben beim Niedergehen die in der obern Cylindererweiterung *C*<sub>1</sub> enthaltene Luft durch die Deffnungen *o* verdrängen muß. Da diese Deffnung in gewisser Höhe über dem Boden *D* der Erweiterung sich befindet, so wird hierdurch eine kleine Luftmenge abgeschlossen, welche wie eine Feder wirkt; zu größerer Sicherheit ist auch noch die Lederscheibe *l* eingelegt. Das kleine, durch eine Feder von außen angeprückte Ventil *v* dient dazu, die etwa durch Undichtigkeiten in den Cylinder *C* eingetretene Luft beim Niedergange des Kolbens *K* aus dem Cylinder *C* wieder auszutreiben. Den Dampfdruck hat man nur selten zum Schließen der Canäle verwendet.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Abschluß der Dampfcanäle durch die Anwendung eines der vorgedachten Mittel erreicht werden kann, hängt von den zu beschleunigenden Massen einerseits und von der zur Bewegung derselben verfügbaren Kraft andererseits ab, wogegen die Geschwindigkeit der Kurbelwelle hierauf ohne Einfluß ist. Wenn diese letztere eine große Anzahl von Umdrehungen machen soll, so müßten die Beschleunigungen der Abschlußorgane so beträchtlich werden, daß dadurch die Dauer dieser Theile wesentlich beeinträchtigt würde, andernfalls würden die Abschlußvorrichtungen

Fig. 622.

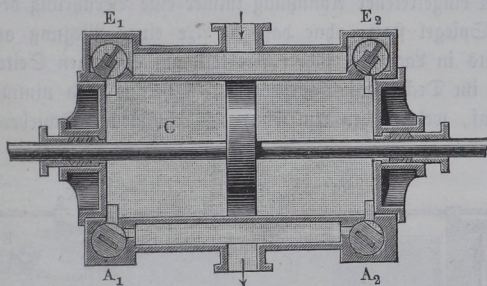


in ihrer Bewegung dem schnellen Gange der Maschine nicht folgen und der Schluß eines Eintrittscanals würde möglicher Weise erst erfolgen, wenn der Austrittscanal an demselben Cylinderende schon geöffnet ist. Hierdurch wäre dem Dampfe ein directes Entweichen nach dem Ausgangsrohre ermöglicht, womit natürlich ein bedeutender Verlust verknüpft wäre. Dies ist ein anderer Grund, warum die Präcisionssteuerungen für schnell gehende Maschinen ungeeignet sind und weshalb man für solche Maschinen die Abschlußorgane stets mit dem Bewegungsmechanismus ununterbrochen in zwangläufiger Verbindung erhält, d. h. diese Steuerungen als schleichende ausführt.



**Corlissteuerung.** Die Abschlußvorrichtungen bestehen bei den Corliß- §. 298. maschinen aus vier cylindrischen Drehschiebern, welche nach Fig. 623 an den beiden Enden des Cylinders ober- und unterhalb der Axe desselben und rechtwinkelig zu derselben angebracht sind. Bei manchen Constructionen, z. B. bei der von Bede und Farcot (s. d. folg. Paragr.) werden diese

Fig. 623.



Schieber auch in den Cylinderdeckeln untergebracht, wodurch für dieselben zwar eine große axiale Länge ermöglicht wird, ohne daß der schädliche Raum größer ausfällt, wodurch aber die Zugänglichkeit zu dem Cylinder, d. h. die Abnahme der Deckel erschwert wird. In der Figur bedeuten  $E_1$  und  $E_2$  die beiden Einlaßschieber, während  $A_1$  und  $A_2$  den Austritt des Dampfes

Fig. 624.

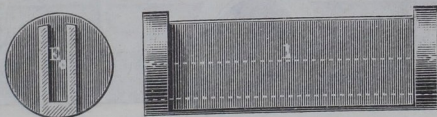
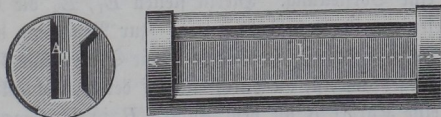


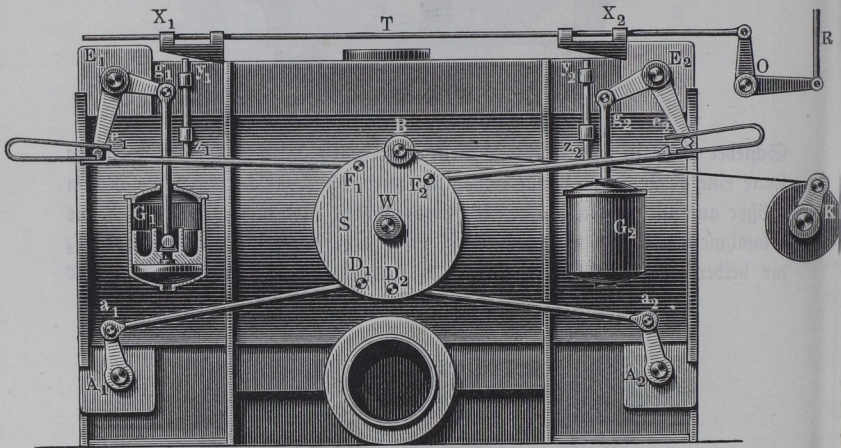
Fig. 625.



reguliren. Eine genauere Darstellung dieser Schieber ist durch die Figuren 624 und 625 gegeben. Man erkennt hieraus, daß die Schieber selbst nur in schmalen Cylinderstreifen das Gehäuse berühren, um die Reibung möglichst gering zu machen, und daß die axiale Länge  $l$  der Schieber groß gewählt ist, um eine mäßige Breite der Canäle und damit nur geringe Drehungen

der Schieber nöthig zu machen. In jedem Falle sind diese Schieber so anzuordnen, daß sie durch den Dampfüberdruck gegen ihre Gehäuse gedrückt werden. Zur Aufnahme der einen Schieber umdrehenden Stange oder Aze ist die letztere an der betreffenden Stelle flach gearbeitet und lose in den dazu vorgesehenen Schlitze  $E_0$  oder  $A_0$  des Schiebers eingelegt. In Folge dieser Anordnung, welche derjenigen der gewöhnlichen Muschelschieber entsprechend ist, findet bei eingetretener Abnutzung immer eine Berührung des Schiebers mit seinem Spiegel statt; ohne daß die Aze einer Biegung ausgesetzt ist. Die beiderseits in Lagern geführte Aze tritt auf der einen Seite durch eine Stopfbüchse im Deckel des Schiebergehäuses heraus und nimmt außerhalb den Hebel auf, welcher den Antrieb zur Drehung des Schiebers empfängt.

Fig. 626.

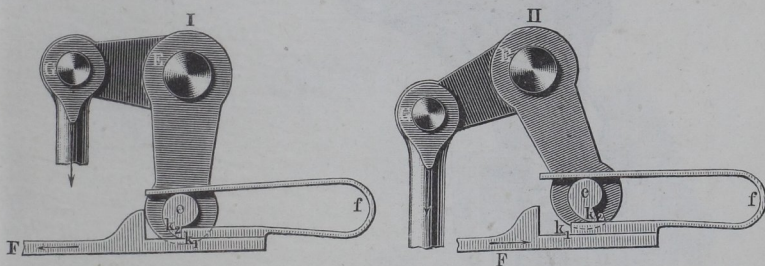


Von der zur Bewegung der Schieber dienenden Einrichtung giebt die Skizze der Fig. 626 eine Vorstellung. Hierin stellen  $E_1$ ,  $E_2$  die Einlaßschieber,  $A_1$  und  $A_2$  diejenigen für den Auslaß vor. Zur Bewegung dieser Schieber vermittelt der Hebel  $e_1$ ,  $e_2$ ,  $a_1$  und  $a_2$  dient die Steuerwelle  $W$ , auf welcher eine Scheibe  $S$  angebracht ist, die durch ein auf der Kurbelwelle angebrachtes Excenter oder eine Kurbel  $K$  an dem Zapfen  $B$  in schwingende Bewegung versetzt wird. Vier andere an dieser Scheibe befindliche Zapfen  $F$  und  $D$  dienen zur Bewegung der Schieber, und zwar sind die Hebel  $a$  der Auslaßschieber durch die Stange  $D_1 a_1$  und  $D_2 a_2$  ununterbrochen in Verbindung mit der Steuerwelle  $S$ . Dagegen sind die von  $F$  ausgehenden Stangen  $F_1 e_1$  und  $F_2 e_2$  an  $e_1$  und  $e_2$  mit Hilfe von ausrückbaren Sperrklinken angeschlossen, derart, daß diese Stangen als *Mitnehmer* und die Hebel



$E_1 e_1$  und  $E_2 e_2$  als Mitgänger (s. §. 297) zu betrachten sind. Die Anordnung ist dabei so getroffen, daß das Oeffnen der Schieber durch den Zug der Stangen in der Richtung von  $e$  nach  $F$  erfolgt, womit ein Heben der Kolben  $G$  verbunden ist. Das rechtzeitige Auslösen der Klinken wird durch die verticalen Hemmstangen  $y_1 z_1$  und  $y_2 z_2$  bewirkt, indem nämlich jede Schubstange  $Fe$  bei ihrer Bewegung, wobei die einzelnen Punkte sowohl vertical wie horizontal schwingen, in einem gewissen Augenblicke gegen das untere Ende  $z$  der zugehörigen Hemmstange  $yz$  stößt. Es ist ersichtlich, daß das mit diesem Anstoßen verbundene Auslösen der Klinken um so früher erfolgen muß, je weiter die betreffenden keilförmigen Anschläge  $X_1$  und  $X_2$  nach links geschoben werden, welche mit der horizontal verschieblichen Schiene  $T$  verbunden sind. Die Verstellung dieser Schiene  $T$  ist dem Regulator übertragen, dessen Hülse durch die Stange  $R$  mittelst des Winkelhebels  $O$  derart auf die Schiene  $T$  wirkt, daß bei vergrößerter Geschwindigkeit der Maschine die emporsteigende Hülse eine Verschiebung der Schiene  $T$  nach links bewirkt und damit ein früheres Auslösen der Sperrklinken zur Folge hat. Wie bei

Fig. 627.



ausgelösten Sperrklinken durch den Druck der Atmosphäre auf die Kolben  $G_1$  und  $G_2$ , welche die Hebel  $g_1$  und  $g_2$  niederziehen, eine Rückbewegung der Schieber und damit ein Schluß der Eintrittscanäle bewirkt wird, ist deutlich.

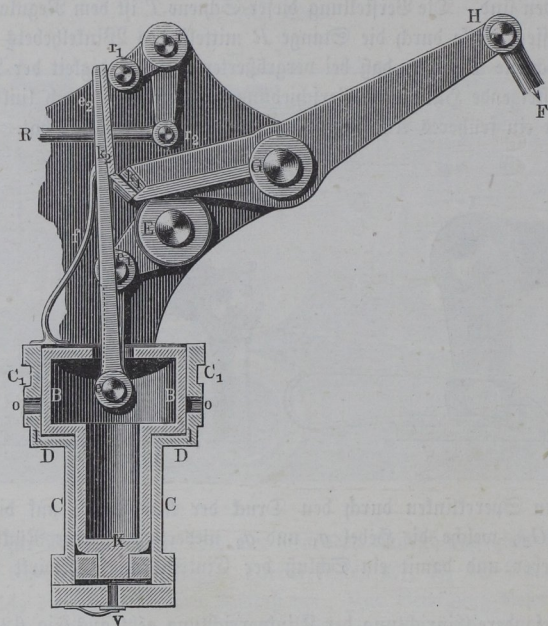
Die besondere Einrichtung der Klinkvorrichtung geht aus Fig. 627 hervor, welche die Verbindung einer Schubstange  $Fe$  mit dem Schieberhebel  $Ee$  zeigt. Der Zapfen  $e$  des letztern ist hier mit einer Nase  $k_2$  versehen, gegen welche sich der Ansatz  $k_1$  der Zugstange  $F$  unter dem Einflusse des federnden Bügels  $f$  anlegt. Wenn jedoch bei der nach links gerichteten Bewegung von  $e$ , wobei die Zugstange  $F$  gleichzeitig erhoben wird, ein Anstoßen derselben gegen die Hemmstange  $z$  erfolgt, so muß ein weiteres Emportreten des an die Steuerscheibe geschlossenen Endes der Zugstange ein Ausklinken von  $k_1$  aus  $k_2$  bewirken, so daß der atmosphärische Druck auf den Kolben

den Hebel *G* niederziehen kann, um den Schieber zu schließen. Hierbei wird der Zapfen *e* in der Schleife *f* gehalten (s. Fig. 627 II), so daß beim nachherigen Rechts gange der Schubstange *F* wieder ein Einklinken von  $k_1$  in  $k_2$  eintritt.

Die Einrichtung der Kuppelungsvorrichtung zwischen dem Mitnehmer und dem Mitgänger, und die Art der Auslösung hat man sehr verschieden ausgeführt und es ist schon in Fig. 620 eine derartige, ebenfalls von Corliß herrührende Anordnung angegeben.

Bei neueren Corlißmaschinen findet sich mehrfach die durch Fig. 622 dargestellte Einrichtung. Hier sitzt der Hebel *GH*, an welchem die Stange *F*

Fig. 622.



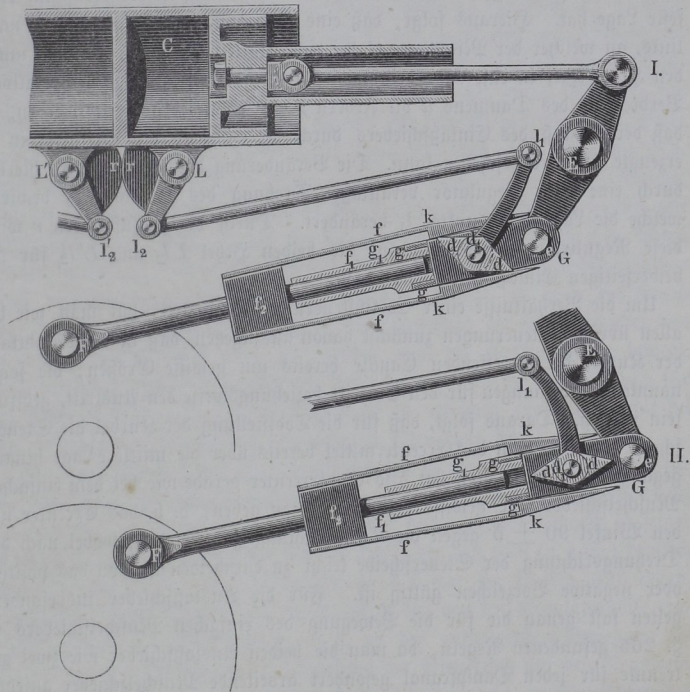
der Steuerscheibe angreift, nicht auf der Ase *E* des Einlaßschiebers, sondern auf einer besondern Ase *G* und die Stahlnase  $k_1$  dieses Hebels drückt gegen die Stahlplatte  $k_2$  einer Stange  $ee_2$ , die in *e* mit dem Plungerkolben *B* verbunden ist. Von demselben Bolzen *e* geht eine zweite Stange  $ee_1$  nach dem Schieberhebel  $Ee_1$ , so daß nach gescheneher Ausklinkung von  $k_2$  aus  $k_1$  der Ventilhebel *E* durch den atmosphärischen Druck auf den Kolben *K* niedergezogen wird. Die Ausklinkung geschieht mit Hilfe der Rolle  $r_1$ , welche durch die auf den Winkelhebel  $r_1rr_2$  wirkende Regulatorstange *R*



eingestellt wird, und welche die Stahlplatte  $k_2$  beim Aufwärtssteigen wegen der schrägen Richtung dieser Platte zur Seite drängt. Die Feder  $f$  drückt die Stange  $ee_2$  stetig nach rechts, um das selbstthätige Einklinken von  $k_1$  in  $k_2$  beim Abwärtsgehen von  $k_1$  zu veranlassen. Die Einrichtung des Luftbuffers  $B$  wurde schon früher angegeben.

Ein Vorzug dieser in Fig. 622 angegebenen Anordnung besteht darin, daß die zum Aufziehen des Luftkolbens  $K$  erforderliche Kraft nicht durch den Schieberhebel  $E$  und dessen Axc aufgenommen werden muß.

Fig. 628.



Von den sonstigen, demselben Zwecke dienenden Einrichtungen möge nur noch die durch Fig. 628 dargestellte von Inglis und Spencer angeführt werden\*). Hier ist die an den Zapfen  $F$  der Steuerscheibe drehbar ange-

\*) Die Dampfmaschinensteuerungen der Wiener Weltausstellung von Müller-Melchior's und die Steuerungen der Dampfmaschinen von G. Blaha.

schlossene Mitnehmerstange mit zwei an die Verdickung  $f_2$  geschraubten Blattfedern  $f$  versehen, deren Nasen  $k$  sich gegen die entsprechenden Ansätze  $g$  des Mitgängers  $G$  legen, sobald sie nicht durch den Daumen  $d$  aus einander gespreizt werden (Fig. 628 I). Der Mitgänger  $G$ , welcher den Zapfen  $e$  des Schieberhebels  $Ee$  ergreift, ist zu einer Hülse  $g_1$  gestaltet, welche sich mit ihrer Bohrung lose auf dem Stifte  $f_1$  schiebt, in welchen die Mitnehmerstange  $F$  sich innerhalb der Blattfedern fortsetzt. Der Daumen  $d$  ist mit seiner Ase  $d_1$  in dem Mitgänger  $G$  drehbar gelagert und ein auf der Ase  $d_1$  aufgesetzter Hebel  $d_1 l_1$  ist bei  $l_1$  an eine Stange  $l_1 l_2$  geschlossen, deren hinterer Endpunkt  $l_2$  bei einer bestimmten Geschwindigkeit der Maschine eine feste Lage hat. Hieraus folgt, daß eine Bewegung der Zugstange  $F$  nach links, an welcher der Mitgänger  $G$  bei eingeklinkten Nasen theilnehmen muß, den Hebel  $l_1 d_1$  in eine Lage bringt wie in  $I$ , wodurch vermöge der relativen Verdrehung des Daumens  $d$  die Federn  $f$  aus einander gespreizt werden, so daß der Schluß des Einlaßschiebers durch die während des Oeffnens in  $C$  erzeugte Luftleere geschehen kann. Die Veränderung der Füllung wird hierbei durch eine vom Regulator veranlaßte Drehung des Hebels  $l_1 l_2$  bewirkt, welche die Lage des Punktes  $l_1$  verändert. Durch die Zahnsectoren  $r$  wird diese Regulirung gleichmäßig auf die beiden Hebel  $l_1 l_2$  und  $l' l'_2$  für die beiderseitigen Einlaßventile übertragen.

Um die Verhältnisse einer Corlißsteuerung festzustellen, hat man wie bei allen übrigen Steuerungen zunächst davon auszugehen, daß in einer Todtlage der Kurbel die betreffenden Canäle bereits um gewisse Größen, die sogenannten Voröffnungen für den Eintritt beziehungsweise den Austritt, geöffnet sein müssen. Daraus folgt, daß für die Todtstellung der Kurbel die Steuerscheibe und also auch das Excentermittel bereits über die mittlere Lage hinaus gegangen sein muß, man hat also dem Excenter gerade wie bei dem einfachen Muschelschieber eine gewisse Voreilung  $\delta$  zu geben, d. h. das Excenter um den Winkel  $90 \pm \delta$  gegen die Kurbelrichtung zu versetzen, wobei nach der Drehungsrichtung der Steuerscheibe leicht zu entscheiden ist, ob das positive oder negative Vorzeichen gültig ist. Für die Auslaßschieber insbesondere gelten fast genau die für die Bewegung des einfachen Muschelschiebers in §. 265 gefundenen Regeln, da man die beiden Auslaßschieber wie zwei getrennte für jeden Dampfcanal gesondert arbeitende Muschelschieber ansehen kann. In Betreff der Einlaßschieber wird man in jedem Falle am einfachsten durch die Zeichnung selbst die Verhältnisse, z. B. die Lage der Zapfen auf der Steuerscheibe feststellen und auch die Anordnung des Stellzeugs zur Veränderung der Füllung bestimmen.

Hinsichtlich der mit der Corlißsteuerung überhaupt erreichbaren Expansionsgrade läßt sich leicht erkennen, daß es nicht möglich ist, mit den vorstehend beschriebenen Steuerungen jeden beliebigen Füllungsgrad zu erzielen.

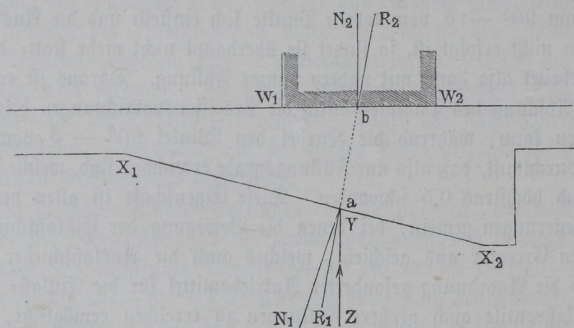


Stellt man sich nämlich die Steuerscheibe und das dieselbe bewegende Excenter in der mittlern Stellung vor, für welche die Kurbel um den Voreilungswinkel  $\delta$  von dem todten Punkte entfernt steht, so ist in dieser Stellung der demnächst zu eröffnende Einlaßschieber vollständig geschlossen, und derselbe wird erst kurz darauf, noch ehe der Kolben am Ende seines Weges anlangt, geöffnet, so daß in der Todtlage der Kurbel eine bestimmte Voröffnung sich eingestellt hat. Während dessen hat sich die Kurbel und das Excenter um  $\delta$  gedreht, so daß das letztere um  $90^\circ - \delta$  von dem andern todten Punkte absteht. Nun ist es aber ersichtlich, daß ein Ausklinken nur so lange möglich ist, als die Mitnehmerstange und die Steuerscheibe in derselben, ein Öffnen des Schiebers bewirkenden Richtung sich bewegt, nicht aber erst während der rückläufigen Bewegung der Mitnehmerstange. Wenn daher die Steuerscheibe den größten Ausschlag angenommen hat, welcher bei einem Abstände der Kurbel um  $90^\circ - \delta$  vom todten Punkte sich einstellt und die Ausklinkung bis dahin nicht erfolgt ist, so findet sie überhaupt nicht mehr statt; die Maschine arbeitet also dann mit nahezu ganzer Füllung. Daraus ist ersichtlich, daß der Abschluß des Dampfes durch die Präcisionsvorrichtungen hierbei nur stattfinden kann, während die Kurbel den Winkel  $90^\circ - \delta$  vom todten Punkte durchläuft, daß also nur Füllungsgrade erreichbar sind, welche zwischen Null und höchstens 0,5 schwanken. Diese Eigenschaft ist allen denjenigen Corlißsteuerungen gemein, bei denen die Bewegung der Einlaßschieber von demselben Excenter aus geschieht, welches auch die Auslaßschieber bewegt, während die Anordnung gesonderter Antriebsmittel für die Einlaß- und für die Auslaßventile auch größere Füllungen zu erreichen ermöglicht, wie bei der im nächsten Paragraphen besprochenen Steuerung der Fall ist.

Bei der Anordnung des von dem Regulator zu regierenden Stellzeuges für die Auslösung der Klinken hat man darauf zu achten, daß die Steuerung nicht auf den Regulator zurückwirke und denselben dadurch in seiner Beweglichkeit hemme, wie man sich mit Hülfe der Fig. 629 (a. f. S.) deutlich machen kann. Hierin stelle beispielsweise  $ZY$  eine der in Fig. 626 ebenso bezeichneten Hemmstangen vor, welche durch den von der Regulatorhülse eingestellten Keil  $X$  zurückgehalten, d. h. an der aufsteigenden Bewegung gehindert wird. Die gedachte Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator würde stattfinden, wenn in Folge des in  $ZY$  aufwärts gerichteten Druckes in der Keilstange ein horizontaler Druck von links nach rechts erzeugt würde, welcher eine abwärts ziehende Belastung der Regulatorhülse zur Folge hätte. Dies würde wegen der Keilform von  $X$  immer der Fall sein, wenn die Reibung nicht vorhanden wäre; mit Rücksicht aber auf die Reibung, welche sich einer Verschiebung des Keiles  $X$  in  $a$  und an der obern Führung  $W$  entgegensetzt, läßt sich leicht bestimmen, unter welcher Bedingung eine solche Rückwirkung nicht stattfindet. Stellt nämlich  $aN_1$  die Normale zu der Keil-

flanke  $X_1 X_2$  im Angriffspunkte  $a$  der Hemmstange vor, so ist nach der Lehre von der gleitenden Reibung bekannt, daß in dem Momente, in welchem der Keil nach rechts ausweichen würde, in  $a$  eine Reaktionskraft zwischen  $X_1 X_2$  und  $YZ$  auftreten müßte, welche von der Normalrichtung  $a N_1$  die Abweichung  $N_1 a R_1 = \varrho_1$  hat, unter  $\varrho_1$  den Reibungswinkel zwischen  $X$  und  $Y$  verstanden. Diese Richtung  $R_1 a$  schneidet das Widerlager  $W$  in einem Punkte  $b$ , und es muß nach demselben Gesetze das feste Widerlager  $W$  im Momente des Gleitens gegen den Keil in einer Richtung  $R_2 b$  reagiren, die um den Reibungswinkel  $\varrho_2 = N_2 b R_2$  von der Normalen zu  $W_1 W_2$  abweicht. Sobald daher diese beiden Richtungen  $R_1 a$  und  $R_2 b$  in dieselbe Gerade fallen, heben sie sich gegenseitig auf, und dem Keile wird ein Bestreben zur

Fig. 629.



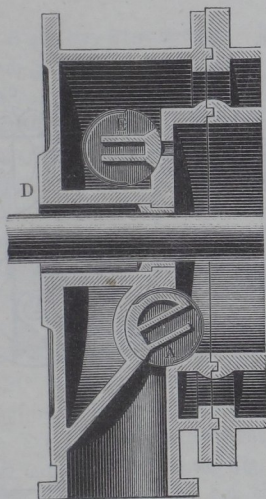
Verschiebung nicht erteilt. Dies ist aber nach der Figur der Fall, wenn die Keilflanke  $X_1 X_2$  gegen die Stangenrichtung  $W_1 W_2$  unter einem Winkel  $\varrho_1 + \varrho_2$  geneigt ist. Man zieht hieraus die Regel, daß zur Vermeidung der gedachten Rückwirkung die Abweichung der Keilflanke  $X_1 X_2$  von der Verschiebungsrichtung  $W_1 W_2$  kleiner oder höchstens gleich der Summe  $\varrho_1 + \varrho_2$  der beiden Reibungswinkel oder bei gleichen Reibungswinkeln  $\varrho$  höchstens gleich  $2\varrho$  sein muß. Bei einem größern Keilwinkel würde eine bestimmte Rückwirkung auf den Regulator stattfinden, welche eine entsprechende Energie des letztern bedingen würde und welche man leicht durch die Zerlegung der in  $ZY$  auftretenden Kraft nach  $R_1 a$  und  $R_2 b$  würde bestimmen können. In dieser Beziehung kann hier auf die in Thl. III, 1 Anhang, angeführte graphische Ermittlung der Reibungswiderstände in Maschinengetrieben verwiesen werden.

§. 299. Die Steuerung von Bede und Farcot. Die oben hervorgehobene Beschränkung der im vorstehenden Paragraphen beschriebenen Corliß-



steuerungen hinsichtlich der damit erreichbaren Füllungsgrade läßt sich größtentheils beseitigen, wenn man die Eröffnung der Einlaßschieber durch Anordnung eines besondern Excenters oder sonstigen Antriebsmittels von der Bewegung der Auslaßschieber unabhängig macht. Eine derartige Steuerung ist die von Bede und Farcot, deren wesentliche Einrichtung im Folgenden angegeben werden soll. Hier ist zunächst die Anordnung der Drehschieber insofern von der oben besprochenen verschieden, als diese Schieber in den Cylinderdeckeln anstatt ober- und unterhalb des Cylinders angebracht sind.

Fig. 630.

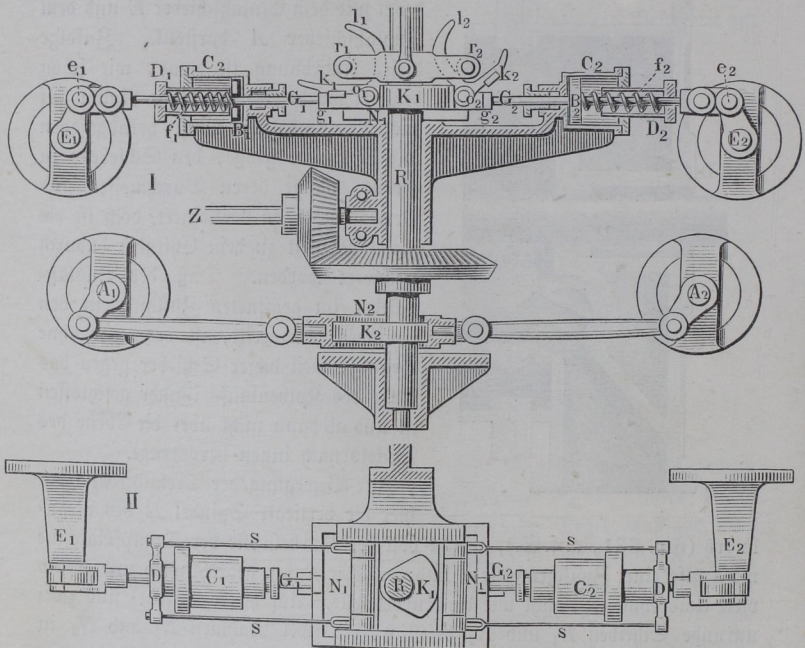


Die dazu vorgesehene Einrichtung ist aus Fig. 630 deutlich, welche einen Cylinderdeckel mit dem Einlaßschieber *E* und dem Auslaßschieber *A* darstellt. Zufolge dieser Anordnung ist zwar, wie schon bemerkt wurde, der schädliche Raum auf das kleinstmögliche Maß herabgezogen und durch die große, den Schiebern zu gebende Länge deren Durchmesser und Bewegungsbogen verkleinert, doch ist die Zugänglichkeit zu dem Cylinder dadurch erschwert worden. Daß der Auslaßschieber im geöffneten Zustande in den Cylinder hineintritt, ist deswegen ohne Belang, weil dieser Schieber gegen das Ende des Kolbenlaufs immer geschlossen ist und alsdann nicht über die Ebene des Deckels nach innen hervorragt.

Zur Bewegung der Drehschieber dient hier die verticale Spindel *R* des Regulators (Fig. 631, a. f. S.), welche von der Kurbelwelle der Dampfmaschine mit Hilfe einer Zwischenwelle *Z* und conischer Räder gedreht wird und ebenso viele Umdrehungen macht wie die Kurbelwelle. Auf dieser Spindel sind zwei unrunde Scheiben *K*<sub>1</sub> und *K*<sub>2</sub> befestigt, die zwei Rahmen *N*<sub>1</sub> und *N*<sub>2</sub> in hin- und hergehende Bewegung versetzen, von welchen Rahmen *N*<sub>1</sub> die Eröffnung der Einlaßschieber *E* und *N*<sub>2</sub> die schleichende Bewegung der Auslaßschieber *A* bewirkt. Zur Bewegung der Einlaßschieber *E* sind an deren Hebel *Ee* durch Gelenke die Stangen *G*<sub>1</sub> und *G*<sub>2</sub> geschlossen, welche mit den Knaggen *g*<sub>1</sub> und *g*<sub>2</sub> versehen sind, gegen welche die entsprechenden Nasen *k*<sub>1</sub> und *k*<sub>2</sub> sich legen können. Diese letzteren sind an drehbaren Klippen *lok* angebracht, deren Drehzapfen *o*<sub>1</sub> und *o*<sub>2</sub> mit dem Rahmen *N*<sub>1</sub> verbunden sind. Jede Stange *G* ist mit einem in dem festliegenden Luftcylinder *C* verschieblichen Bufferkolben *B* verbunden und geht frei durch den Boden des

hohlen Federgehäuses  $D$  hindurch, in dem eine Schraubensfeder  $f$  enthalten ist. Jedes Federgehäuse  $D$  selbst ist durch zwei Verbindungsstangen  $s$  mit dem Rahmen  $N_1$  verbunden, an dessen Verschiebung es also theilnimmt. Wird der Rahmen  $N_1$  durch Drehung der unrunder Scheibe  $K_1$  nach links bewegt, so wird vermöge der eingesprungenen Klinke  $k_1$  die Stange  $G_1$  nach links geschoben und der Einlaßschieber  $E_1$  geöffnet, wobei der Bufferkolben  $B_1$  und vermöge der Stangen  $s$  auch das Federgehäuse mitgeführt wird, so daß also die Spannung der vorher zusammengedrückten Feder  $f$  hierbei nicht

Fig. 631.



geändert wird. Dieses Öffnen von  $E_1$  dauert so lange, bis das gekrümmte Horn  $l_1$  der Klinke gegen die Rolle  $r_1$  stößt, wodurch die Auslösung von  $k_1$  erfolgt, so daß nun die Feder die Stange  $G_1$  zurückschneilt und den Schluß des Schiebers  $E_1$  veranlaßt, wobei durch den Bufferkolben  $B_1$  der Stoß gemildert wird.

Bei dieser Bewegung ist auch die Klinke  $o_2$  nach links geführt worden, so daß die Nase  $k_2$  sich hinter den Knaggen  $g_2$  der in Ruhe befindlichen Stange  $G_2$  legen konnte, und da gleichzeitig das Federgehäuse  $D_2$  folgte, der Buffer-



folken  $B_2$  aber still stand, so wurde dadurch die Feder  $f_2$  in den für den demnächstigen Schluß von  $E_2$  erforderlichen Spannungszustand versetzt. Es ist ersichtlich, wie der Moment der Auslösung von der höhern oder tiefern Stellung der Rollen  $r$  abhängig ist, und man hängt daher diese Rollen einfach an die Hülse des Regulators. Bei geeigneter Form der unrundern Scheibe  $K_1$  ist es möglich, mit dieser Steuerung alle Füllungsgrade von 0 bis 0,9 zu erzielen. In Betreff der Verzeichnung der unrundern Scheiben  $K_1$  und  $K_2$  muß auf das in Thl. III, 1 über das Curvenschubgetriebe Gesagte verwiesen werden.

**Sulzer-Steuerung.** Unter denjenigen Präcisionssteuerungen, welche §. 300. nach §. 297 mit einem Verdränger und Ausweicher arbeiten, nimmt die von den Gebrüdern Sulzer in Winterthur angegebene und nach ihnen benannte eine hervorragende Stelle ein. Bei dieser Steuerung werden vier doppelseitzige (Röhren) Ventile verwendet, deren Bewegung von einer neben dem horizontalen Cylinder in gleicher Höhe mit dessen Axe angebrachten Steuerungswelle geschieht, welche durch ein Paar gleicher conischer Räder von der Kurbelwelle mit derselben Geschwindigkeit wie diese umgedreht wird. An jedem Ende des Dampfcylinders sind zwei Ventile, ein Einlaßventil oberhalb des Cylinders und ein Auslaßventil unterhalb desselben angebracht, deren Bewegung von einem gemeinschaftlichen Excenter erfolgt, so daß die Steuerungswelle wie bei der Collmann'schen Steuerung mit zwei unter  $180^\circ$  gegen einander verstellten Excentern ausgerüstet ist, welche zwei übereinstimmende Bewegungsvorrichtungen für die beiden Cylinderenden betreiben.

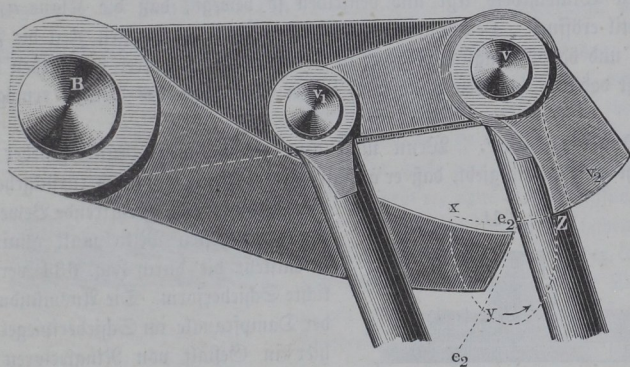
Die oben in Fig. 621 dargestellte Anordnung der Bewegungsvorrichtung ist seitdem in die durch Fig. 632 (a. f. S.) verdeutlichte verändert worden, weil sich herausstellte, daß die Geschwindigkeit, mit welcher bei der frühern Anordnung das treibende Organ (Verdränger) gegen das getriebene traf, eine erhebliche war, was besonders für schnell gehende Maschinen sich nicht empfahl. Bei der neuen Steuerung wird das Einlaßventil  $E$ , welchem die Feder  $F_1$  stetig das Bestreben des Schließens erteilt, durch einen um die feste Axe  $B$  drehbaren Hebel  $e_1 e_2$  geöffnet, sobald der Arm  $e_2$  dieses Hebels abwärts gezogen wird. Ein dahin wirkender Zug wird auf  $e_2$  ausgeübt durch den lose um  $B$  schwingenden Hebel  $Bv$ , sobald dessen freies Ende  $v$  mittelst der daran hängenden Zugstange  $vk_1$  nach unten gezogen wird. Wie man aus der Figur erkennt, wirkt hierbei das Hebelende  $v$  nicht direct auf  $e_2$ , sondern durch die Vermittelung des kleinen, ebenfalls drehbar an  $v$  angebrachten Winkelhebels  $v_1 v v_2$ , dessen abwärts gerichteter Arm bei  $v_2$  nach einer um  $v$  concentrischen cylindrischen Fläche (s. auch Fig. 633) geformt ist, mit welcher er sich auf das entsprechend gestaltete Hebelende  $e_2$  aufsetzt. Außer der um  $B$  schwingenden Bewegung des Zapfens  $v$  wird dem Winkel-





in dem um  $L$  concentrischen Kreisbogen hervorgebracht. Mit einer solchen Drehung von  $l_1 l_2$  ist dann eine Veränderung des Füllungsgrades verbunden, wie man aus der Betrachtung der beiden durch den beschriebenen Mechanismus auf den Hebel  $v_1 v v_2$  übertragenen Bewegungen erkennt. Der Stützpunkt  $k_1$  der Excenterstange bewegt sich in einem um  $L$  concentrischen Kreisbogen und in Folge davon beschreibt der Endpunkt  $e_2$  des Hebels  $B e_2$  den um  $B$  concentrischen Kreisbogen  $e_2 e'_2$ , Fig. 633. Ebenso beschreibt  $n_2$  den um  $l_2$  concentrischen Kreisbogen  $n_2 n'_2$ , während der Endpunkt  $k_2$  der Excenterstange die geschlossene eiförmige Curve  $k_2 k$  durchläuft. In Folge

Fig. 633.



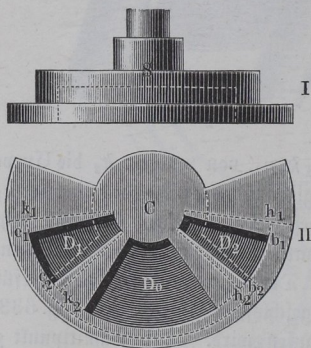
der beiden Bewegungen des Winkelhebels  $n_1 k_2 n_2$ , von welchem  $k_2$  die Curve  $k_2 k$  und  $n_2$  den Bogen  $n_2 n'_2$  beschreibt, ergibt sich der Weg des Punktes  $n_1$  als die in der Figur durch  $n_1$  gehende geschlossene Curve. Hieraus geht hervor, daß der Hebel  $v v_1 v_2$  außer der durch  $v k_1$  ihm ertheilten Schwingung um  $B$  gleichzeitig um  $v$  oscillirt. Daraus ergibt sich endlich für die Kante  $v_2$  dieses Hebels als Bahn eine geschlossene Curve  $x y z$ , Fig. 633, welche in dem Sinne des Pfeiles durchlaufen wird. Der Schnittpunkt  $y$  dieser Curve mit der Kreisbahn  $e_2 e'_2$  des Endpunktes  $e_2$  entspricht derjenigen Lage der Kurbel, in welcher der Verdränger  $v v_2$  den Ausweicher  $B e_2$  verläßt und in welchem daher der Schluß des Einlaßventils durch die Feder  $F_1$  bewirkt wird. Die Construction ergibt, daß dieser Schnittpunkt von der Stellung des Punktes  $l_2$  abhängig ist und der Schluß um so früher erfolgt, je weiter dieser Punkt  $l_2$  durch den Zug der Regulatorstange  $r$  nach links gezogen wird. Bei der äußersten Lage von  $l_2$  in  $l'_2$  kommt der Verdränger  $v v_2$  gar nicht zur Berührung mit dem Hebel  $B e_2$  und das Ventil wird daher auch gar nicht gehoben. Andererseits gestattet diese Steuerung bei geeigneter Wahl der Verhältnisse jeden Füllungsgrad bis zu 0,9 zu erreichen.

Der Verlauf der Curve  $xyz$ , Fig. 633, welche die Kante des Verdrängers  $v_2$  durchläuft, zeigt aus der beinahe horizontalen Richtung dieser Curve in  $zx$ , daß der Verdränger sich sanft auf den Ventilhebel auflegt und dann von  $x$  an schnell das Niederdrücken des Hebels bewirkt, so daß die Stößwirkungen beim Aufsetzen nahezu vermieden werden und doch ein schnelles Eröffnen des Ventils stattfindet, wie es zur Vermeidung der Drosselung erforderlichlich ist.

Die Bewegung des Auslaßventils  $A$  erfolgt ebenfalls von der Excenterstange aus durch die in  $a_1$  angeschlossene Schubstange  $a_1 a_2$ , welche beim Aufwärtsgange mit einem Bundringe sich gegen den Arm  $a_2$  des um  $a$  drehbaren Winkelhebels legt und denselben so bewegt, daß die Klaue  $a_3$  das Ventil eröffnet. Den Schluß desselben bewirkt zur gehörigen Zeit die Feder  $F_2$ , und da die Zugstange  $a_1 a_2$  in der Hülse  $a_2$  sich frei verschieben kann, so ist dadurch ihre Bewegung auch in der Schlußlage des Ventils ermöglicht.

§. 301. Drehschieber. Wenn man dem gewöhnlichen Muschelschieber eine solche Einrichtung giebt, daß er anstatt der geradlinig hin- und zurückgehenden

Fig. 634.



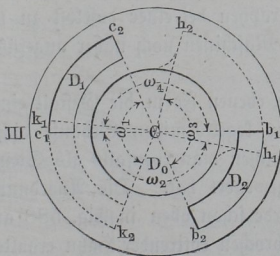
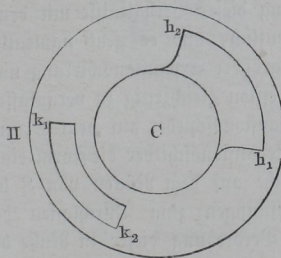
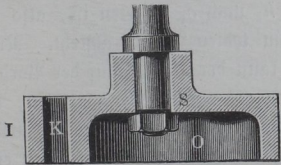
Verschiebung eine oscillirende Bewegung um einen festen Mittelpunkt annimmt, so entsteht die durch Fig. 634 versinnlichte Schieberform. Die Ausmündungen der Dampfcanäle im Schieber Spiegel sind hier in Gestalt von Ringsectoren mit nach dem Mittelpunkte  $C$  gerichteten Kanten auszuführen, und ebenso müssen die abschneidenden Kanten des Schiebers diese Richtung haben. Es stellen  $D_1$  und  $D_2$  diese Mündungen für die beiden nach den Cylinderenden führenden Canäle vor, während  $D_0$  die Mündung des Ausblascanals bedeutet. Der Schieber  $S$  ist in  $II$  in mittlerer Stellung punktiert ein-

gezeichnet, woraus man erkennt, daß die äußeren Kanten  $k_1$  und  $h_1$  am äußern Umfange der Canäle um die Größe  $h_1 c_1 = h_1 b_1 = d_a$  über die Canal-kanten  $c_1$  und  $b_1$  hinweggreifen, so daß diese Größe der äußern Ueberdeckung des Muschelschiebers entspricht. In ähnlicher Weise stimmt die innere Ueberdeckung desselben mit der Größe  $k_2 c_2 = h_2 b_2 = d_i$  überein, um welche die Kanten  $k_2$  und  $h_2$  der Schieberhöhlung gegen die Innenkanten  $c_2$  und  $b_2$  der Canal-mündungen zurücktreten. Da der Schieber durch ein auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine befestigtes Excenter bewegt wird, dessen Stange einen Hebel auf der Schieberaxe ergreift, so erkennt man, daß



diesem Excenter wie beim Muschelschieber eine gewisse Voreilung  $\delta$  gegeben werden muß, derart, daß in der Todtlage der Kurbel der Schieber um eine gewisse Größe  $\lambda$  aus seiner Mittelstellung nach der einen oder andern Seite herausgetreten ist, um in dieser Stellung bereits eine gewisse äußere Voröffnung  $o_a = \lambda - d_a$  für den Eintritt und eine innere Voröffnung  $o_i = \lambda - d_i$  für den Austritt des Dampfes zu erhalten. Für diese Steuerung gelten daher ganz dieselben Betrachtungen, wie für den gewöhnlichen Muschelschieber, und man kann auch die für diesen angegebenen Diagramme direct verwenden, wenn man nur berücksichtigt, daß irgend eine von dem Excenter auf den Schieberhebel übertragene Bewegung  $x$  an dem äußern Umfange  $c_1 b_1$  der Canäle eine Verschiebung von  $x \frac{r_1}{r_2}$  hervorbringt, unter  $r_1$  den Halbmesser  $Cc_1$  und unter  $r_2$  die Länge des Hebels verstanden. Die

Fig. 635.



Untersuchung soll hier für den oscillirenden Kreischieber nicht weiter durchgeführt werden, da derselbe bei Dampfmaschinen doch nur selten Anwendung findet, indem er, ohne eine Vereinfachung der Steuerung im Gefolge zu haben, an dem Uebelstande aller Kreischieber leidet, daß der dichte Schluß auf die Dauer wegen der ungleichen Abnutzung in verschiedenen Arenabständen nicht zu erhalten ist.

Dagegen hat man wohl öfter zur Steuerung von Dampfmaschinen Kreischieber angewendet, welche durch ihre ununterbrochene Umdrehung die Dampfvertheilung bewirken, weil diese Schieber insofern eine Vereinfachung der Bewegungsvorrichtung ermöglichen, als dabei die Nothwendigkeit wegfällt, durch Excenter oder Kurbeln eine hin- und zurückgehende Bewegung zu erzeugen. Aus diesem Grunde können rotirende Kreischieber in einzelnen Fällen, namentlich bei schnellem Gange der Maschinen in gewissem Grade gerechtfertigt erscheinen, obschon sie den Uebelstand der schwierigen Dichthaltung mit den oscillirenden Schiebern gemein haben.

In Fig. 635 I und II (a. v. S.) ist ein rotirender Schieber in zwei Schnitten durch die Aze und senkrecht dazu dargestellt, während Fig. 635 III die Ansicht des Schieber spiegels von oben zeigt. Hierin bedeuten  $D_1$  und  $D_2$  die Mündungen der beiden Dampfcanäle, während der abgehende Dampf nach der mittlern Oeffnung  $D_0$  durch die Schieberhöh lung  $O$  gelangen kann. Der Eintritt des frischen Dampfes erfolgt durch den Durchgangscanal  $K$  in dem Schieber  $S$  abwechselnd nach  $D_1$  und  $D_2$ , je nachdem bei der Drehung des Schiebers dieser Canal über  $D_1$  und  $D_2$  steht. Es geht daraus schon hervor, daß der Schieber in derselben Zeit wie die Dampfmaschine eine volle Umdrehung machen muß. In Fig. 635 III sind die abschneidenden Kanten des Schiebers für die Todtlage der Kurbel punkirt eingezeichnet, und man erkennt daraus, daß die Größe  $k_1 c_1$  der Voröffnung  $o_a$  für den Eintritt und  $b_1 h_1$  derjenigen  $o_i$  für den Austritt entspricht. Der Eintritt frischen Dampfes hört auf, wenn  $k_2$  nach  $c_2$  getreten ist, also nach einer Drehung der Kurbel um  $k_2 C c_2 = \omega_1$  vom toden Punkte. Alsdann beginnt die Expansion, welche so lange andauert, bis  $h_1$  nach  $c_1$  getreten ist, also die Kurbel um den Winkel  $h_1 C c_1 = \omega_2$  vom toden Punkte absteht. Nunmehr beginnt der Vorastritt. Andererseits kann der Dampf auf der Vorderseite des Kolbens während der Drehung um  $\omega_3 = h_2 C b_2$  austreten, bis  $h_2$  nach  $b_2$  gelangt ist, in welchem Augenblicke eine Compression des zurückbleibenden Dampfes eintritt, bis der frische Kessel dampf dem Kolben entgegen tritt, was nach einer Kurbeldrehung um  $\omega_4 = k_1 C b_1$  vom toden Punkte aus geschieht. Die Uebereinstimmung dieser Verhältnisse mit denen der gewöhnlichen Schiebersteuerung sind deutlich, und es geht namentlich hervor, daß auch mit diesem Schieber eine größere Expansionswirkung nicht zu erreichen ist, ohne eine wesentliche Compression gleichzeitig zu veranlassen. Man könnte auch hier einen besondern Expansionschieber auf dem Grundschieber anbringen, in welchem Falle dieser Expansionschieber die Form einer kreisrunden Scheibe annehmen würde, welche auf dem Rücken von  $S$  befindlich und mit zwei entsprechenden Oeffnungen zum Durchlassen des Dampfes versehen sein müßte. Durch eine Verdrehung dieser in Ruhe befindlichen Platte könnte man die Expansion veränderlich machen. Eine derartige Einrichtung wird im nächsten Paragraphen bei einer daselbst zu besprechenden Hahnsteuerung für Woolf'sche Maschinen noch näher angeführt werden.

Wenn man dem Drehschieber anstatt der ebenen Form die Gestalt eines Kegels giebt und ihn in einem gleichfalls kegelförmigen Gehäuse dichtschlie ßend bewegt, so entsteht der Hahn, welchen man ebenfalls als Steuerungsvorrichtung bei Dampfmaschinen angewendet hat. Die Anordnung eines solchen oscillirenden Hahnes wurde schon oben in Fig. 588 angegeben; die Einrichtung, welche ein ununterbrochen rotirender Hahn erhalten



muß, ist aus Fig. 636 zu ersehen. Hier ist der Hahnkegel mit zwei Canälen  $C_1$  und  $C_2$ , deren Mündungen diametral gegenüberliegen, versehen, welche in leicht ersichtlicher Weise bei der Umdrehung des Kegels den bei  $E$  eintretenden Dampf abwechselnd nach je einem der beiden Canäle  $D_1$  und  $D_2$  des Dampfcylinders gelangen lassen, während gleichzeitig der andere dieser Canäle mit dem Abblaserohre  $A$  in Verbindung steht. Auch hierbei muß der Hahnkegel für jede Umdrehung der Dampfmaschine genau einmal um seine Axe gedreht werden. Man kann aber die Einrichtung auch so treffen, daß eine halbe Umdrehung des Steuerhahnes für jede Kurbelumdrehung der Dampfmaschine genügt, wenn man dem Hahnkegel nach Fig. 637 vier Canäle giebt, deren Mündungen im Umfange gleich weit von einander abstehen,

Fig. 636.

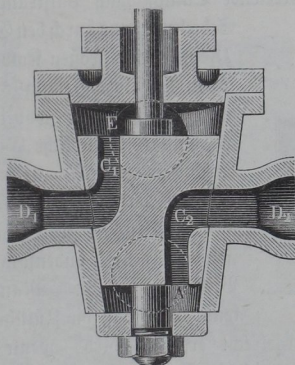
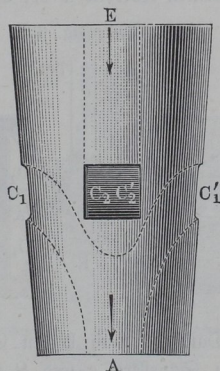


Fig. 637.



und von denen zwei diametral gegenüberliegende  $C_1$  und  $C_1'$  mit dem Ausblaserohre  $A$  und die beiden anderen  $C_2$  und  $C_2'$  mit dem Dampfzuführungsrohre  $E$  in Verbindung stehen. Nach diesem Principe ist der im folgenden Paragraphen zu besprechende Ehrhardt'sche Hahn für Woolf'sche Maschinen angeordnet.

**Steuerung Woolf'scher Maschinen.** Eine Woolf'sche Maschine §. 302. ist immer mit zwei Cylindern von verschiedener Größe, einem kleinern Hochdruckcylinder und einem größern Niederdruckcylinder versehen, in welchen letztern der aus dem kleinern Cylinder ausblasende Dampf geführt wird, um daselbst durch die im Verhältnisse der beiden Cylinderräume stattfindende Ausdehnung noch eine bestimmte Expansionsarbeit auszuüben. Die ersten Maschinen dieser Art waren so eingerichtet, daß die beiden Kolben stets in derselben Richtung sich bewegten, indem man beide Kolbenstangen auf eine und dieselbe Kurbel wirken ließ, sei es durch Vermittelung eines





sprochenen Expansionsvorrichtungen zu versehen, etwa mit einer Expansionschieberplatte (s. §. 289, Fig. 591), die durch ein besonderes Expansions-excenter bewegt wird. Für den großen Cylinder ist eine solche Vorrichtung aber natürlich nicht anzubringen, wenn während des ganzen Kolbenlaufs der Dampf aus dem Hochdruckcylinder in den Niederdruckcylinder überströmen soll.

Man kann die beiden Vertheilungsschieber einer Woolf'schen Dampfmaschine auch durch einen einzigen von der Hick'schen Construction nach Fig. 639 ersetzen, welcher Schieber in seinem Innern außer mit der gewöhnlichen Muschel *h* noch mit einem Canale *k* versehen ist, der in gewissem Sinne als die Dampfammer für den Schieber des Niederdruckcylinders angesehen werden kann. Der Schieberspiegel enthält hier außer der mittlern

Fig. 639.

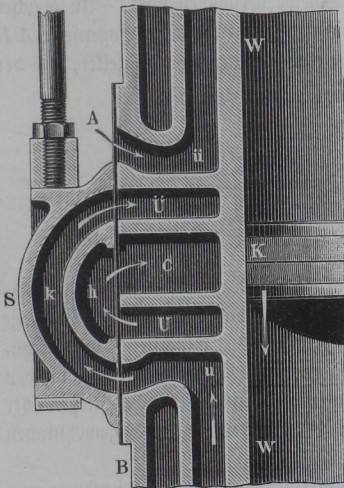
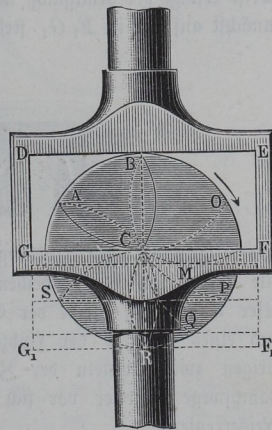


Fig. 640.

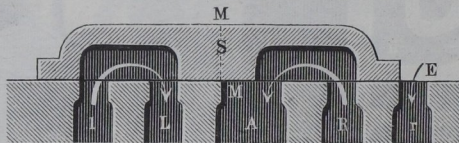


mit dem Condensator verbundenen Austrittsöffnung *C* für den abgehenden Dampf noch die Mündungen von vier Canälen, von denen *u* und *ü* den Dampf unter und über den kleinen Kolben und *U* und *Ü* unter und über den großen Kolben leiten. Es ist ersichtlich, wie bei der gezeichneten Schieberstellung frischer Kesseldampf durch *ü* über den kleinen Kolben gelangt, während der unter demselben befindliche Dampf durch *u* und den Canal *k* nach *Ü* über den großen Kolben treten kann, unterhalb dessen der gebrauchte Dampf durch *U* und die Muschelhöhlung *h* nach dem Austrittsrohre *C* gelangt.

Zur Bewegung dieses Schiebers ist öfter anstatt eines Kreisexceners das in Fig. 640 gezeichnete Bogendreieck von Hornblower verwendet worden.

Dieses Dreieck ist ein durch drei gleiche Kreisbogen von je  $60^\circ$  Länge begrenzter Daumen  $ABC$ , welcher auf einer rotirenden Scheibe so befestigt ist, daß die eine Ecke  $C$  mit dem Mittelpunkte und der gegenüberliegende Bogen mit dem Umfange derselben zusammenfällt. Die den Schieber bewegende Steuerstange umfängt das Dreieck in Gestalt eines rechteckigen Rahmens  $DEFG$ , dessen Weite dem Halbmesser  $CB$  der Scheibe gleich ist. Bei einer Umdrehung der Scheibe im Sinne des Pfeiles um  $60^\circ$  verbleibt der Rahmen in seiner höchsten Stelle in Ruhe, wobei der Bogen  $BA$  auf der Seite  $DE$  des Rahmens gleitet, bis das Dreieck die Lage  $BOC$  angenommen hat. Bei einer weitem Drehung um  $60^\circ$  wird der Rahmen durch die auf  $GF$  sich wälzende vordere Bogenseite  $CB$  abwärts bewegt, wobei der Berührungspunkt  $M$  von  $C$  nach  $P$  rückt und bei weiterer Drehung um  $60^\circ$  gelangt die Vorderseite  $CB$  nach  $CR$ , so daß der Rahmen im Ganzen um den Halbmesser  $CR$  der Scheibe verschoben wird. In gleicher Weise erfolgt der Rückgang, indem die nach  $PR$  gekommene Bogenseite  $AB$  zunächst auf der in  $F_1 G_1$  stehenden untern Rahmensseite hingeleitet, bis der

Fig. 641.



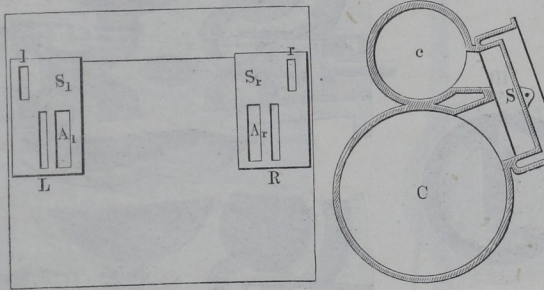
vordere Eckpunkt nach  $S$  gelangt ist, worauf der Rahmen durch die Vorderseite wieder um den Scheibenhalbmesser emporgeschoben wird. Vermöge dieser Anordnung bleibt der Schieber in jeder der äußersten Lagen während eines Drittels der Hubzeit in Ruhe, und daher geht das in den übrigen zwei Dritteln der Zeit erfolgende Oeffnen und Schließen der Dampfwege schneller vor sich als bei der Anwendung des gewöhnlichen Kreiscenters.

Wenn die Bewegung der beiden Dampfvolben wegen der Anwendung von zwei diametral gegenüberstehenden Kurbeln jederzeit nach entgegengesetzten Richtungen erfolgt, wie dies neuerdings bei liegenden Maschinen vortheilhaft angeordnet wird, so kann man die Dampfvertheilung für beide Cylinder ebenfalls durch einen einzigen Schieber erzielen, wenn man demselben die durch Fig. 641 versinnlichte Einrichtung giebt. Hier stellt  $A$  den Austrittschanal für den aus dem großen Cylinder entweichenden Dampf vor und  $l$  und  $r$  sind die nach der linken und beziehungsweise rechten Kolbenseite des kleinen Cylinders führenden Canäle, während  $L$  und  $R$  dieselbe Bedeutung für den großen Cylinder haben. Es leuchtet ein, daß bei der gezeichneten Schieberstellung der Kolben des Hochdruckcylinders von rechts



nach links, dagegen der Niederdruckkolben von links nach rechts bewegt wird. Um hierbei zur Verkleinerung des schädlichen Raumes die Dampfcanäle kürzer zu machen, kann man den Schieber nach der Mittellinie  $MM$  in zwei Theile trennen, welche man nach den beiden Enden der Dampfzylinder verlegt, woselbst man auch die betreffenden Canäle ausmündend läßt. Diese Anordnung ist durch Fig. 642 versinnlicht, worin  $S_l$  und  $S_r$  die Spiegel für die beiden durch eine gemeinsame Stange bewegten Schieber sind. Der

Fig. 642.



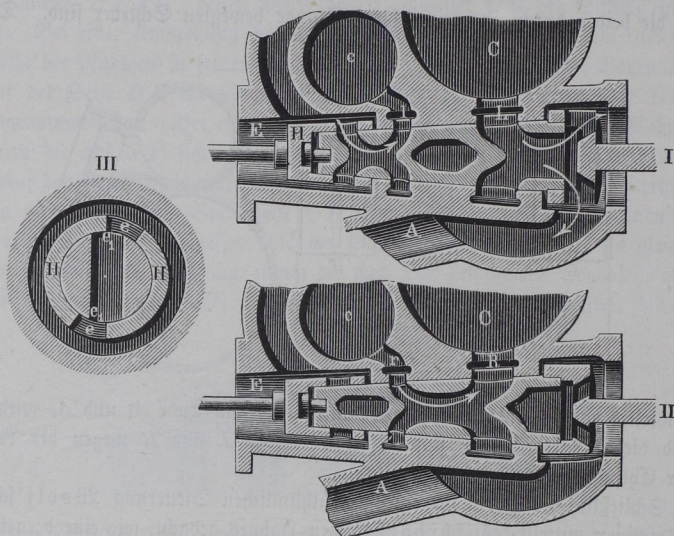
Austrittscanal  $A$  findet sich hier ebenfalls an jedem Ende  $A_l$  und  $A_r$ , wieder und die Canäle  $l$  und  $r$  sind gegen diejenigen  $L$  und  $R$  wegen der Lage der Cylinder seitlich versetzt.

Schließlich sei hier noch einer eigenthümlichen Steuerung Woolf'scher Maschinen mittelst des Ehrhardt'schen Hahnes gedacht, wie eine derartige Steuerung an einer in Wien 1873\*) ausgestellten Maschine der Dingler'schen Maschinenfabrik in Zweibrücken angebracht war. Die beiden horizontal neben einander gelagerten Cylinder  $C$  und  $c$  von gleicher Länge tragen an jedem Ende einen Steuerhahn, wie er in Fig. 643 I und II (a. f. S.) dargestellt ist. Diese beiden Hähne sind ganz gleich gebildet, aber um  $90^\circ$  gegen einander verstellt eingesetzt. Die Hahnkegel werden von der Dampfmaschinenwelle aus durch Räder ununterbrochen umgedreht, so zwar, daß die Kegel für jeden vollen Umgang der Dampfmaschine genau eine halbe Drehung machen. In der Figur stellt I den Hahn am linken und II den am rechten Ende für diejenige Zeit vor, in welcher der kleine Kolben von links nach rechts und der große von rechts nach links sich bewegt. Für die entgegengesetzte Bewegungsrichtung ist jeder Hahn um  $90^\circ$  gedreht anzunehmen, d. h. es gilt II für den linken und I für den rechten Steuerhahn. Aus der mit der frühern übereinstimmenden Bezeichnung ergibt sich die Art der

\*) S. d. Deutsch. Ausstellungsbericht der Wiener Weltausstellung, Gruppe 13, von Rittershaus.

Dampfvertheilung. Um auch schon in dem kleinen Cylinder eine gewisse Expansion zu erlangen, ist über das Ende jedes Hahnriegels eine conische Hülse *H* geschoben, deren Schlitz *e* die Dampf Eintrittsöffnungen  $e_1$  im Regel bei dessen Drehung während gewisser Zeit offen lassen und wieder verschließen

Fig. 643.



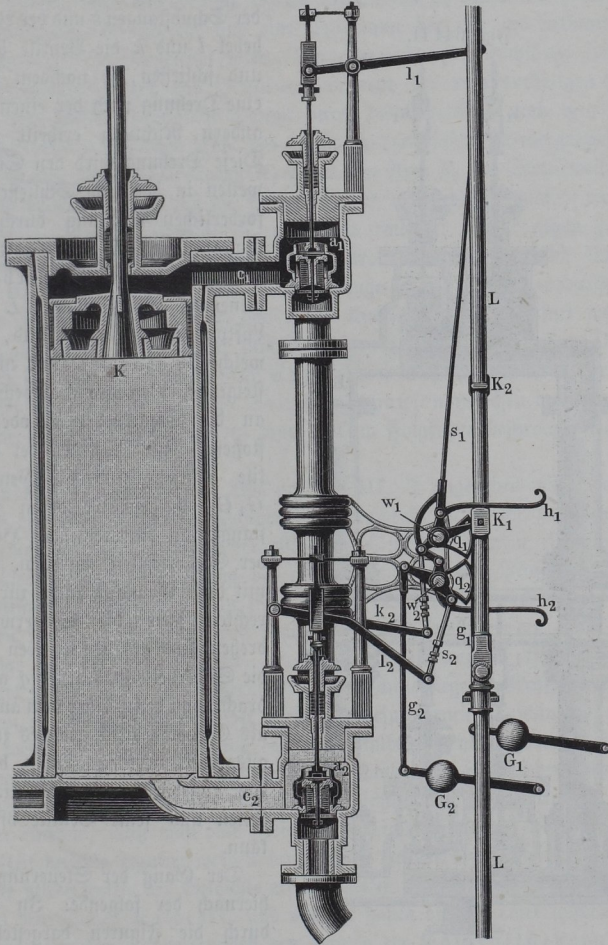
(Fig. 643 III). Diese Hülse befindet sich in Ruhe, und sie erhält nur durch den Regulator diejenige geringe Verdrehung, welche zu einer Veränderung des Füllungsgrades erforderlich ist.

§. 303. **Ventilsteuerung mit Sperrklinken.** Die Ventilsteuerungen finden vorzugsweise Anwendung bei den alternirenden Maschinen, wie sie zur Wasserbewältigung in Bergwerken gebraucht werden und über deren nähere Einrichtung in Thl. III, 2 gehandelt wird. Man wendet hierbei vielfach die aus §. 154 bekannte Sperrklinkensteuerung an, von welcher in Fig. 644 I u. II ein Beispiel gegeben ist. Diese Figuren stellen eine der in Cornwall gebräuchlichen doppelwirkenden Wasserhaltungsmaschinen vor. Man ersieht aus der Fig. 644 II (S. 1094), daß zur Steuerung vier Ventile, zwei kleinere  $e_1, e_2$  für den Einlaß und zwei größere  $a_1, a_2$  für den Austritt des Dampfes vorhanden sind. Die nach dem Dampfcylinder führenden Röhren  $e_1, e_2$  münden unterhalb der Eintrittsventile *e* und oberhalb der Austrittsventile *a* in die zugehörigen Ventilgehäuse ein. Während das Rohr *E* zur Zuführung



des Kesseldampfes dient, wird der gebrauchte Dampf durch das Rohr *A* nach dem Condensator geleitet. Man erkennt, daß bei der Eröffnung der

Fig. 644 I.

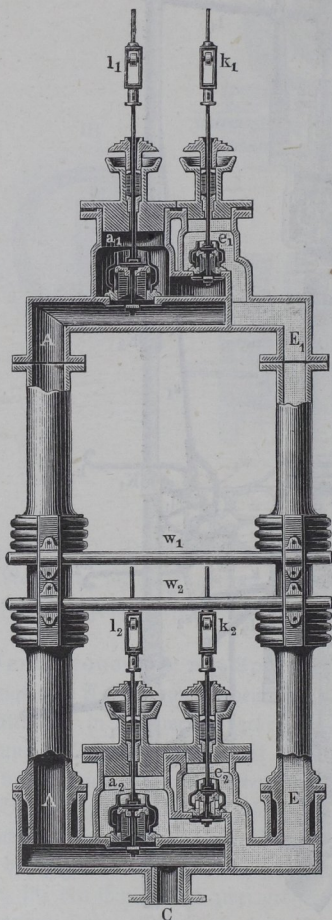


Ventile  $c_1$  und  $a_2$  der frische Dampf über den Kolben *K* treten und der gebrauchte Dampf aus dem untern Cylindertheile nach dem Condensator gelangen kann. Umgekehrt wird nach der Oeffnung der beiden anderen Ventile

$e_2$  und  $a_1$  der unter den Kolben tretende Dampf den erstern emporschieben, während der Abdampf von oben entweicht.

Zur Bewegung der Ventile ist die Maschine mit zwei Steuerwellen  $w_1$  und  $w_2$  ausgerüstet, welche mittelst der auf ihnen befindlichen Hebel  $h_1 h_2$ ,

Fig. 644 II.



der Schubstangen  $s$  und der Ventilhebel  $l$  und  $k$  die Ventile öffnen und schließen, je nachdem ihnen eine Drehung nach der einen oder andern Richtung erteilt wird. Diese Drehung wird den Steuerwellen in der zum Schließen erforderlichen Richtung durch die Anstoßknaggen  $K_1$  und  $K_2$  erteilt, welche auf der als Steuerbaum dienenden Kolbenstange  $L$  der Luftpumpe angebracht sind, und welche bei ihrer auf- und niedersteigenden Bewegung abwechselnd an die Steuerhebel  $h_1$  oder  $h_2$  stoßen. Zum Öffnen der Ventile dagegen sind die Gewichte  $G_1 G_2$  vorgesehen, deren Zugstangen an entsprechenden Hebeln der Steuerwellen angreifen. Damit diese Gewichte nicht zur unrichtigen Zeit die Steuerwellen drehen, sind auf den letzteren noch die Sicherheitsquadranten  $q$  angebracht, von denen einer dem andern als Gesperre dient, welches zuerst ausgerückt werden muß, bevor das zugehörige Gewicht niedersinken und seine Ventile öffnen kann.

Der Gang der Steuerung ist hiernach der folgende: In dem durch die Figuren dargestellten Zustande ist der Dampfkolben  $K$

oben angekommen, der Knaggen  $K_1$  hat während des Aufganges die Steuerwelle  $w_1$  an ihrem Arme  $h_1$  ergriffen und derart gedreht, daß die an dieser Welle hängenden Ventile  $e_2$  für den Eintritt unten und  $a_1$  für den Austritt



oben geschlossen worden sind. Gleichzeitig wurde dabei das an der Stange  $g_1$  hängende Gewicht  $G_1$  angehoben, um demnächst zur Wirkung bereit zu sein, und außerdem wurde der Quadrant  $q_1$  aus demjenigen  $q_2$  herausgedreht, so daß nunmehr die andere Steuerwelle  $w_2$  nicht mehr gehemmt ist. In Folge hiervon kann das Gewicht  $G_2$  an der Stange  $g_2$  niedersinken, wodurch die Steuerwelle  $w_2$  gedreht und eine Eröffnung der mit ihr verbundenen Ventile  $e_1$  und  $a_2$  eingeleitet wird. Der Dampfcylinder empfängt frischen Dampf oberhalb durch das Ventil  $e_1$ , während der vom vorherigen Hube unter dem Kolben befindliche Dampf durch das Ventil  $a_2$  nach dem Condensator gelangt. Gegen Ende des hierdurch veranlaßten Niederganges der Steuerstange trifft der Knaggen  $K_2$  gegen den Arm  $h_2$  der Steuerwelle  $w_2$ , diese so herumdrehend, daß die Ventile  $e_1$  und  $a_2$  wieder geschlossen werden, das an  $g_2$  hängende Gewicht  $G_2$  angehoben und der vorher gegen  $q_1$  gefallene Quadrant  $q_2$  wieder zurückgedreht wird. Hierdurch wird die Steuerwelle  $w_1$  frei, dem Zuge der Gewichtsstange  $g_1$  zu folgen, wodurch das untere Eintrittsventil  $e_2$  und das obere Auslaßventil  $a_1$  geöffnet werden, der Dampfkolben daher wieder zum Aufsteigen genöthigt wird. Der Dampf kommt in dieser Maschine durch Expansion nicht zur Wirkung, ebenso arbeitet die Maschine nicht mit Stillstandspausen zwischen den einzelnen Hübten; wie dies erreicht werden kann, soll im Folgenden besprochen werden.

**Kataraktsteuerung.** Wie im Thl. III, 2 angegeben wird, kommt §. 304. es bei den Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke darauf an, zwischen zwei auf einander folgende Hübte der Maschine Stillstandspausen einzuschalten, um hierdurch eine Regulirung des Förderquantums nach Maßgabe der zu bewältigenden Wassermenge zu ermöglichen. Damit nun nach Ablauf einer solchen Pause die Maschine von Neuem in Gang gesetzt werden kann, ist es nöthig, das betreffende Ventil, durch dessen Eröffnung die Bewegung eingeleitet wird, durch eine außerhalb der Maschine liegende Kraft zu öffnen. Hierzu wendet man, wie bei der vorstehend besprochenen Maschine, Gewichte an, welche durch die Bewegung des Dampfkolbens gehoben werden, so daß sie nachher fähig sind, die beabsichtigte Wirkung durch ihr Niederfallen auszuüben. Damit nun aber hierbei die gewünschte Pause von bestimmter Zeitdauer eintrete, muß man eine geeignete Einrichtung treffen, vermöge deren die Zeit beliebig regulirt werden kann, nach welcher und in welcher das gedachte Niedersinken der Gewichte erfolgt. Die hierzu dienende Vorrichtung führt den Namen Katarakt, und von ihr haben die mit einer solchen Einrichtung versehenen Steuerungen den Namen der Kataraktsteuerungen erhalten.

Ein Katarakt besteht im Wesentlichen aus einer Pumpe, deren Kolben durch die Maschine emporgezogen wird, und welcher hernach durch die Ein-

wirkung eines auf ihm lastenden Gewichtes das Bestreben erhält, wieder nieder zu sinken. Diesem Bestreben setzt sich ein bestimmter Widerstand entgegen, welcher dadurch hervorgerufen wird, daß der Kolben beim Niedersinken das unter ihm in dem Cylinder befindliche Wasser durch eine Oeffnung hindurchpressen muß. Hiernach ist es deutlich, daß die Geschwindigkeit dieses Sinkens um so kleiner, die Dauer des Sinkens also um so größer ausfallen wird, je enger die gedachte Oeffnung ist, durch welche das Wasser hinausgetrieben werden muß. Man hat demnach in der Regulirung dieser Oeffnung ein bequemes Mittel, um die Fallzeit des Gewichtes und damit die Dauer der Pause zu regeln.

Die Einrichtung eines Kataraktes ist aus Fig. 645 ersichtlich. In dem mit Wasser oder Del gefüllten Kasten *W* ist der Pumpencylinder *C* aufgestellt, dessen Plungerkolben *K* durch den um *O* drehbaren Hebel *H* bewegt

Fig. 645.

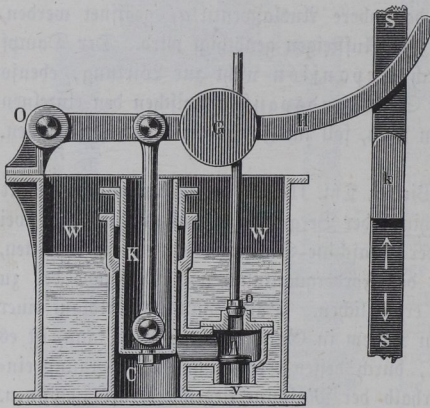
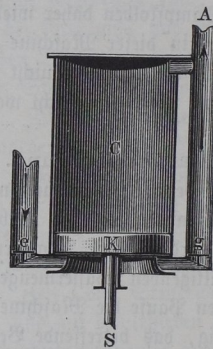


Fig. 646.



wird. Das Aufziehen dieses Hebels geschieht durch die mit dem Gestänge verbundene Steuerstange *S*, welche mit dem Anstoßknaggen *k* gegen den Hebel *H* trifft, denselben mit sich emporziehend, wogegen das Niedersinken des Kolbens durch das gleichfalls gehobene Gewicht *G* bewirkt wird. Beim Anheben des Kolbens wird durch das Saugventil *v* Wasser aus dem Kasten *W* angesaugt, welches beim Niedersinken des Kolbens durch die regulirbare Oeffnung *o* wieder in den Kasten *W* zurücktritt. Bei diesem Niedersinken kann der Hebel *H* gegen einen Ausrückhebel des betreffenden Ventilgewichtes drücken und dadurch dieses Gewicht von einer vorhandenen Hemmung auflösen, so daß nunmehr die Eröffnung dieses Ventils veranlaßt wird. In solchem Falle nennt man den Katarakt einen auslösenden, im Gegen-

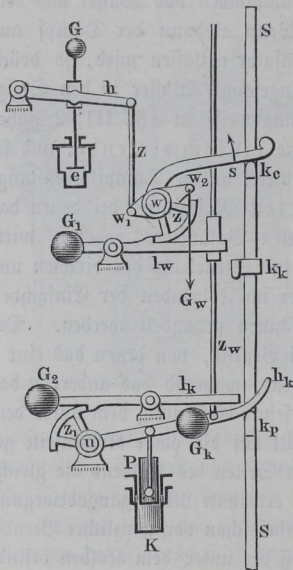


satz zu einem steuernden Katarakte, welcher so eingerichtet ist, daß der Katarakthebel  $H$  beim Niedersinken direct die Eröffnung des betreffenden Ventils besorgt. Der in der Figur dargestellte Katarakt kann, wenn der Knaggen  $k$  seinen Hebel  $H$  freiläßt, unmittelbar niedersinken, weshalb man ihn als einen freien Katarakt bezeichnet. Es kann aber auch die Einrichtung so getroffen werden, daß dem Hebel  $H$  erst dann das Sinken ermöglicht wird, nachdem eine besondere, in der Figur nicht näher angegebene Hemmung desselben durch die Steuerstange  $S$  ausgeklüfft worden ist; der Katarakt heißt dann ein gehemmter.

Von der Wirkungsweise und den verschiedenen Einrichtungen des Kataraktes erhält man am besten eine Vorstellung, wenn man sich die Wirkung des Dampfes in den betreffenden Wasserhaltungsmaschinen vergegenwärtigt. Zu dem Ende sei  $C$  in Fig. 646 der Dampfcylinder einer direct wirkenden Wasserhaltungsmaschine, an dessen Kolbenstange  $S$  das zugehörige Pumpen- gestänge hängt. Durch den Dampfdruck auf den Kolben  $K$  wird dieses Gestänge gehoben, wobei der angehängte Pumpkolben das Wasser aus dem Pumpensumpfe in der Grube ansaugt. Wenn alsdann der Dampf aus dem Cylinder ins Freie oder in den Condensator entlassen wird, so drückt das Gestänge durch sein Eigengewicht das angesaugte Wasser in den Steig- röhren der Pumpen empor, wie diese Wirkungsweise in Thl. III, 2 näher erläutert wird. Die Maschine ist sonach eine einfachwirkende, und sie heißt directwirkend, weil das Gestänge direct an die Dampfkolbenstange gehängt ist, im Gegensatz zu den indirecten Maschinen, bei denen das Gestänge vermittelst eines zwischengeschalteten Balanciers gehoben wird. Ein wesentlicher Unterschied besteht nicht in der Steuerung der directen und der indirecten Maschinen, und es soll daher im Folgenden der Einfachheit halber nur von den direct wirkenden Maschinen gehandelt werden. Der zugehörige Cylinder  $C$  hat hierbei nur zwei Ventile, von denen das eine  $e$  zum Einlassen des frischen Kesseldampfes dient, während das andere  $g$  das sogenannte Gleichgewichtsventil nach seiner Eröffnung dem unter dem Kolben  $K$  befindlichen Dampfe den Uebertritt auf die obere Kolbenseite gestattet. In Folge hiervon herrscht zu beiden Seiten des Kolbens die gleiche Pressung, so daß dem Pumpen- gestänge die erwähnte Niedergangsbewegung ermöglicht ist. Das Einlaßventil  $e$  wird hierbei schon vor gänzlicher Beendi- gung des Aufganges geschlossen, derart, daß der unter dem Kolben befindliche Dampf durch Expansion zur Wirkung kommt, und daß die in der Ge- stängmasse aufgespeicherte lebendige Kraft in die zu einer gewissen fernern Erhebung des Gestänges erforderliche mechanische Arbeit umgesetzt wird. In gleicher Art wird auch das Gleichgewichtsventil  $g$  schon vor beendigtem Niedergange des Kolbens geschlossen, damit der unter dem Kolben noch be- findliche Dampf wie ein Buffer den Stoß der niedergehenden Massen

mildere. Bei den mit Condensation wirkenden Maschinen dieser Art ist außer den beiden hier gedachten Ventilen noch ein drittes, das Auslaß- oder Condensatorventil in dem Austrittsrohre *A* vorhanden, welches gleichzeitig mit dem Einlaßventile geöffnet wird, während es geschlossen gehalten werden muß, wenn nach Eröffnung des Gleichgewichtsventils der Rückgang des Gestänges durch sein Eigengewicht veranlaßt wird. Wäre ein solches Condensatorventil nämlich nicht vorhanden, oder würde es beim Kolbenniedergange nicht geschlossen, so würde der Dampfkolben unter sich Dampf von so geringer Dichte vorfinden, daß auf die erwähnte Wirkung eines elastischen Buffers nicht zu rechnen sein würde. Beim Vorhandensein dieses Condensatorventils dagegen hat der nach beendigtem Niedergange oberhalb des Kolbens befindliche Dampf ungefähr dieselbe Spannung, wie sie unterhalb des Kolbens zu Ende des Aufganges vorhanden war. Ist diese letztgedachte Spannung eine große, wie es der Fall ist, wenn der Dampf wenig oder

Fig. 647.



gar nicht expandirte, so würde zur nachherigen Condensirung dieses dichten Dampfes eine große Menge Einspritzwasser nöthig sein; aus diesem Grunde pflegt man daher in solchen Fällen einen Theil des unter dem Kolben befindlichen Dampfes durch Eröffnung eines zu dem Zwecke vorgesehenen Ausblaseventils in die freie Atmosphäre zu entlassen. Die mehr erwähnten Hubpausen erzielt man, wie aus dem Vorstehenden ersichtlich sein wird, dadurch, daß man vor Eröffnung eines der beiden Ventile *e* oder *g* eine gewisse durch die Katarakte regulirte Zeit verstreichen läßt.

Nach dem Vorhergegangenen erklärt sich nun die Einrichtung und Wirkungsweise des Kataraktes wie folgt. Es sei *e*, Fig. 647, das Einlaßventil einer einfachwirkenden, directen Wasserhaltungsmaschine, mit deren Kolbenstange die Steuerstange *S* fest verbunden ist, so

daß sie die auf- und abgehende Bewegung derselben mitmacht. Die Bewegung des Ventils *e* geschehe mit Hilfe des einarmigen Hebels *h* und der Zugstange *z*, welche an den Arm des um *w* drehbaren Hebels *w*<sub>1</sub> angeschlossen ist. Es ist aus der getroffenen Einrichtung ersichtlich, wie der Schluß des Ventils erfolgen muß, sobald der auf der Steuerstange ange-



brachte Knaggen  $k_e$  beim Aufsteigen den Hebel  $s$  in der Richtung des Pfeiles herumdreht, während ein Eröffnen des Ventils erfolgt, sobald die Welle  $w$ , die sogenannte Steuerwelle, dem Zuge des Gewichtes  $G_w$  folgen kann, welches an den Arm  $w_2$  dieser Welle angehängt ist. In der Figur ist das Ventil im geschlossenen Zustande gezeichnet, wie er dem Augenblicke entspricht, in welchem der Dampfkolben seinen höchsten Stand erreicht hat. Denkt man sich, daß nach Ablauf der zugehörigen Pause das Gleichgewichtsventil durch seinen hier nicht weiter angegebenen Katarakt geöffnet werde, so beginnt die absteigende Bewegung des Kolbens und des Steuerbaumes  $S$ , so daß der Knaggen  $k_e$  den Steuerhebel  $s$  verläßt. Trotzdem kann die Steuerwelle dem Zuge des Gewichtes  $G_w$  so lange noch nicht folgen, als sie durch den Sperrhebel  $l_w$  daran gehindert ist, gegen dessen Ansatz der auf der Steuerwelle  $w$  angebrachte Zahn  $z$  sich stemmt. Erst wenn diese Sperrung ausgelöst worden ist, kann das Gewicht  $G_w$  niedersinken und dadurch das Ventil  $e$  aufreißen, so daß der frische Kesseldampf unter den Kolben treten und denselben zu neuem Aufgange zwingen kann. Diese Auslösung des Gesperres  $l_w$  nun ist dem Katarakte  $K$  übertragen. Der Plunger desselben ist nämlich in der gehobenen Lage befindlich, in welche ihn der Anstoßknaggen  $k_p$  des Steuerbaumes beim vorherigen Aufsteigen gebracht hat. Wenn dieser Plunger unter Einfluß seines Gewichtes  $G_k$  niedersinkt, so zieht er die mit ihm verbundene Auslösestange  $z_w$  nach sich, und diese Stange trifft dabei gegen den Sperrhebel  $l_w$ , denselben niederdrückend und den Sperrzahn  $z$  befreiend. Jetzt erst kann das Gewicht  $G_w$  die beabsichtigte Deffnung des Ventils  $e$  bewirken, und es hängt die frühere oder spätere Eröffnung wesentlich von der Geschwindigkeit ab, welche dem niedersinkenden Plunger  $P$  durch die Austrittsöffnung des Wassers zugelassen ist. Der Katarakt ist daher hier als ein auslösender wirksam; derselbe ist außerdem ein gehemmter, denn man ersieht aus der Figur, daß das Sinken des Katarakthebels  $h_k$  nicht früher erfolgen kann, als bis der Sperrhebel  $l_k$  niedergedrückt worden ist, wodurch der Ansatz desselben den Sperrzahn  $z_1$  des Hebels  $h_k$  frei giebt. Die Auslösung dieses Kataraktgesperres ist der Steuerstange  $S$  übertragen, welche beim Niedergange mit dem Knaggen  $k_k$  gegen den Hebel  $l_k$  trifft.

Man erkennt leicht, daß die beiden Gesperre sich von selbst wieder einrücken, sobald der aufwärts gehende Steuerbaum  $S$  die Wellen  $w$  und  $u$  in der dem Pfeile entsprechenden Richtung umdreht; die Gewichte  $G_1$  und  $G_2$  sind zu diesem Zwecke angeordnet.

Es ist nach dem Vorstehenden nicht schwer, die Einrichtung anzugeben, welche den Katarakt zu einem freigehenden und zu einem steuernden macht. Läßt man nach Fig. 648 (a. f. S.) die Hemmung  $l_k$  und  $z_1$  des Katarakthebels fort, so kann derselbe seine niedergehende Bewegung in demselben Augenblicke beginnen, in welchem der abwärtsgehende Steuerbaum

ihm den Knaggen  $k_p$  entzieht. Im Uebrigen ist die Wirkung dieses freien Kataraktes dieselbe wie vorher, d. h. es wirkt derselbe auslösend auf das Gesperre des Ventilhebels  $w_1$ . Der Unterschied besteht wesentlich nur darin, daß der freie Katarakt, Fig. 648, während der ganzen Niedergangszeit und der darauf folgenden Pause im Niedersinken begriffen ist, wogegen der gehemmte Katarakt, Fig. 647, nur während dieser Pause vor dem erfolgenden Aufgange in Thätigkeit kommt. Man wird

Fig. 648.

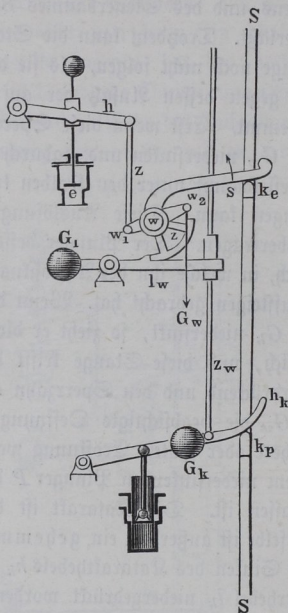
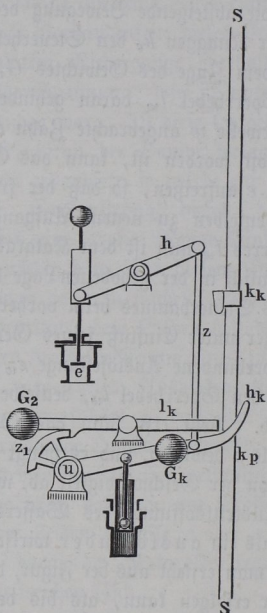


Fig. 649.



mit Rücksicht hierauf auch den freien Katarakt größer machen müssen als den gehemmten.

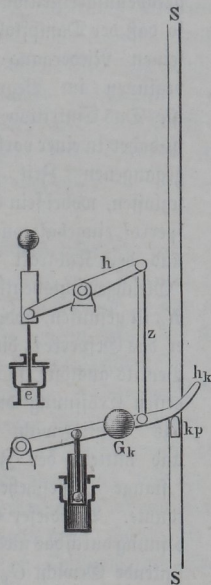
Läßt man andererseits die Hemmung des Ventilgewichtes weg, so entsteht unter Beibehaltung der Hemmung des Kataraktes die Anordnung der Fig. 649, welche einen gehemmten steuernden Katarakt vorstellt. Die letztere Bezeichnung rechtfertigt sich mit Rücksicht darauf, daß hier der niedersinkende Katarakthebel  $h_k$  direct das Ventil  $e$  für den Eintritt des Dampfes öffnet. Diese Eröffnung erfolgt daher nur so langsam, wie es der Senkung des Plungers entspricht; die Thätigkeit des Kataraktes ist wegen der vorhandenen Hemmung desselben auf die Zeit der Ruhepause beschränkt, die dem Aufgange vorhergeht, gerade so wie bei dem Katarakte der Fig. 647.



Läßt man endlich von dem zuerst besprochenen Katarakte beide Hemmungen fort, so entsteht die einfachste Form des freien steuernden Kataraktes nach Fig. 650, bei welcher der Hebel  $h_k$  unmittelbar nach seiner Erhebung durch den Steuerknaggen  $k_p$  wieder sinken kann und dabei direct auf die Eröffnung des Eintrittsventils wirkt.

Ein solches Getriebe wie der hier besprochene Katarakt ist nun bei jeder Wasserhaltungsmaschine in so vielen Ausführungen anzuordnen, als Ventile vorhanden sind, deren Bewegungen von einander verschieden und vor deren

Fig. 650.

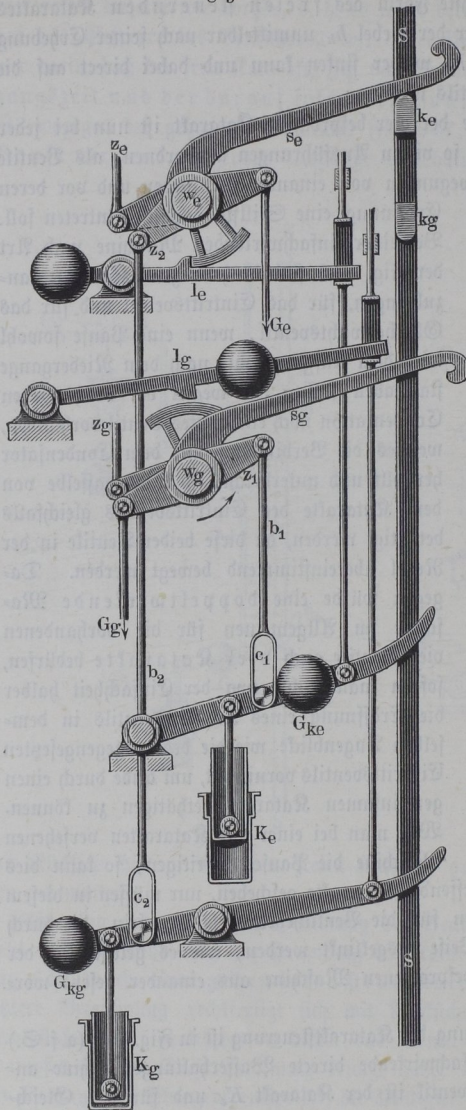


Eröffnung eine Stillstandspause eintreten soll. Bei einer einfachwirkenden Maschine nach Art der Fig. 646 sind deshalb zwei Katarakte anzubringen, für das Eintrittsventil und für das Gleichgewichtsventil, wenn eine Pause sowohl nach dem Aufgange wie nach dem Niedergange statthaben soll. Ist wegen der vorhandenen Condensation noch ein drittes Ventil vorhanden, welches die Verbindung mit dem Condensator herstellt und unterbricht, so kann dasselbe von dem Katarakte des Eintrittsventils gleichfalls bethätigt werden, da diese beiden Ventile in der Regel übereinstimmend bewegt werden. Dagegen würde eine doppelwirkende Maschine im Allgemeinen für die vorhandenen vier Ventile auch vier Katarakte bedürfen, sofern man nicht etwa der Einfachheit halber die Eröffnung eines Austrittsventils in demselben Augenblicke wie die des entgegengesetzten Eintrittsventils vornimmt, um beide durch einen gemeinsamen Katarakt bethätigen zu können. Will man bei einer mit Katarakten versehenen Maschine die Pausen beseitigen, so kann dies

durch Aushängung der betreffenden Katarakte geschehen, nur müssen in diesem Falle besondere Sperrklinken für die Ventilhebel vorhanden sein, die durch den Steuerbaum in der Weise ausgeklinkt werden, wie es gelegentlich der im vorigen Paragraphen besprochenen Maschine aus einander gesetzt worden ist.

Zur größern Verdeutlichung der Kataraktsteuerung ist in Fig. 651 (a. f. S.) das Schema für eine einfachwirkende directe Wasserhaltungsmaschine angegeben. Für das Einlaßventil ist der Katarakt  $K_e$  und für das Gleichgewichtsventil derjenige  $K_g$  angeordnet. Diese Katarakte sind gegen die zuvor besprochene Einrichtung in der Weise vereinfacht, daß jedes Ventilgewicht bei

Fig. 651.



seinem Niedersinken zugleich das Kataraktgewicht des andern Ventils aufzieht, was in folgender Weise erreicht wird. Die Steuerung ist in derjenigen Stellung gezeichnet, in welcher das

Gleichgewichtsventil gerade aufgerissen wurde, so daß der Dampfkolben seinen Niedergang zu beginnen im Begriffe ist. Das Eintrittsventil ist daher in einer vorhergegangenen Zeit geschlossen, wobei sein Gesperr  $l_e$  eingehaft wurde, und der Katarakt des

Gleichgewichtsventils  $K_g$  ist gesunken, wodurch er das Gesperr  $l_g$  dieses Ventils auslöste, so daß dessen Eröffnung durch das Ventilgewicht  $G_g$  und mittelst der Zug-

stange  $z_g$  geschehen könnte. Bei dieser Eröffnung durch das niedersinkende Gewicht  $G_g$  ist die Steuerwelle  $w_g$  im Sinne des Pfeiles gedreht worden, und ein auf dieser Welle angebrachter Hebel  $z_1$  hat mittelst der Zugstange  $b_1$  das Gewicht des Kataraktes  $K_e$  für das Eintrittsventil angehoben, so daß dasselbe nachher zur Wirkung bereit ist,



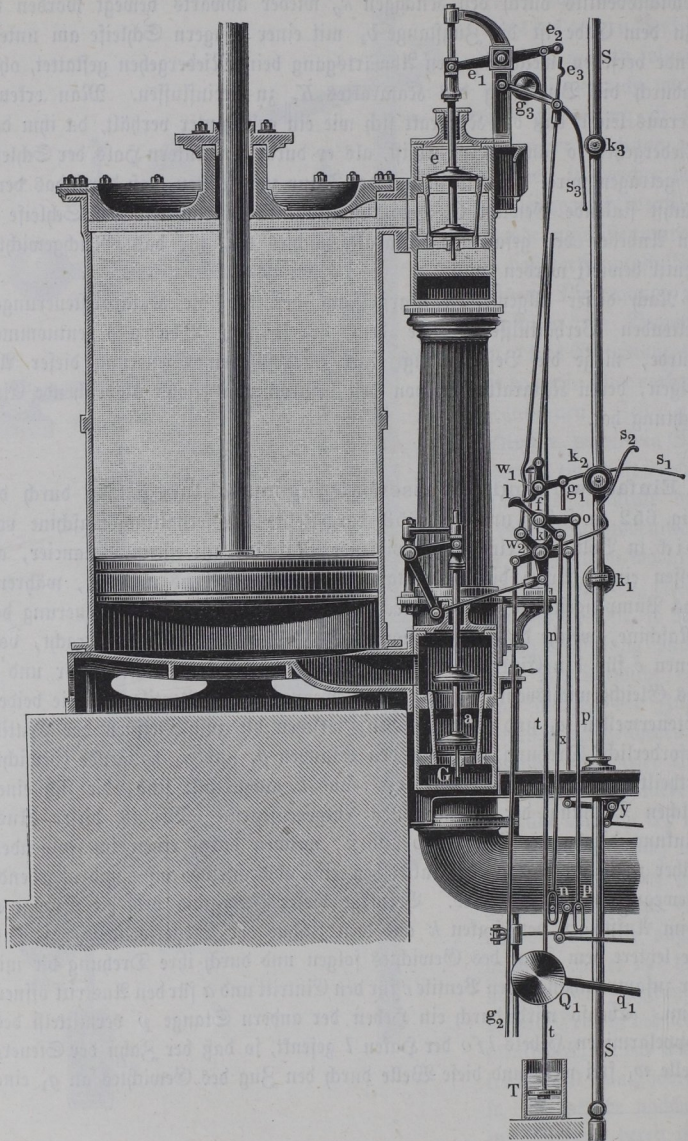
nachdem in der folgenden Niedergangsperiode der Steuerhebel  $s_g$  des Gleichgewichtsventils durch den Knaggen  $k_g$  wieder abwärts bewegt worden ist. Zu dem Ende ist die Zugstange  $b_1$  mit einer längern Schleife am untern Ende versehen, welche ihr den Abwärtsgang beim Niedergehen gestattet, ohne dadurch die Bewegung des Kataraktes  $K_e$  zu beeinflussen. Man erkennt hieraus leicht, daß der Katarakt sich wie ein gehemmter verhält, da ihm das Niedergehen so lange verwehrt ist, als er durch den untern Hals der Schleife  $c_1$  getragen wird. Ebenso ist aus der Figur zu erkennen, daß durch das demnächst sinkende Gewicht  $G_e$  des Eintrittsventils vermittelt der Schleife  $c_2$  ein Anheben des gefallenen Kataraktgewichtes  $G_{kg}$  für das Gleichgewichtsventil bewirkt werden muß.

Nach dieser allgemeinen Darstellung der für die Kataraktsteuerungen geltenden Verhältnisse, welche dem Werke von Blaha\*) entnommen wurde, möge die Beschreibung einer ausgeführten Steuerung dieser Art folgen, deren Katarakt eine von den besprochenen etwas abweichende Einrichtung hat.

**Einfachwirkende Wasserhaltungsmaschine.** Die durch die §. 305. Fig. 652 (a. f. S.) und Fig. 653 dargestellte Wasserhaltungsmaschine von Hick in Bolton ist eine einfachwirkende Maschine mit einem Balancier, an dessen einem Arme die Kolbenstange des Dampfkolbens angreift, während das Pumpengefänge an den andern Arm gehängt ist. Zur Steuerung der Maschine, welche durch Expansion wirkt, sind drei Ventile angebracht, von denen  $e$  für den Eintritt,  $a$  für den Austritt nach dem Condensator und  $g$  als Gleichgewichtsventil dient. Zur Bewegung dieser Ventile sind die beiden Steuerwellen  $w_1$  und  $w_2$  vorhanden, welchen die zum Oeffnen der Ventile erforderliche Drehung durch an den Stangen  $g_1$  und  $g_2$  hängende Gewichte ertheilt wird, sobald die Gesperre  $l$  und  $k$  ausgeklinkt sind, die sich einer solchen Drehung der Steuerwellen entgegensetzen. Behufs dieser Ausklinkung dienen die Stangen  $p$  und  $n$ , welchen durch einen im Folgenden näher zu besprechenden Kataraktkolben eine abwechselnd auf- und abgehende Bewegung mitgetheilt wird. Vermöge dieser Bewegung hebt die Stange  $n$  beim Aufsteigen den Haken  $k$  aus dem Zahne der Steuerwelle  $w_2$ , so daß die letztere dem Zuge des Gewichtes folgen und durch ihre Drehung die mit ihr zusammenhängenden Ventile  $e$  für den Eintritt und  $a$  für den Austritt öffnen kann. Ebenso wird durch ein Heben der andern Stange  $p$  vermittelt des doppelarmigen Hebels  $l$  der Haken  $l$  gesenkt, so daß der Zahn der Steuerwelle  $w_1$  frei wird und diese Welle durch den Zug des Gewichtes an  $g_1$  eine

\*) Die Steuerungen der Dampfmaschinen, von Emil Blaha. Berlin 1878.

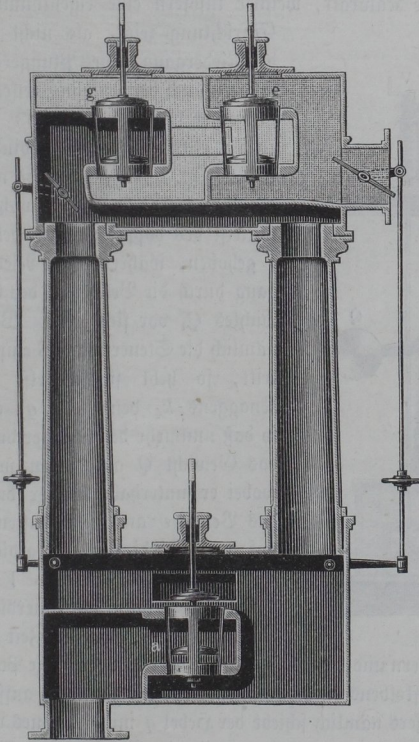
Fig. 652.





solche Drehung annehmen kann, wie sie zum Oeffnen des Gleichgewichtsventils  $g$  erforderlich ist. Das Schließen der Ventile dagegen geschieht bei dieser Maschine wie gewöhnlich durch den Steuerbaum  $S$ , welcher gleichzeitig mit dem Dampfkolben auf- und abgeht. Hierzu trägt dieser Steuerbaum die Knaggen  $k_1$  für den Hebel  $s_1$  der Steuerwelle  $w_1$  und  $k_2$  für den Hebel  $s_2$  der Steuerwelle  $w_2$ , und es ist ersichtlich, wie der aufgehende Knaggen  $k_1$  die Welle  $w_1$  so dreht, daß dadurch das Gleichgewichtsventil  $g$  geschlossen

Fig. 653.



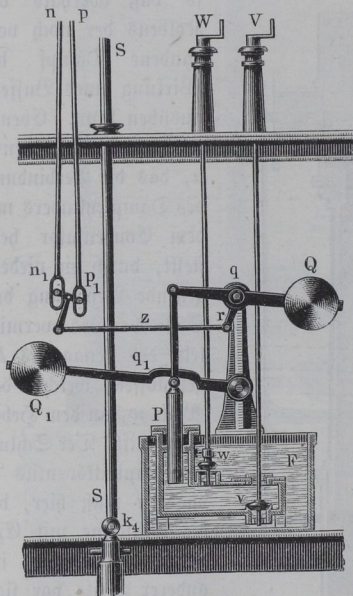
wird. Dies geschieht kurz vor Beendigung des Kolbenaufganges, so daß oberhalb des Kolbens der noch vorhandene Dampf die Wirkung eines Buffers ausüben kann. Ebenso wird das Austrittsventil  $a$ , das die Verbindung des Dampfzylinders mit dem Condensator herstellt, durch die niedergehende Bewegung des Steuerbaumes vermittelt des Knaggens  $k_2$  geschlossen, welcher die Welle  $w_2$  an dem Hebel  $s_2$  ergreift. Der Schluß des Eintrittsventils  $e$  dagegen muß hier, da die Maschine mit Expansion wirken soll, in anderer Weise vor sich gehen. Zu dem Zwecke eines frühern Schlusses dieses Ventils ist die Zugstange, welche den Ven-

tilshebel bethätigt, mit dem letztern bei  $e_2$  auslösbar durch ein hakenförmiges Auge  $e_3$  verbunden, so zwar, daß dieser Haken  $e_3$  sich aus dem Ventilhebel  $e_1 e_2$  aushängt, sobald der Knaggen  $k_3$  den durch ein Gegengewicht  $g_3$  ausbalancirten Arm  $s_3$  ergreift. Hierauf fällt das nicht mehr getragene Eintrittsventil  $e$  nieder und die Expansionswirkung beginnt. Es ist ohne Weiteres klar, daß man durch Verstellung des Knaggens  $k_3$  auf dem Steuerbaume den Füllungs-

grad beliebig verändern kann. Das Wiedereinrücken des Hakens  $e_3$  in den Zapfen des Ventilhebels  $e_1 e_2$  geschieht unter Einwirkung des Gewichtes  $g_3$  von selbst, sobald gegen Ende des Niederganges die Steuerwelle  $w_2$  durch den Knaggen  $k_2$  gedreht wird, wodurch nicht nur der Haken  $e_3$  gehoben wird, so daß er sich in den Zapfen des Ventilhebels  $e_1 e_2$  wieder einrastet, sondern auch die Erhebung des vorher gefallenen Gewichtes  $g_2$  veranlaßt wird.

Zur entsprechenden Bewegung der beiden Auslösestangen  $p$  und  $n$  dient der in Fig. 654 dargestellte Katarakt, welcher insofern eine eigenthümliche

Fig. 654.



Einrichtung zeigt, als nicht nur der Niedergang seines Plungers  $P$ , sondern auch der Aufgang desselben mit einer durch die Ventile  $v$  und  $w$  zu regulirenden Geschwindigkeit erfolgt. Zu dem Ende wird der Plunger durch das Gewicht  $Q$  mittelst des doppelarmigen Hebels  $q$  gehoben, während sein Niedergang durch die Belastung des Gewichtes  $Q_1$  vor sich geht. Wenn nämlich die Steuerstange  $S$  emportritt, so hebt sie mittelst des Knaggens  $k_4$  den Hebel  $q_1$  auf, so daß nunmehr der Plunger durch das Gewicht  $Q$  aufgezogen wird, wobei er unterhalb Wasser durch das Ventil  $v$  aus dem Kasten  $F$  ansaugt. Da die Eröffnung dieses Ventils durch die Schraube  $V$  regulirt werden kann, so ist hierdurch ein Mittel gegeben, die Zeit des

Plungeraufganges zu verändern und dadurch eine mehr oder minder lange Pause in der Bewegung des Dampfkolbens zu veranlassen. Bei der gedachten aufsteigenden Bewegung des Plungers nämlich schiebt der Hebel  $q$  mittelst seines verticalen Armes  $r$  die Schubstange  $z$  nach links, womit eine Erhebung der Auslösestange  $n$  verbunden ist, wie solche nach dem Vorstehenden erforderlich ist, um den Sperrhaken  $k$  in Fig. 652 auszuklinken und die Eröffnung des Eintrittsventils  $e$  zu veranlassen, nach welcher der Niedergang des Dampfkolbens beginnt. Hiermit ist auch ein Herabgehen der Steuerstange und des Knaggens  $k_4$  verbunden, in Folge wovon der Hebel  $q_1$  frei wird, dem Zuge des Gewichtes  $Q_1$  gemäß den Plunger wieder zum Sinken zu bringen. Bei diesem



Niedergehen des Plungers zieht der Hebelarm  $r$  die Stange  $z$  wieder nach rechts und erhebt die andere Auslösestange  $p$ , so daß hierdurch die Ausklinkung von  $l$  aus  $w_1$  bewirkt und die Eröffnung des Gleichgewichtsventils eingeleitet wird, welche den Aufgang des Dampfkolbens zur Folge hat. Da auch das Ventil  $w$  durch die Schraube  $W$  stellbar ist, und hierdurch die Geschwindigkeit des Sinkens von  $P$  geregelt werden kann, so geht hieraus die Möglichkeit hervor, die Pause zu reguliren, welche vor dem erfolgenden Aufgange des Dampfkolbens eintritt.

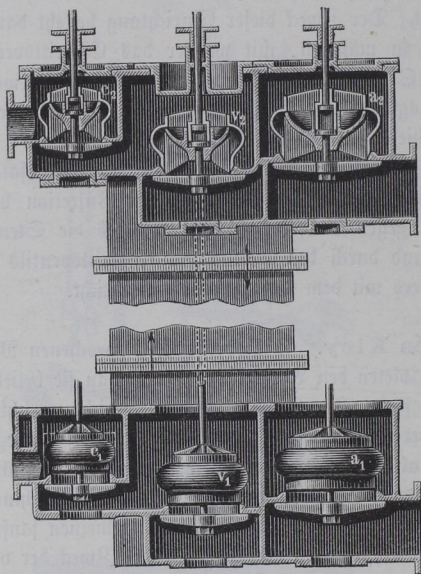
In der Figur 652 bemerkt man noch eine mit dem Hebel  $e_1 e_2$  des Eintrittsventiles  $e$  verbundene Stange  $t$ , welche unterhalb die in einen Cylinder hineintretende Scheibe  $T$  trägt. Der Zweck dieser Einrichtung besteht darin, die Geschwindigkeit möglichst zu mäßigen, mit welcher das Eintrittsventil beim Niedergehen auf seinen Sitz aufstößt. Ferner ist an der Steuerwelle  $w_2$  des Eintrittsventils eine Zugstange  $x$  angebracht, welche dem Zwecke dient, gleichzeitig mit dem Deffnen dieses Ventils durch den Winkelhebel  $y$  u. s. w. das Einspritzventil zu öffnen, welches dem Condensator das zur Condensation des Dampfes erforderliche Einspritzwasser zuführt. Diese Injection hört auf, wenn der Dampfkolben gegen Ende seines Niederganges die Steuerwelle  $w_2$  wieder zurückdreht und durch den Schluß des Austrittsventils die Verbindung des Dampfcyinders mit dem Condensator unterbricht.

**Kataraktsteuerung von Kley.** Die vorstehend besprochenen Maschinen mit Kataraktsteuerung bieten den Vortheil dar, daß man sie beliebig langsam arbeiten lassen kann, was mit rotirenden Maschinen nicht erreichbar ist, auch wenn man sehr schwere Schwungräder anordnen wollte. Dagegen ist die Betriebssicherheit der alternirenden Maschinen wegen des möglichen Durchschlagens derselben geringer, als diejenige von rotirenden Maschinen, deren Bewegung auch wegen der vorhandenen Kurbel im Allgemeinen sanfter ist. Die Vortheile der beiden Systeme zu vereinen, ist der Zweck der von Kley an seinen Wasserhaltungsmaschinen getroffenen Einrichtung, indem diese Maschinen die Einschaltung von Hubpausen gestatten, trotzdem sie mit einem Schwungrade versehen sind. Die allgemeine Einrichtung einer solchen Maschine ist in Thl. III, 2 angegeben, ohne daß daselbst die verwendete Steuerung einer nähern Besprechung unterworfen werden konnte, die daher an dieser Stelle ihren Platz finden soll. Als Unterlage für diese Besprechung hat die zugehörige Patentschrift P. N. 2345 benutzt werden können.

Die betreffende Maschine arbeitet mit einem Balancier, an dessen einem Arme das Pumpengefänge, an dessen andern Arme der Dampfcylander angreift, beziehungsweise die Dampfcylander, wenn die Maschine, wie hier vor-  
ausgesetzt werden soll, nach dem Woolf'schen Systeme ausgeführt ist. Das

freie Ende des Balanciers auf der Dampfcylinderseite ist zur Anbringung der Lenkerstange für die Bewegung der Schwungradwelle benutzt. Für die Steuerung der doppelwirkenden Maschine sind sechs Ventile erforderlich, von denen zwei als Einlaßorgane für den kleinen Cylinder dienen, zwei andere den Austritt des gebrauchten Dampfes aus dem großen Cylinder nach dem Condensator regeln und die beiden übrigen dazu gebraucht werden, den aus dem kleinen Cylinder austretenden Dampf auf die jeweilig entgegengesetzte Kolbenseite des großen Cylinders gelangen zu lassen. Von diesen sechs

Fig. 655.



Ventilen, von denen drei an jedem Ende des Cylinders angebracht sind, giebt die Fig. 655 eine schematische Darstellung. Die Ventile sind so zu steuern, daß bei einem Gange, z. B. beim Aufsteigen des Kolbens, das untere Eintrittsventil  $e_1$  des kleinen Cylinders und oberhalb die beiden Ventile  $a_2$  und  $v_2$  geöffnet sind, welche den Dampf von der obren Seite des großen Kolbens nach dem Condensator entlassen und die Verbindung herstellen zwischen dem obren Raume des kleinen und dem untern Raume des großen Cylinders. Von diesen Ventilen wird wegen der zu erzielen-

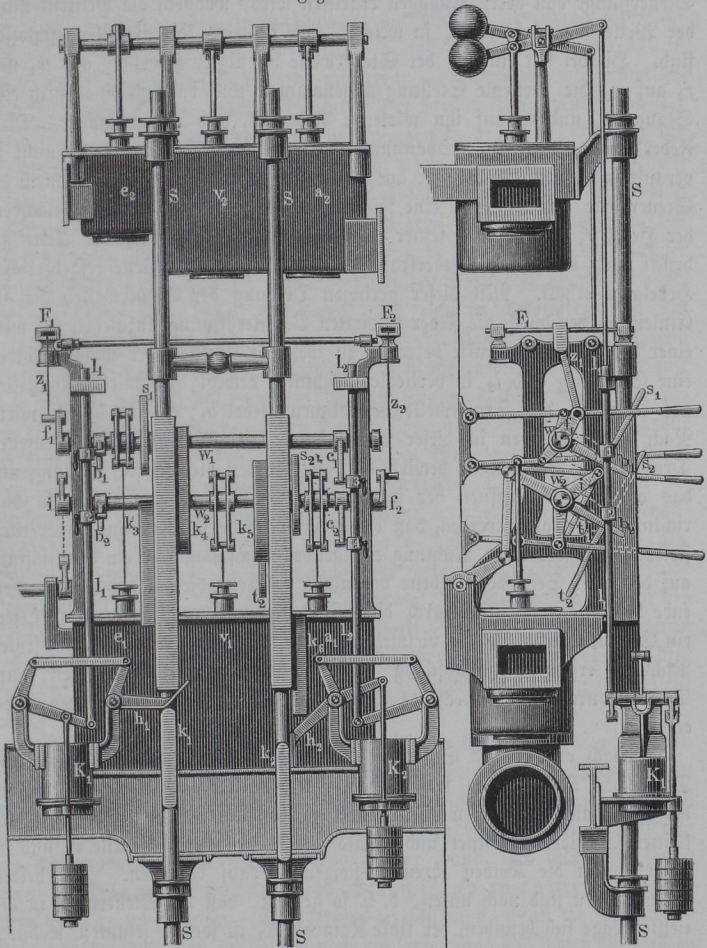
den Expansion zuerst das Eintrittsventil  $e_1$  geschlossen, während der Verschluß der beiden Ventile  $a_2$  und  $v_2$  erst gegen das Ende des Aufganges erfolgt. Zur Einleitung des Niederganges sind dann kurz hinter einander das untere Austrittsventil  $a_1$ , das untere Uebergangsventil  $v_1$  und das obere Eintrittsventil  $e_2$  zu eröffnen.

Zur Bewegung der Ventile sind zwei Steuerwellen  $w_1$  und  $w_2$ , Fig. 656, vorgesehen, von denen  $w_1$  die Eintrittsventile und  $w_2$  die Aus- und Uebergangsventile bethätigt. Da die Maschine mit Stillstandspausen am obren wie am untern Ende des Kolbenlaufes arbeiten soll, so sind hierfür die beiden mit  $K_1$  und  $K_2$  bezeichneten Katarakte angebracht. Die Bewegung der Steuerarme und der Katarakthebel erfolgt durch die Knaggen der doppelten



Steuerstange S, welche ihre auf- und niedergehende Bewegung von dem Balancier der Maschine mittelst eines Hülfbalanciers, also unabhängig von der Kurbelwelle empfängt.

Fig. 656.



Die Steuerwellen sind hier, abweichend von der gewöhnlichen Ausführung, so angeordnet, daß sie doppeltwirkend arbeiten, indem sie in ihrer mittlern Stellung die an ihnen hängenden Ventile geschlossen halten und je nach ihrem Ausschlagen von dieser Mittelstellung nach der einen oder andern

Seite die Eröffnung oben oder unten bewirken. Hierzu sind auf jeder Steuerwelle zwei Steuerhebel,  $s_1$  und  $t_1$  auf  $w_1$ , sowie  $s_2$  und  $t_2$  auf  $w_2$  angebracht, von denen der eine beim Aufgange und der andere beim Niedergange der Steuerstange von deren Knaggen ergriffen wird, wodurch die Mittelstellung der Welle veranlaßt wird, in welcher, wie bemerkt, die Ventile geschlossen sind. Hierbei hat ein auf der Steuerwelle befestigter Hebel  $f_1$  auf  $w_1$  und  $f_2$  auf  $w_2$  die verticale Stellung angenommen und dadurch eine durch eine Stange  $z_1$  und  $z_2$  auf ihn wirkende Feder  $F_1$  und  $F_2$  gespannt. Diese Feder vermag trotz ihrer Spannung eine Drehung der Steuerwelle nicht zu veranlassen, weil die von ihr ausgeübte Kraft in dieser Stellung durch die Steuerwelle hindurchgeht; eine solche Drehung wird erst möglich, nachdem der Hebel  $f_1$  oder  $f_2$  aus seiner verticalen Lage etwas nach der Seite gedrückt wird, wodurch die Federkraft den zur Drehung der Welle erforderlichen Hebelarm erhält. Mit dieser geringen Drehung der Steuerwelle, die als Einleitung der durch die Feder bewirkten Ventilöffnung anzusehen ist, wird einer der beiden Katarakte betraut, zu welchem Zwecke jeder Kataraktkolben eine Stange  $l_1$  und  $l_2$  in verticaler Richtung bewegt, die mit Anstoßstiften auf einen an der Steuerwelle befindlichen Hebel  $b_1, c_1$  und  $b_2, c_2$  wirkt. Nach einer geringen in dieser Weise durch den Katarakt hervorgerufenen Drehung der Steuerwelle bewirkt die Feder schnell die weitere Drehung und das vollständige Oeffnen der betreffenden Ventile. Hierzu muß die Einrichtung so getroffen werden, daß die Steuerwelle durch ihren aus der Mittelstellung nach der einen Richtung erfolgenden Ausschlag nur ein Ventilöffnen auf der einen Seite des Kolbens veranlaßt, während die am andern Cylinderende befindlichen Ventile durch diese Drehung nicht geöffnet werden dürfen, ein Eröffnen dieser Ventile vielmehr nur durch den nach der entgegengesetzten Richtung erfolgenden Ausschlag der Steuerwelle veranlaßt werden kann. Dies ist durch die entsprechende Stellung der die Ventile bewegenden Hebel erreicht.

Hiernach erfolgt das Spiel der Steuerung, wie nachstehend angegeben. Die beiden Dampfkolben seien in ihrer tiefsten Lage vorausgesetzt, wie in der Figur angenommen worden; dann ist das untere Eintrittsventil  $e_1$  des kleinen Cylinders geöffnet und ebenso stehen die oberen Ventile  $v_2$  und  $a_2$  offen, wenn die Kolben ihren aufsteigenden Lauf beginnen. Die beiden Steuerwellen sind nach unten, d. h. so gedreht, daß die Steuerhebel in der tiefsten Lage sich befinden, der linke Katarakt  $K_1$  ist soeben gesunken, wodurch die gedachten Ventile eröffnet wurden, der rechte Katarakt  $K_2$  dagegen ist in der vorhergegangenen Zeit des Niederganges durch den Knaggen  $k_2$  aufgezogen worden, wird jedoch vorläufig am Sinken dadurch gehindert, daß sein Hebel  $h_2$  sich gegen den langen Knaggen  $k_2$  legt. Beim Aufsteigen der Steuerstange wird nun zunächst das Eintrittsventil  $e_1$  dadurch geschlossen,



daß der Knaggen  $k_3$  gegen den Steuerhebel  $s_1$  tritt und die Welle  $w_1$  in ihre Mittelstellung dreht, womit eine Verticalstellung des Hebels  $f_1$  und die Spannung der Feder  $F_1$  verbunden ist. Durch die Versetzung des Knaggens  $k_3$  auf seiner Steuerstange hat man den Zeitpunkt des Abschließens von  $e_1$  und somit die Größe des Füllungsgrades natürlich in der Hand. Gleichzeitig ist der linke Katarakt  $K_1$  durch den aufsteigenden Knaggen  $k_1$  an seinem Hebel  $h_1$  aufgezogen worden, und zwar wird derselbe, wie ersichtlich, durch den Knaggen  $k_1$  selbst gehemmt. Bei dem weitem Aufsteigen der Steuerstange  $S$  trifft dieselbe mit dem Knaggen  $k_6$  gegen den Arm  $s_2$  der untern Steuerwelle  $w_2$ , und schließt durch deren Drehung in die Mittelstellung die beiden Ventile  $a_2$  und  $v_2$ , in Folge wovon die Maschine zum Stillstande kommt. Gegen Ende des Aufsteigens hat der Knaggen  $k_2$  den Hebel  $h_2$  des rechten Katarakts  $K_2$  frei gelassen, so daß nunmehr der Plunger desselben sinken kann, wodurch eine Erhebung der Stange  $l_2$  veranlaßt wird. Die Geschwindigkeit dieser Erhebung läßt sich in bekannter Art am Katarakte regeln, und damit ist auch die Dauer der Pause bestimmt, während welcher die Kolben in der obern Stellung in Ruhe verbleiben. Diese Pause wird nämlich dadurch unterbrochen, daß die Stange  $l_2$  beim Aufsteigen mit dem Anstoßstifte  $A$  zuerst gegen den Arm  $e_2$  der untern Welle  $w_2$  und darauf mit dem Stifte  $B$  gegen den Arm  $e_1$  der obern Welle  $w_1$  trifft und dadurch diese Wellen aus ihren Mittelstellungen herausbringt, wonach durch die Wirkung der Federn die Drehung der Wellen in angegebener Art vervollständigt und die Eröffnung der Ventile  $a_2$ ,  $v_2$  und  $e_2$  bewirkt wird. Die Kolben beginnen jetzt ihren Niedergang, für welchen ganz übereinstimmende Bemerkungen gelten. Die gehörige Zuführung des Einspritzwassers in den Condensator wird durch einen mit der untern Steuerwelle  $w_1$  verbundenen Hebel  $i$  bewirkt, so daß der Zufluß des Einspritzwassers immer mit dem Austritte des Dampfes aus dem großen Cylinder gleichzeitig hergestellt wird.

Die mit dieser Steuerung versehenen Maschinen können, den Eigenschaften der Kataraktsteuerung gemäß, beliebig langsam arbeiten. Das Vorhandensein der Schwungradwelle andererseits gestattet sehr schnellen Gang, ohne daß dadurch die Sicherheit des Betriebes gefährdet würde. Durch die Regulirung des Füllungsgrades hat man es hier in der Hand, die Maschine stets nach derselben Richtung, oder abwechselnd in entgegengesetztem Sinne umzudrehen. Das letztere erreicht man, wenn die Füllung so klein gewählt wird, daß die Kurbel noch vor Erreichung des todten Punktes in Ruhe kommt. Dies wurde schon in Thl. III, 2 angeführt, wie auch daselbst bemerkt worden ist, daß die Maschine im Falle eines Gestängbruchs am Durchgehen verhindert ist, indem die Kurbel alsdann, über den todten Punkt hinweg sich bewegend, den betreffenden Katarakt schon wieder aufzieht, noch ehe

derselbe zur Wirkung gelangen und neuen Dampfeintritt vermitteln konnte. Soll die Maschine ganz ohne Ruhepausen arbeiten, so können die Katarakte ausgehängt werden, wenn man die Wirkung der Anstoßstifte 1, 2 und 3, 4 durch diejenige von fest mit der Steuerstange verbundenen Knaggen ersetzt.

Für ein cylindrige Maschinen mit oder ohne Condensation wird diese Steuerung natürlich einfacher, indem hierfür nur vier Ventile, eine Steuerstange, eine Steuerwelle und ein Katarakt nöthig sind. Außer für Wasserhaltungen kann diese Steuerung auch an Wasserwerks- und Gebläsemaschinen, stehenden oder liegenden, Verwendung finden.

§. 307. **Condensation.** Es wurde schon in §. 276 angeführt, daß man die treibende Kraft des Dampfkolbens dadurch vergrößern kann und vielfach vergrößert, daß man den aus dem Dampfcylinder abgehenden Dampf nicht in die freie Atmosphäre entweichen läßt, sondern zu tropfbarem Wasser verdichtet. Diese Verdichtung oder Condensation muß stets, wenn der Zweck erreicht werden soll, in einem vollständig von der Atmosphäre abgeschlossenen Raume geschehen, welcher den Namen des Condensators führt. Es ist selbstredend, daß eine einfache Einleitung des abgehenden Dampfes in Wasser, wie es z. B. bei Schiffsmaschinen geschehen könnte, mit einer Verminderung des Gegendruckes nicht verbunden ist, daher auch nicht in dem hier geltenden Sinne eine Condensation genannt werden kann, auch wenn in der That der Dampf verdichtet wird. In diesem Sinne hat man daher die bei manchen Locomotiven gebräuchliche Einführung des Abdampfes in den Tender behufs Vorwärmung des Speisewassers nicht als eine Condensation anzusehen.

Die Verdichtung des Dampfes kann hauptsächlich in zweifacher Weise geschehen, je nachdem man den zu condensirenden Dampf in directe Berührung mit dem Kühlwasser bringt, das zu dem Behufe in den Condensator eingespritzt wird, Einspritzcondensatoren, oder den Dampf durch geschlossene Gefäße, meistens von Röhrenform, leitet, deren entgegengesetzte Wandung von dem Kühlwasser umgeben ist, Oberflächencondensatoren. Diese letztere Art der Condensation wird hauptsächlich für die Maschinen der Dampfschiffe gewählt, weil es vermöge derselben gelingt, den Kessel mit reinem, durch das Seewasser nicht verunreinigtem Wasser speisen zu können, wie in Thl. III, 2 näher angegeben ist. Für die stationären Maschinen jedoch pflegt man meistens Einspritzcondensatoren anzuordnen, da die Oberflächencondensatoren wegen der großen erforderlichen Flächen zu theuer werden. Da die zur Condensation nöthige Menge des Einspritzwassers immer eine erhebliche ist, wie die folgenden Untersuchungen zeigen werden, so ist überhaupt die Anwendung der Condensation an das Vorhandensein einer hinreichend großen Kühlwassermenge geknüpft, und der Mangel hieran ist in vielen Fällen der Grund, warum man von dem Vortheile der Condensation keinen Gebrauch macht.



Hierzu kommt außerdem die weniger einfache, daher theurere Bauart der Maschine, welche die Wartung erschwert und leichter zu Betriebsstörungen Veranlassung giebt.

Die Menge des Einspritzwassers, welche man für ein bestimmtes Dampfquantum nöthig hat, ist leicht nach den in §. 234 enthaltenen Angaben über die in dem Dampfe steckende Wärme festzustellen. Gesezt, es trete in einer gewissen Zeit eine bestimmte Menge Dampf von ebenfalls bestimmter Spannung in den Condensator über, deren Gewicht gleich  $D$  kg und deren Spannung gleich  $p$  Atm. sein möge, so ist die ganze in diesem Dampfe enthaltene Wärmemenge durch  $D\lambda$  ausgedrückt, unter  $\lambda$  die Gesamtwärme des Dampfes verstanden (§. 234). Es möge hierzu eine Wassermenge vom Gewichte gleich  $W$  kg und von der Temperatur  $t_0$  gebracht werden, so hat das entstehende Gemisch ein Gewicht gleich  $D + W$  kg und die Temperatur desselben bestimmt sich einfach dadurch, daß man die Wärme des Gemisches gleich der Summe der Wärmemengen seiner Bestandtheile setzt, indem man von den im Allgemeinen geringen Wärmeverlusten absieht, welche durch Leitung und Strahlung nach außen hin entstehen. Man kann bei dieser Ermittlung mit hinreichender Genauigkeit die specifische Wärme des Wassers constant gleich der Einheit annehmen, da nach (78) in §. 234 diese Größe für die geringen hier in Betracht kommenden Abweichungen der Temperatur von  $0^\circ$  C. nur unwesentlichen Aenderungen unterworfen ist. Danach bestimmt sich die Temperatur  $t$  des Gemisches durch

$$D\lambda + Wt_0 = (D + W)t \text{ zu } t = \frac{D\lambda + Wt_0}{D + W}.$$

Diese Temperatur ist natürlich um so geringer, je größer die Menge des Einspritzwassers  $W$  im Verhältnisse zu der des Dampfes gewählt wird. Beispielsweise ergibt sich für die 30fache Einspritzmenge und für  $t_0 = 15^\circ$ , sowie  $\lambda = 640$  W.-E. die Temperatur im Condensator nach der obigen Gleichung zu  $t = \frac{640 + 30 \cdot 15}{31} = 35,2^\circ$ , wogegen für eine im Condensator zu erzielende Temperatur von  $40^\circ$  die erforderliche Kühlwassermenge unter denselben Voraussetzungen aus

$$40 = \frac{D \cdot 640 + W \cdot 15}{D + W} \text{ zu } W = \frac{640 - 40}{40 - 15} D = 24 D$$

folgt.

In dem Condensator sind Dämpfe von einer der Temperatur daselbst entsprechenden Spannung vorhanden, welche Spannung aus der Tabelle in §. 233 jederzeit entnommen werden kann und welche z. B. für  $t = 40^\circ$  zu 0,072 Atm. sich ergibt. Wäre diese Spannung des Dampfes die ganze im Condensator überhaupt auftretende Pressung, so würde es vortheilhaft erscheinen, die Temperatur daselbst durch Einspritzung einer sehr großen

Wassermenge möglichst niedrig zu halten. Dieser Anwendung einer sehr großen Wassermenge stehen aber auch in dem Falle, wo eine solche vorhanden ist, verschiedene damit verbundene Nachtheile im Wege, welche eine beschränkte Abkühlung als die zweckmäßigste erscheinen lassen. Zunächst ist nicht außer Acht zu lassen, daß das eingeführte Wasser immer mehr oder minder mit atmosphärischer Luft gesättigt ist, welche im Condensator wegen der geringern dafelbst herrschenden Spannung frei wird, so daß durch diese Luft die Spannung im Condensator vergrößert wird. Um sich von dem Einflusse dieser von dem Wasser absorbirten Luft Rechenenschaft zu geben, hat man zu bemerken, daß nach den hierüber angestellten Versuchen 1 cbm Wasser ein bestimmtes Volumen Luft von derjenigen Spannung aufzunehmen im Stande ist, unter welcher das Wasser befindlich ist, und zwar ist dieses Volumen von derselben Größe für alle beliebigen Spannungen. Es geht hieraus hervor, daß Wasser, welches unter einer bestimmten Pressung, etwa wie hier unter der atmosphärischen, mit Luft gesättigt ist, in einem Raume von geringerer Spannung so viel von der verschluckten Luft entlassen muß, daß die zurückgehaltene Menge das gedachte Volumen bei der geringern Spannung hat. Es erklärt sich hieraus beispielsweise, warum die Luft aus den Druckwindkesseln der Pumpen allmählig verschwindet, in den Saugwindkesseln derselben dagegen sich ansammelt. Die Spannung, welche die solchergestalt aus dem Einspritzwasser frei werdende Luft im Condensator annimmt, bestimmt sich nun nach dem Volumenverhältnisse des von ihr vor und nach dem Freiwerden eingenommenen Raumes, sowie nach der Veränderung ihrer Temperatur beim Vorgange der Condensation, und diese der Luft eigenthümliche Spannung  $p_i$  zusammen mit der Spannung  $p_a$  des im Condensator vorhandenen Dampfes bestimmt die Spannung im Condensator  $p_c = p_a + p_i$ .

Die erwähnte Volumenvergrößerung der Luft im Condensator ist nicht von dem Rauminhalte des Letztern, sondern nur von den Abmessungen der zur steten Entleerung des Condensators dienenden Luft- und Warmwasserpumpe abhängig, wie sich aus folgender Betrachtung ergibt. Würde man dieser Pumpe nur solche Abmessungen geben, wie sie erforderlich sind, um gerade das in den Condensator gespritzte, sowie das aus dem Dampfe entstandene Wasser zu beseitigen, so würde eine Entfernung von Luft nicht möglich sein, und es müßte daher durch das stete Freiwerden neuer Luftmengen im Condensator nach kurzer Zeit eine Spannung der Luft sich eingestellt haben, welche der atmosphärischen gleich ist, weil erst von diesem Augenblicke an eine weitere Entwicklung von Luft aus dem Wasser aufhören würde. Dieser Zustand würde sich einstellen, wie groß auch der Condensator sein möchte. Soll die Spannung der im Condensator enthaltenen Luft aber kleiner sein, so ist dies nur dadurch zu erreichen, daß man stetig in dem Maße für eine Entfernung der Luft sorgt, in welchem das



Einspritzwasser neue Luft mitbringt. Es ist zu diesem Zwecke der Luft- und Warmwasserpumpe ein größerer Fassungsraum zu geben, als für die Beseitigung des Wassers allein nöthig sein würde, und man findet diese Regel bei allen Condensationseinrichtungen befolgt. Es ist ersichtlich, daß die Entfernung von Luft aus dem Condensator nur vermöge desjenigen Förderraumes der Pumpe geschehen kann, welcher nach Abzug des zu beseitigenden Wasservolumens von dem ganzen Inhalte der Pumpe noch verbleibt. Es ist auch deutlich, daß dieser überschießende Inhalt der Pumpe während des regelmäßigen Betriebes denjenigen Raum vorstellt, in welchen die während eines Spieles der Pumpe von dem Einspritzwasser mitgebrachte Luft sich ausdehnt. Für die Bestimmung der Spannkraft der Luft ist daher lediglich dieser gedachte Raum maßgebend, um welchen das Fördervolumen der Pumpe das Volumen des zu fördernden Wassers übertrifft. Es folgt hieraus, daß zur Erzeugung einer bestimmten im Condensator höchstens auftretenden Spannung nicht nur die Menge des Einspritzwassers, sondern auch die Größe der Luftpumpe eine nähere Bestimmung nöthig macht. Diese Bestimmung kann in der folgenden Weise geschehen.

Es werde angenommen, daß in einer bestimmten, beliebig groß anzunehmenden Zeit 1 kg Dampf von der Spannung  $p$  in dem Condensator mit der  $z$ -fachen Menge Wasser von  $t_0^{\circ}$  C. zusammengebracht werde, wodurch eine Temperatur  $t^{\circ}$  des Gemisches entsteht, die sich nach der oben angegebenen Formel berechnen läßt. Es möge  $p_a$  die dieser Temperatur entsprechende Spannung des Dampfes sein, und es sei ferner vorausgesetzt, daß jedes Kilogramm Wasser ein Volumen Luft gleich  $l$  Liter von atmosphärischer Spannung mitbringt. Da diese Luft durch die Condensation des Dampfes ihre Temperatur von  $t_0^{\circ}$  auf  $t^{\circ}$  erhöht, so entspricht ihr für diese letztere Temperatur und atmosphärische Spannung ein Volumen von  $l \frac{273 + t}{273 + t_0}$  Liter, so daß dieses Volumen für die ganze von  $z$  kg Wasser mitgeführte Luft  $z l \frac{273 + t}{273 + t_0}$  Liter beträgt. Ist nun  $L$  das von dem Kolben der Luftpumpe in der gedachten Zeit fördernd beschriebene Volumen, so wird, da das zu fördernde Einspritz- und Condensationswasser den Raum  $1 + z$  Liter für sich beansprucht, der übrige Theil  $L - (1 + z) = L_1$  zur Aufnahme der Luft vorhanden bleiben, so daß dieselbe einer Ausdehnung in dem Verhältnisse  $z l \frac{273 + t}{273 + t_0}$  zu  $L - (1 + z)$  ausgesetzt ist. Hiernach bestimmt sich mittelst des Mariotte'schen Gesetzes die Ermäßigung der Spannung von einer Atmosphäre auf den Betrag

$$p_1 = \frac{273 + t}{273 + t_0} \frac{z l}{L - (1 + z)}$$

Die gesammte im Condensator vorhandene Spannung berechnet sich daher zu

$$p_c = p_a + p_i = p_a + \frac{273 + t}{273 + t_0} \frac{z l}{L - (1 + z)}$$

Aus dieser Formel erkennt man zunächst, daß es für die möglichste Erniedrigung der Condensatorpression keineswegs vortheilhaft ist, die Einspritzmenge  $z$  übermäßig groß zu nehmen, wie dies der Fall sein müßte, wenn nur die Spannung des Dampfes in Betracht käme. Es wird vielmehr in jedem besondern Falle, d. h. bei dem Vorhandensein einer Luftpumpe von bestimmter Fassung  $L$  ein gewisses Einspritzquantum geben, welches die kleinste Condensatorpression verspricht. Es ist von vornherein klar, daß eine Vergrößerung der Einspritzmenge bis zu dem Betrage  $L$  gar keinen Raum zur Fortschaffung der Luft übrig lassen würde, so daß eine so bedeutende Einspritzmenge den beabsichtigten Zweck nicht würde erreichen lassen. Eine analytische Bestimmung derjenigen Einspritzmenge, welcher bei gegebenem Luftpumpeninhalte das beste Vacuum entspricht, würde nur durch die Einführung einer der Formeln geschehen können, welche die Spannung des Dampfes als Function der Temperatur geben; es soll diese unständliche Rechnung hier nicht durchgeführt werden, vielmehr sei es vorgezogen, an einem Beispiele den Einfluß der Einspritzmenge auf die Condensatorpression klar zu machen.

Zu diesem Behufe sei etwa die Aufgabe gestellt, diejenige Größe der Luftpumpe anzugeben, welche erfordert wird, wenn die Gesamtspannung im Condensator unter Annahme einer Einspritzmenge gleich dem 30fachen Dampfgewichte nicht größer als 0,1 Atm. werden soll. Für diese Einspritzmenge war schon oben die Temperatur des Gemisches zu 35,2<sup>o</sup> ermittelt, welcher eine Dampfspannung von 0,055 Atm. zugehört. Der Aufgabe gemäß muß daher die Spannung der Luft nicht größer als 0,1 — 0,055 = 0,045 Atm. werden. Man pflegt nun gewöhnlich anzunehmen, daß ein beliebiges Quantum Wasser bis zu  $\frac{1}{14}$  seines Volumens atmosphärische Luft

enthalte. Dieser Werth  $l = \frac{1}{14}$  soll auch hier zu Grunde gelegt werden,

denn wenn auch nach Bunsen der Absorptionscoefficient des Wassers für atmosphärische Luft beträchtlich geringer, nämlich nur 0,025 ist, so hat doch dieser Coefficient für Kohlensäure den hohen Werth von 1,797, so daß die Annahme  $l = \frac{1}{14} = 0,071$  mit Rücksicht auf den Kohlensäuregehalt der atmosphärischen Luft berechtigt erscheint.

Unter diesen Annahmen ermittelt sich nach der oben aufgestellten Formel die Größe  $L$  des vom Pumpenkolben für je 1 kg Dampf fördernd zu beschreibenden Volumens aus



$$0,045 = \frac{273 + 35,2}{273 + 15} \frac{30 \cdot 0,071}{L - 31} \text{ zu } L = 31 + \frac{308,2}{288} \frac{2,13}{0,045}$$

$$= 81,7 \text{ Liter,}$$

so daß also unter diesen Verhältnissen der Förderraum der Luft- und Warmwasserpumpe den Raum des zu beseitigenden Wassers im Verhältnisse  $\frac{81,7}{31} = 2,64$  übertrifft. Gesezt, man würde für dieselbe Pumpe das Einspritzwasser in der doppelten Menge, also  $z = 60$  kg für jedes Kilogramm Dampf zuführen, so würde man dabei eine Temperatur von

$$t = \frac{640 + 60 \cdot 15}{61} = 25,2^{\circ}$$

und dem entsprechend eine Dampfspannung von nur  $p_a = 0,031$  Atm. erhalten. Dagegen aber ergäbe sich die Spannung der Luft zu

$$p_i = \frac{273 + 25,2}{273 + 15} \frac{60 \cdot 0,071}{81,7 - 61} = 0,213 \text{ Atm.,}$$

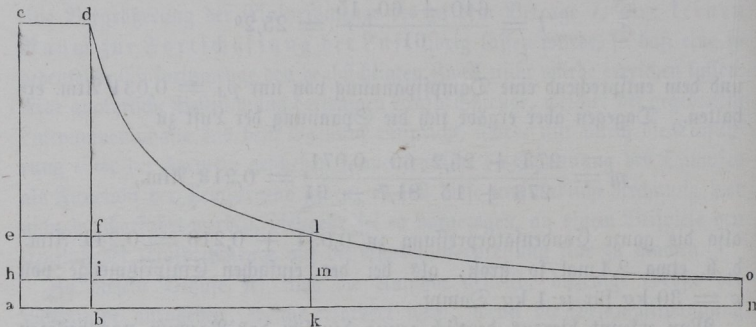
also die ganze Condensatorpressung zu  $0,031 + 0,213 = 0,244$  Atm., d. h. etwa 2,4 mal so groß, als bei der einfachen Einspritzmenge von  $z = 30$  kg für je 1 kg Dampf.

Man erkennt hieraus deutlich genug den für das Vacuum nachtheiligen Einfluß einer zu weit gehenden Abkühlung des Dampfes durch eine übermäßig große Menge des Einspritzwassers, und es erscheint daher zweckmäßig, bei geringer Arbeit der Dampfmaschine, bei welcher nur entsprechend wenig Dampf zu condensiren ist, nicht das ganze Wasserquantum einzuspritzen, welches die Kaltwasserpumpe beschafft, und welches natürlich für die größte Belastung der Maschine bemessen werden muß. Es giebt außerdem noch einen andern Grund, welcher die möglichste Beschränkung der Einspritzmenge zweckmäßig erscheinen läßt, und von welchem bei der Besprechung der Luftpumpe die Rede sein wird. Daß die hier in Bezug des Verhaltens der Luft gemachten Bemerkungen für die Oberflächencondensatoren keine Gültigkeit haben können, ist ohne Weiteres klar.

Der Gewinn an mechanischer Arbeit, welcher überhaupt durch die Condensation erzielt wird, folgt aus zwei Ursachen. Derselbe entsteht nicht allein aus der Verminderung des schädlichen Gegendruckes auf den Dampfstoßen, sondern auch daraus, daß wegen dieser Verminderung der Dampf im Cylinder einer weiter gehenden Expansion unterworfen werden kann. Man gewinnt hiervon am einfachsten ein richtiges Urtheil durch Betrachtung der Fig. 657 (a. f. S.). Denkt man sich ein bestimmtes Dampfquantum, etwa 1 kg von einer Spannung  $p$ , die in der Figur durch die Ordinate  $ac$  dar-

gestellt sein soll, und es möge das Volumen dieses Dampfes im gesättigten Zustande durch die Abscisse  $ab$  ausgedrückt sein. Das Rechteck  $abcd$  stellt dann diejenige Arbeit vor, welche diese Dampfmenge leisten könnte, wenn sie in einem Cylinder den Kolben vor sich herschiebt, ohne daß eine Expansion stattfindet. Bedeutet  $p_0$  den atmosphärischen Gegendruck  $ae$ , so ist die nutzbar zu machende Arbeit durch das Rechteck  $efdc$  dargestellt, wenn von allen Nebenhindernissen hier wie in dem Folgenden abgesehen wird. Würde man den gebrauchten Dampf condensiren und dadurch den Gegendruck auf den kleinern Betrag  $ah$  herabziehen, so wäre damit offenbar ein Gewinn an

Fig. 657.



Arbeit erzielt, der durch das Rechteck  $hife$  sich darstellt. Gesetzt nun, man ließe den Dampf durch Expansion wirken, so würde bei Vorhandensein des atmosphärischen Gegendruckes eine nützliche Expansion nur so weit einzurichten sein, bis die Spannung des Dampfes von dem Werthe  $ac$  auf denjenigen  $ae = kl$  herabgesunken ist. Die durch diese Expansion gewonnene Arbeit ist ohne Condensation durch das Dreieck  $fld$  dargestellt. Würde man auch jetzt condensiren, so erhielte man dadurch einen Gewinn, der sich durch das Rechteck  $hmle$  ausdrückt, der also um die durch das Stück  $imlf$  gemessene Arbeit größer ausfällt, als in dem zuerst betrachteten Falle einer Wirkung ohne Expansion. Es ist nun aber ersichtlich, daß man in diesem letztern Falle wegen des geringern Gegendruckes  $ah = km$  die Expansion noch weiter treiben kann als vorher, theoretisch nämlich so weit, bis die Dampfspannung auf den Betrag  $ah = no$  dieses verringerten Gegendruckes herabgesunken ist. Hierdurch würde sich ein weiterer Gewinn an Expansionsarbeit erzielen lassen, der durch  $lmo$  dargestellt ist.

Vergleicht man daher die beiden Wirkungen mit einander, welche sich ergeben, wenn jedesmal der Dampf so weit als möglich expandirt wird, das eine Mal mit und das andere Mal ohne Condensation, welchen beiden Fällen in der Figur die durch die Flächen  $hcdlo$  und  $ecd$  ausgedrückten



Arbeiten entsprechen, so erkennt man, daß der ganze durch die Condensation erzielbare Gewinn an Arbeit aus zwei Theilen besteht. Der durch *helm* dargestellte Theil entsteht aus der Verkleinerung des Gegendrucks, während die Fläche *lmo* den zweiten Theil mißt, welcher aus der Möglichkeit sich ergibt, die Expansion weiter treiben zu können. Es entspricht dies den allgemeinen Regeln der mechanischen Wärmetheorie, §. 223, wonach die aus einer bestimmten Wärmemenge nutzbar zu machende Arbeit um so größer ausfällt, je weiter die Temperaturenmäßigung vorgenommen werden kann. Aus dieser Darstellung erkennt man zugleich, daß der Gewinn durch die Condensation um so beträchtlicher ausfällt, je kleiner die Spannung des in den Condensator tretenden Dampfes, d. h. je größer das spezifische Volumen dieses Dampfes ist. Hieraus folgt, daß der durch die Condensation erzielbare Gewinn weniger bedeutend ist bei Hochdruckdampfmaschinen mit hoher Füllung, als bei Maschinen mit weitgehender Expansion.

Das in den Condensatoren erzielte Vacuum mißt man durch die sogenannten Vacuummeter, das sind Instrumente, welche wesentlich mit den in §. 16 besprochenen Manometern übereinstimmen. Bei einer gut eingerichteten Condensation wird man etwa die Erniedrigung der Pressung bis auf 0,1 Atm. erreichen.

**Luft- und Warmwasserpumpe.** Der Zweck dieser Pumpe ist aus §. 308. dem Vorhergegangenen ersichtlich und darin bestehend, den Condensator stetig von dem Wasser und der Luft leer zu halten. Die zu diesem Zwecke erforderliche Größe dieser Pumpe wurde ebenfalls schon besprochen, und es mag hier nur angeführt werden, daß unter der im vorigen Paragraphen berechneten Größe *L* nur dasjenige Volumen verstanden werden darf, welches in der That fördernd zur Wirkung kommt, also bei einer einfachwirkenden Pumpe nur die Hälfte des Volumens, das vom Kolben in der Zeit durchlaufen wird, in welcher die betrachtete Dampfmenge in den Condensator tritt. Die für die Condensation von Dampfmaschinen zur Anwendung kommenden Pumpen sind ebensowohl einfachwirkende wie doppelwirkende, sowohl liegend wie stehend angeordnete. Wie man sie aber auch ausführen möge, immer ist darauf zu achten, daß die Saughöhe derselben so klein als möglich sei, denn da die Spannung im Condensator, welche doch allein die Ueberwindung einer Saughöhe ermöglichen kann, thunlichst klein zu machen ist, so ergibt sich obige Regel ganz von selbst. Es wird, wenn irgend möglich, aus diesem Grunde dahin zu trachten sein, daß die Luftpumpe so tief gelegt werden kann, um ihr das Wasser von selbst aus dem darüber liegenden Condensator zufließen zu lassen. Aus diesem Grunde scheinen auch die liegenden Pumpen vorzüglicher als die stehenden, bei denen, wenigstens, wenn sie nicht tief genug gesetzt werden können, eine größere Saughöhe aufzutreten pflegt.

Was die von der Pumpe zu leistende Arbeit oder die zu ihrem Betriebe erforderliche mechanische Leistung anbetrifft, so bestimmt sich dieselbe dadurch, daß die Menge des Einspritz- und Condensationswassers aus dem Condensator an die freie Atmosphäre befördert werden muß. Diese Wirkung ist gleichbedeutend mit dem Erheben dieser Wassermenge auf eine Höhe, welche dem Ueberschusse der Wasserbarometerhöhe  $b = 10,336$  m über die Wassersäulenhöhe gleich ist, die der Pressung im Condensator  $p_c$  zukommt. Daß nach dem Vorhergegangenen die Abmessungen der Luftpumpe wesentlich größere sind als dieser Fördermenge entspricht, ist, abgesehen von den damit verbundenen größeren Reibungswiderständen, für den Kraftbedarf der Luftpumpe ohne Belang, da der Kolben zwar bei dem Absaugen der Luft den auf seine äußere Fläche drückenden atmosphärischen Druck überwinden muß, andererseits aber beim Kolbenrückgange von der Atmosphäre eine gleiche Arbeit wieder nutzbar gemacht wird. Je größer daher die Einspritzmenge gewählt wird, desto größer fällt auch die zum Heraus schaffen dieses Wassers aus dem Condensator erforderliche Arbeit aus, weswegen es auch aus diesem Grunde gerathen erscheint, die Einspritzmenge nicht unnötig groß zu nehmen. Es läßt sich übrigens durch eine einfache Rechnung leicht finden, daß der zu dieser Wirkung erforderliche Arbeitsbetrag im Allgemeinen nur verhältnißmäßig klein ausfällt.

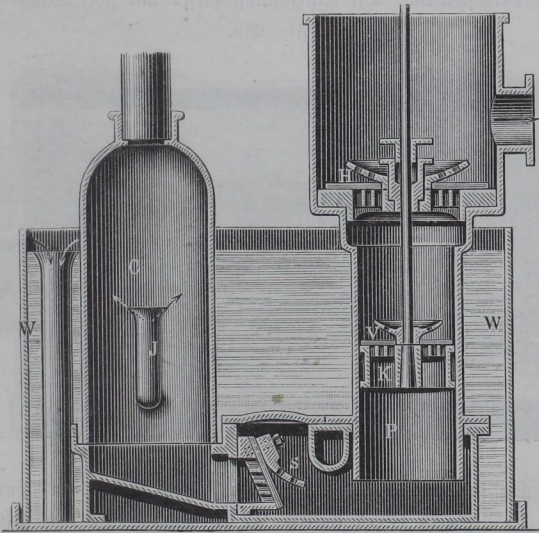
Wenn das zur Einspritzung gelangende Kühlwasser durch eine besondere Pumpe, die Kaltwasserpumpe, aus einer gewissen Tiefe gehoben werden muß, so hat man natürlich auch den zu dieser Hebung aufzuwendenden Arbeitsbetrag als einen durch die Condensation veranlaßten in Rechnung zu bringen. Man hat in solchen Fällen, wo die Tiefe des Wasserspiegels, aus welcher das Kühlwasser gehoben werden muß, die Wasserbarometerhöhe  $b = 10,336$  m nicht erreicht, die Kaltwasserpumpe auch gänzlich beseitigt, indem man das in dem Condensator vorhandene Vacuum dazu benutzt, das erforderliche Wasser anzusaugen. Ebenso kann man die Entfernung des Wassers aus dem Condensator auch dadurch erzielen, daß man durch eine an dem Condensator hängende Wassersäule von der Wasserbarometerhöhe  $b$  dieses Wasser abzieht. Bei einer solchen Anordnung, welche natürlich das Vorhandensein eines hinreichend tief gelegenen Abflusses voraussetzt, kann man indeß die Pumpe zur Entfernung der Luft nicht entbehren. Auch die Wirkung des Injectors hat man in neuerer Zeit zur Entleerung des Condensators oder zur Absaugung des Dampfes benutzt.

Bei den Oberflächencondensatoren hat man nur das aus dem Dampfe sich bildende Condensationswasser abzusaugen, welches Wasser, wie schon bemerkt, durch die Pumpe wieder dem Kessel zuge drückt wird. Auch bei den Einspritzcondensatoren pflegt man das Kesselspeisewasser dem von der Kaltwasserpumpe abgehenden zu entnehmen.



Die Einrichtung einer einfachwirkenden stehenden Luftpumpe, wie sie vielfach gefunden wird, ist durch Fig. 658 verdeutlicht. Der Pumpencylinder *P* steht hierbei ebenso wie der Condensator *C* in dem Wasserbehälter *W*, der Cysterne, aus welcher dem Condensator das Einspritzwasser durch das Rohr *J* Zutritt. Der mit einem Gummi-ventile *V* versehene Kolben *K* empfängt seine Bewegung bei Balanciermaschinen von dem Balancier direct, während bei liegenden Maschinen seine Bewegung entweder von dem Kreuzkopfe unter Einschaltung eines Hilfsbalanciers oder von der Kurbelwelle abgeleitet wird. Außer dem Saugventile *S* zwischen dem Kolben *K* und dem Condensator *C*

Fig. 658.

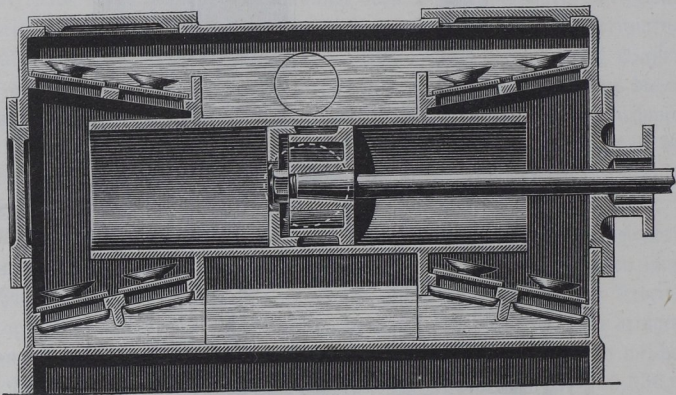


ist noch ein drittes Ventil *H* oberhalb des Kolbens angebracht, und zwar aus folgendem Grunde: Wenn der Kolben in seiner höchsten Stellung umkehrt, so schließt sich außer dem Saugventile *S* auch dieses Subventil *H* durch das Gewicht des darüber befindlichen Wassers und den Druck der Atmosphäre. Das Kolbenventil *V* wird sich dann aber erst öffnen können, sobald der Druck der Luft unterhalb desselben den über ihm herrschenden Druck übersteigt. Es stellt sich daher unter dem Kolben zunächst eine Compression und oberhalb desselben eine Luftleere ein, wodurch ein baldiges Öffnen des Kolbenventils erfolgt, während beim Nichtvorhandensein des obern Subventils die Compression unter dem Kolben viel größer ausfallen müßte. Das Saugventil *S* kann zwar entbehrt werden, und man findet dasselbe in

der That zuweilen weggelassen, doch empfiehlt sich diese Vereinfachung deswegen nicht, weil bei dieser Anordnung die unter dem Kolben bei seinem Niedergange stattfindende Compression in den Condensator hinein sich erstreckt, wodurch für den Dampfkolben unnöthiger Weise ein vermehrter Gegen-  
druck entsteht. Die Einspritzung des Wassers in den Condensator geschieht in der Regel durch eine Rohrbrause oder durch eine kegelförmige Mündung des Einspritzrohres, um dem Wasser eine thunlichst große Oberfläche zu geben.

Horizontale Luftpumpen, wie sie meistens bei liegenden Maschinen zur Verwendung kommen, sind in der Regel doppelwirkend nach Art der in Fig. 659 dargestellten. Die Einrichtung dieser mit zwei Saug- und zwei

Fig. 659.



Druckventilen ausgestatteten Pumpe bedarf nach dem über Pumpen in Thl. III, 2 Gesagten keiner weitem Erläuterung. Zuweilen geschieht die Bewegung dieser Pumpe direct durch Verkuppelung ihrer Kolbenstange mit der des Dampfcylinders, indem die Pumpe in die Verlängerung des Dampfcylinders gelegt wird, eine Anordnung, welche indeß eine große Länge der ganzen Maschine im Gefolge hat, abgesehen davon, daß hierbei die Kolbengeschwindigkeit der Pumpe denselben großen Werth annimmt, wie die des Dampfkolbens. Man wählt daher häufiger die indirecte Bewegung der Pumpe mit Hilfe eines Hilfsbalanciers von dem Kreuzkopfe der Dampfmaschine aus.

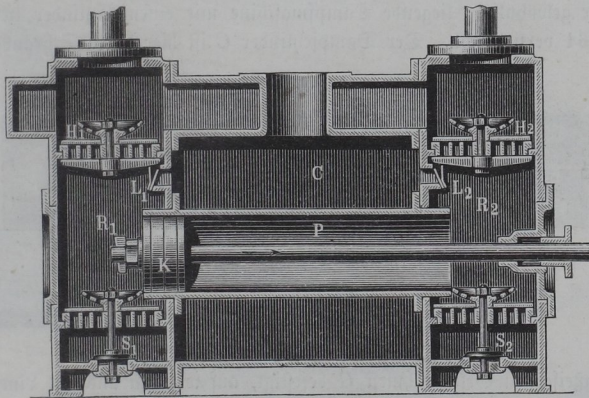
Eine zweckmäßige Einrichtung zeigt die von Horn angegebene, durch Fig. 660 versinnlichte Luftpumpe, bei welcher außer den Saugventilen S für das Wasser noch die kleinen Luftventile L angeordnet sind. In Folge dieser Einrichtung wird bei dem Beginne der Kolbenbewegung im Sinne



des Pfeils das Ventil  $L_1$  sich öffnen, sobald das Wasser in dem Raume  $R_1$  unter dieses Ventil herabgesunken ist, und es tritt die Luft aus dem Condensatorraume  $C$  in denjenigen  $R_1$  über. Das Wasser fließt daher wegen des gleichen Druckes in  $C$  und  $R_1$  einfach nach dem Gesetze der communicirenden Röhren durch das Ventil  $S_1$  in den Raum  $R_1$ , von wo es nachher durch den Kolben durch das Steig Ventil  $H_1$  hinausgedrückt wird. Eine Saugwirkung findet daher hier gar nicht statt, so daß auf ein sehr gutes Vacuum gerechnet werden darf.

In Betreff der Verhältnisse, welche man den Theilen der Condensations-einrichtung für gewöhnlich zu geben pflegt, kann bemerkt werden, daß man

Fig. 660.



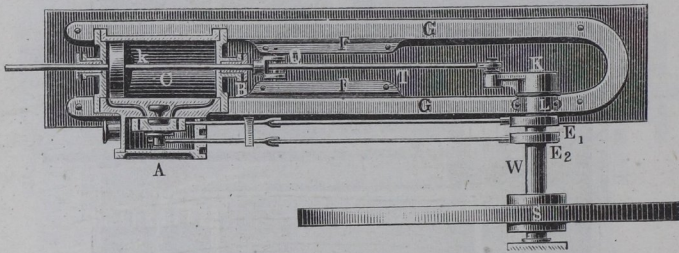
meist das 20- bis 30fache Gewicht des zu condensirenden Dampfes als das des Einspritzwassers annimmt, wonach die Größenverhältnisse der Kaltwasserpumpe zu bestimmen sind. Das Volumen des Condensators machte Watt zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{4}$  von dem des Dampfcylinders, auch findet man die Regel, dasselbe etwa gleich dem einfachen bis doppelten Volumen der Luftpumpe zu machen. Einen directen Einfluß auf die Größe des Condensatordruckes hat das Volumen des Condensators, wie oben gezeigt wurde, nicht; eine nicht zu geringe Größe ist nur wünschenswerth, um die Schwankungen dieses Druckes möglichst zu vermindern. Wonach die Größe der Luftpumpe zu bestimmen ist, wurde im Vorstehenden angegeben.

Zur Bestimmung der Größe von Oberflächencondensatoren pflegt man die Regel zu geben, daß für jede indicirte Pferdekraft (s. w. unten) eine Kühlfläche von 0,2 bis 0,22 qm anzuordnen ist.

§. 309. **Liegende Dampfmaschinen.** Es mögen nunmehr die hauptsächlich zur Verwendung kommenden Dampfmaschinenanordnungen einer nähern Besprechung unterzogen werden. Die Maschinen mit directer Bewegungsübertragung unterscheidet man nach dem in §. 279 Gesagten in liegende und stehende, von welchen die ersteren wegen der Einfachheit ihrer Ausführung in neuerer Zeit die größte Verbreitung erlangt haben. Es wurde bereits an der angezeigten Stelle angegeben, daß diese Maschinen an gewissen Uebelständen leiden, von denen der hauptsächlichste die ungünstige Beanspruchung des Kurbellagers durch die horizontalen Kräfte sein dürfte. Trotzdem sind diese Maschinen, wie bemerkt, neuerdings sehr beliebt geworden und finden in allen Fällen Anwendung, wo nicht besondere Umstände die Wahl einer andern Anordnung gebieten oder wünschenswerth erscheinen lassen.

Eine gewöhnliche liegende Dampfmaschine mit einem Cylinder ist durch Fig. 661 versinnlicht. Der Dampfeylinder *C* ist hier durch Schrauben auf

Fig. 661.

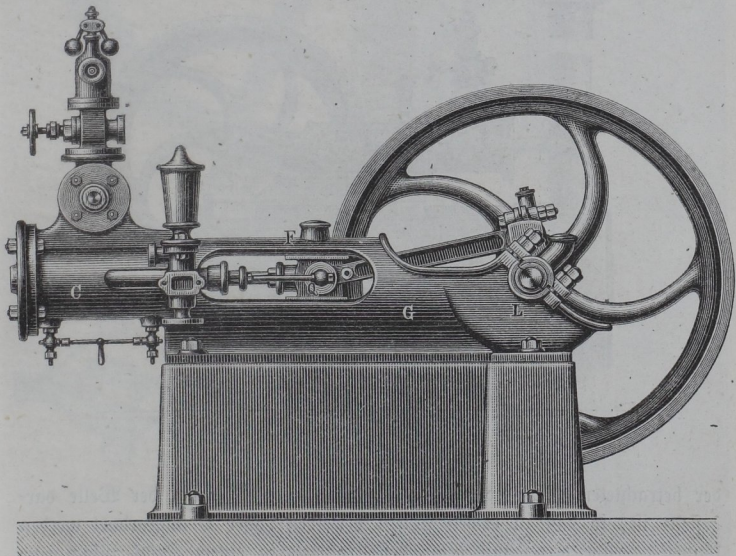


dem gußeisernen Gestellrahmen *G* befestigt, auf welchem auch die Lineale *F* angebracht sind, die zur Geradsührung des Kreuzkopfes *Q* dienen. Ebenso nimmt der Rahmen das Lager *L* für die Schwungradwelle *W* auf, die an ihrem freien Ende mit der Kurbel *K* versehen ist, an welcher die Lenkerstange *T* angreift. Das zweite Lager der Schwungradwelle ist unmittelbar neben dem Schwungrade *S* direct auf das Fundamentmauerwerk gesetzt, mit welchem auch der Gestellrahmen *G* durch eine Anzahl hinreichend starker Unterschrauben fest verbunden ist. Die Anordnung des Schieberkastens *A* sowie die Bewegung des Vertheilungsschiebers und des Expansionschiebers durch die beiden Excenter *E*<sub>1</sub> und *E*<sub>2</sub> der Kurbelwelle erkennt man aus der Figur. Bei der so erläuterten Anordnung werden die in der Maschine selbst auftretenden inneren Kräfte, z. B. die Pressungen des Kreuzkopfes gegen die Führungsliniale und der Dampfdruck gegen die Cylinderdeckel durch den Gestellrahmen direct aufgenommen, so daß das Fundament nur die Gewichte der Maschinentheile zu tragen hat. Die Kolbenstange *k* führt man bei kleineren Maschinen bis etwa zu 0,5 m Cylinderdurchmesser nur



auf der einen Seite aus dem Cylinder durch eine Stopfbüchse *B* heraus, während man bei größeren Durchmessern diese Stange auch durch den hintern Deckel des Cylinders hindurchführt, um auf diese Weise den Kolben besser zu tragen und ein Ovalschleifen des Cylinders in Folge des Kolbengewichtes nach Möglichkeit zu umgehen. Bei Condensationsmaschinen kann dieses hintere Ende der Kolbenstange dann gleichzeitig zur Bewegung der Luftpumpe benutzt werden. Da an den Gleitflächen des Kreuzkopfes erhebliche Reibungen auftreten, so ist es in jedem Falle anzustreben, diese Führungsliniale so dicht als möglich an die Aze des Dampfzylinders heranzurücken, um den Hebelarm für das Moment dieser Reibungen thunlichst klein zu

Fig. 662.

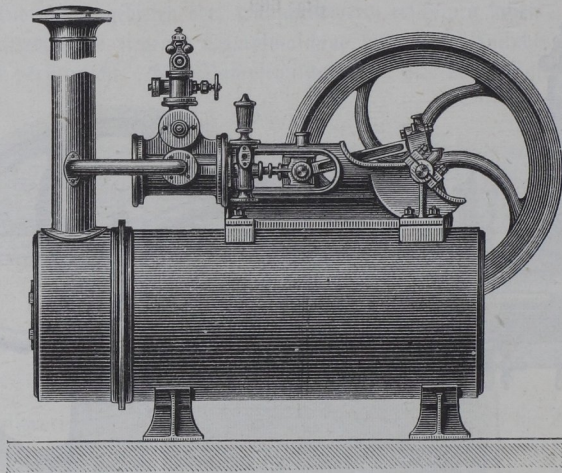


erhalten. Aus diesem Grunde werden auch häufig die Führungsliniale ober- und unterhalb der Kolbenstange angebracht, in welchem Falle zwischen denselben natürlich eine genügende freie Höhe für den Ausschlag der Lenkerstange vorhanden sein muß. In Betreff der Form des Gestelles sind mehrere Anordnungen zu bemerken.

Bei der Maschine in Fig. 662 ist der Cylinder *C* mit seinem vordern Flansch gegen das Gestell *G* geschraubt, so daß derselbe freischwebend über das letztere hinwegragt; eine Anordnung, welche bei kleineren Maschinen keine Bedenken hat und dafür auch öfter gewählt wird. Dem Gestelle ist

gleichfalls eine cylindrische Gestalt gegeben, so daß der zwischen dem Dampf-  
cylinder und der Kurbelwelle befindliche Theil *F* gleichzeitig zur Führung  
des Kreuzkopfes *Q* dient. Diese Anordnung gewährt den besondern Vor-  
theil, daß vermöge derselben bei der Zusammenstellung der Maschine leicht  
eine genaue Uebereinstimmung der Axen des Cylinders *C* und der Gerad-  
führung zu erreichen ist, indem die Ausbohrung des Theiles *F* gleichzeitig  
mit dem Abdrehen der Stirnfläche geschehen kann, die dem Cylinder zur  
Befestigung dient. Derartige Hohlgußgestelle sind in der neuern Zeit sehr  
viel in Gebrauch gekommen. Man ersieht ferner aus der Figur, daß bei

Fig. 663.



der betrachteten Maschine die Kurbel durch eine Kröpfung der Welle dar-  
gestellt ist, so daß zu beiden Seiten derselben Lager *L* angeordnet werden  
können, welche direct mit dem Gestellrahmen in einem Stück zusammen-  
gegossen sind.

Ein solche Anordnung einer gekröpften Welle ist unerlässlich bei denjenigen  
Dampfmaschinen, welche direct auf transportable Dampfkessel gesetzt und  
unter dem Namen *Locomobilen* vielfach in der Landwirthschaft gebraucht  
werden. Für diese letzteren dient zuweilen der Dampfkessel selbst als Ge-  
stellplatte, oder es wird zweckmäßiger die Maschine mit ihrer Gestellplatte  
auf den Kessel geschraubt, wie die aus der Fig. 663 ersichtlich ist, welche  
eine solche *Locomobile* vorstellt, wie sie in der Fabrik von Weise und  
Monski ausgeführt werden. Solchen Dampfmaschinen mit gekröpfter  
Kurbelwelle pflegt man meistens zwei Schwungräder, auf jeder Seite eins,



Fig. 664.

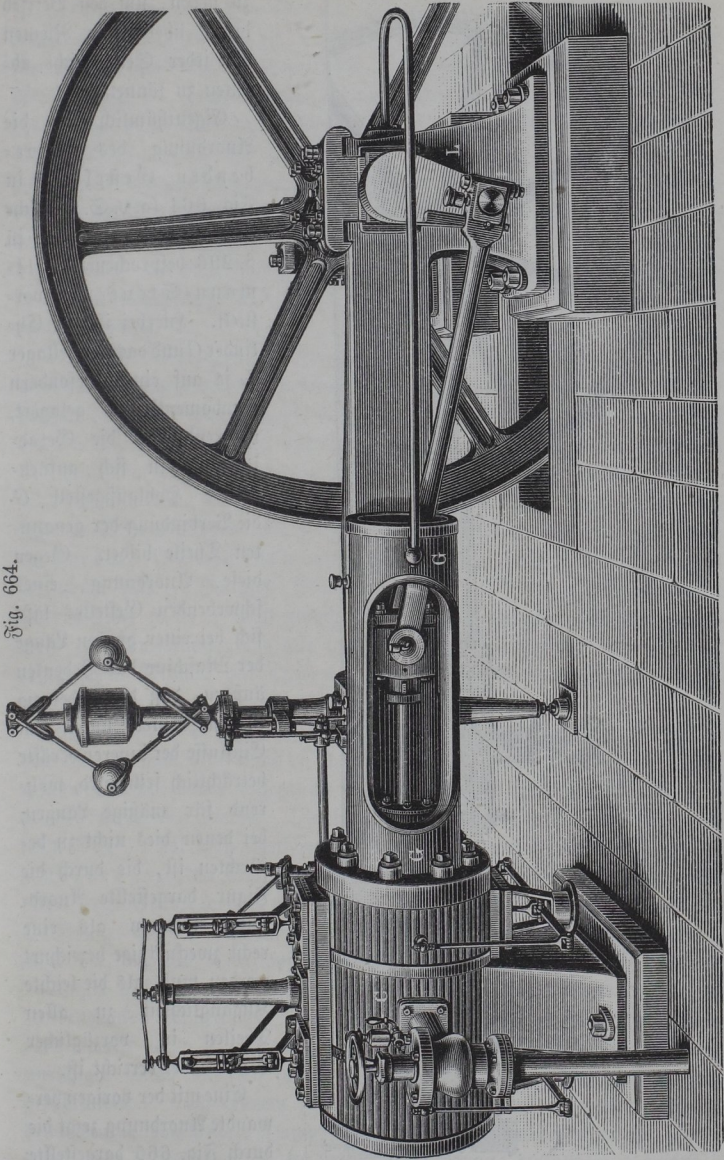
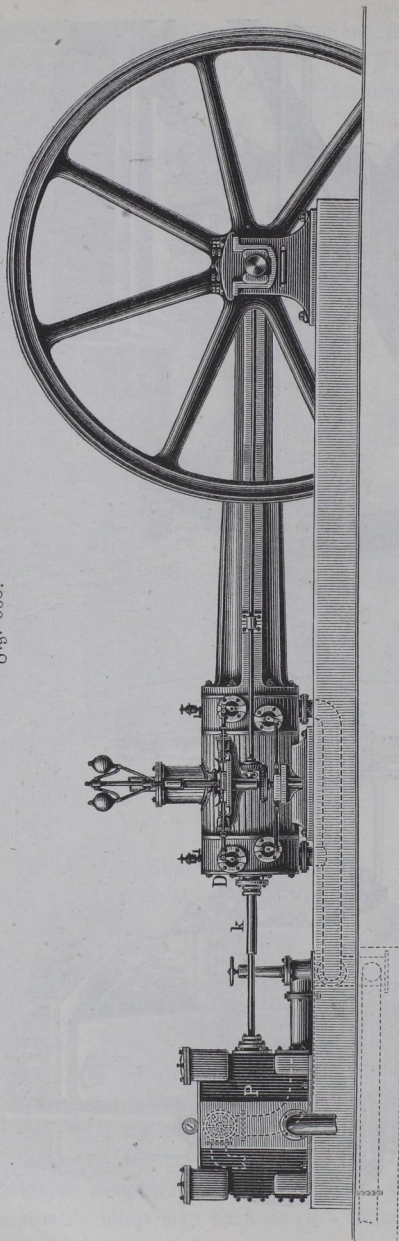


Fig. 665.



zu geben, um den Betrieb durch übergelegte Riemen von jeder Seite leicht ab=leiten zu können.

Eigenthümlich ist die Anordnung des schwebenden Gestelles in Fig. 664 (a. v. S.), welche eine Maschine mit der in §. 296 besprochenen Collmann=Steuerung vorstellt. Hierbei ist der Cylinder *C* und das Kurbellager *L* je auf einem besondern Fundamentblocke gelagert, während das die Geradföhrung in sich aufnehmende Hohlgußgestell *G* die Verbindung der genannten Theile bildet. Gegen diese Anordnung eines schwebenden Gestelles läßt sich bei einer großen Länge der Maschine das Bedenken äußern, daß die Federung in dem Gestelle unter dem Einflusse der inneren Kräfte beträchtlich sein wird, während für mäßige Längen, bei denen dies nicht zu befürchten ist, die durch die Figur dargestellte Anordnung insofern als eine recht zweckmäßige bezeichnet werden muß, als die leichte Zugänglichkeit zu allen Theilen in vorzüglicher Weise dabei erreicht ist.

Eine mit der vorigen verwandte Anordnung zeigt die durch Fig. 665 dargestellte



Condensationsmaschine von Bede u. Farcot, deren Steuerung in §. 299 näher besprochen worden ist. Die Kolbenstange *k* ist hierbei durch den hintern Cylinderdeckel *D* dampfdicht herausgeführt und dient direct als Kolbenstange für die Luftpumpe *P*, eine Anordnung, welche zwar den Vortheil möglichster Einfachheit für sich hat, welcher aber bei einer großen Kolbengeschwindigkeit der hieraus für die Bewegung von Pumpen entspringende Nachtheil entgegensteht. Um diesen Nachtheil zu vermeiden, pflegt man in der Regel die Luftpumpe des Condensators bei liegenden Maschinen durch einen besondern Hebel zu bewegen, welcher unter der Maschine angebracht wird, und seine schwingende Bewegung entweder von dem Kreuzkopfe der Dampfkolbenstange oder durch eine besondere Kurbel der Schwungradwelle empfängt.

Die bisher besprochenen Maschinen sind sämmtlich einschlädrige; will man eine Maschine aus den bekannten Gründen als Zwillingmaschine ausführen, so hat man zwei der vorgedachten Maschinen von übereinstimmender Einrichtung und Größe auf dieselbe Kurbelwelle mit gegen einander um  $90^\circ$  versetzten Kurbeln wirken zu lassen. Je nachdem man hierbei die Kurbeln auf die freien Enden der Welle setzt, oder dieselben durch Kröpfe der letzteren bildet, entstehen zwei verschiedene Anordnungen, als deren Vertreter die Locomotivmaschinen mit äußeren oder inneren Cylindern zu betrachten sind. Da diese Maschinen in Thl. III, 2 näher besprochen worden sind, so ist es nicht nöthig, hier darauf einzugehen; es genügt vielmehr die Bemerkung, daß alle zweicylindrigen Locomobilen aus leicht ersichtlichem Grunde mit innen liegenden Cylindern ausgeführt werden müssen.

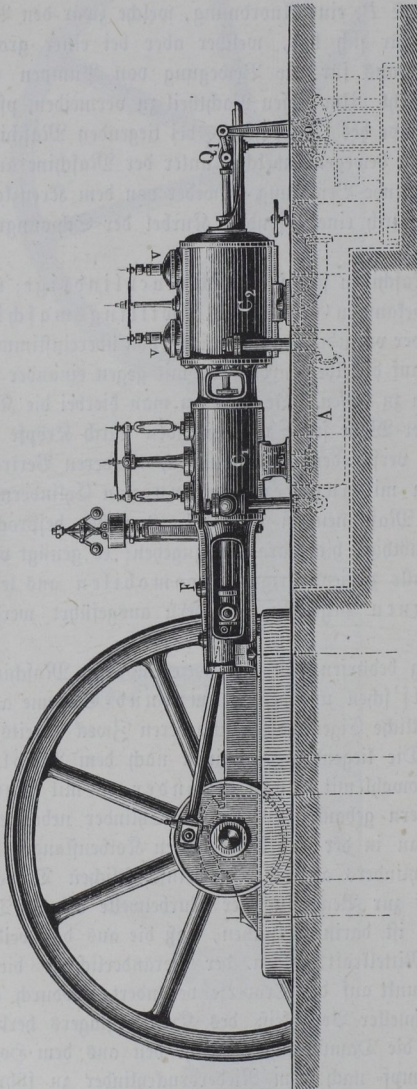
Einer näheren Besprechung bedürfen von den zweicylindrigen Maschinen hier nur die nach dem Woolf'schen und dem Compound-Systeme ausgeführten, über deren wesentliche Eigenschaften und deren Zweck bereits in §. 278 gesprochen wurde. Die liegenden Maschinen nach dem Woolf'schen Systeme hat man ebensowohl mit neben einander wie mit hinter einander liegenden Cylindern gebaut. Werden die Cylinder neben einander angeordnet, so läßt man in der Regel die beiden Kolbenstangen des Hochdruck- und Niederdruckcyinders an einer gemeinschaftlichen Traverse angreifen, die als Kreuzkopf zur Bewegung der Kurbelwelle dient. Der Nachtheil dieser Construction ist darin zu suchen, daß die aus den beiden Kolbendruck resultirende Mittelkraft wegen der Veränderlichkeit dieser Kolbenkräfte ihren Angriffspunkt auf der Traverse verändert, wodurch ein unruhiger Gang und ein schneller Verschleiß des Kreuzkopflagers herbeigeführt wird. Auch nehmen die Dampfcanäle, welche den aus dem Hochdruckcylinder abgehenden Dampf nach dem Niederdruckcylinder zu führen haben, eine große Länge an, da bei dieser Anordnung die beiden an derselben

Kurbel hängenden Kolben immer in gleicher Art sich bewegen, folglich der Dampf aus dem vordern Ende des kleinen Cylinders nach dem hintern des

großen und umgekehrt geleitet werden muß. Der letztere Uebelstand bleibt auch noch bestehen, wenn man die Cylinder in derselben Axe hinter einander anordnet, und es nimmt hierbei die ganze Maschine eine große Länge an. Man hat daher in neuerer Zeit mehrfach die beiden Cylinder an besonderen Kurbeln angreifen lassen, welche um  $180^\circ$  gegen einander versetzt sind, so daß der eine Kolben im Gingange befindlich ist, wenn der andere umkehrt. Bei dieser Anordnung werden die betreffenden Dampfcanäle nur kurz, so daß dadurch die schädlichen Räume nur klein ausfallen. In der ganzen Zusammensetzung hat eine solche Maschine eine große Ähnlichkeit mit derjenigen einer liegenden Compoundmaschine, welche sich davon nur durch die Versetzung der Kurbeln um  $90^\circ$  unterscheidet.

Eine Woolf'sche Maschine mit hinter einander liegenden Cylindern ist in Fig. 666 gegeben. Diese Maschine, welche ebenso, wie die durch die Figuren 664 und 667 dargestellten,

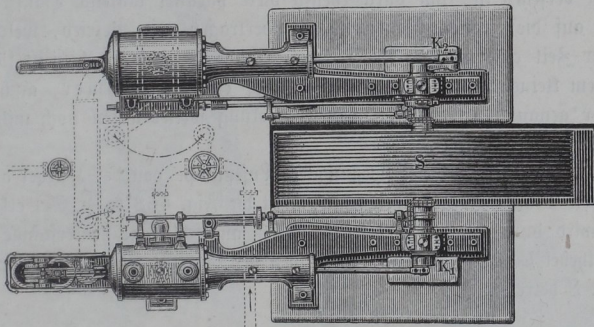
Fig. 666.





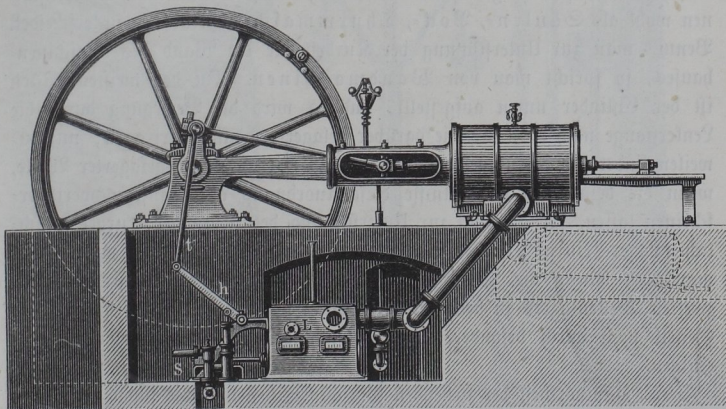
von der Görlitzer Maschinenfabrik gebaut wird, zeigt das bekannte Hohlfußgestell, welches bei *F* die Geradföhrung bildet, während die Cylinder  $C_1$  und  $C_2$  auf besondere Fundamente gesetzt sind. Der mit Collmannsteuerung versehene kleine Cylinder  $C_1$  sendet die abgehenden Dämpfe wie

Fig. 667.



bei den Compoundmaschinen zunächst nach dem GefäÙe oder Aufnehmer *A*, aus welchem sie dem groÙen Cylinder  $C_2$  durch die Steuerungsventile *v* zu-  
gehen. Zur Bewegung der Pumpen für die Condensation ist die nach

Fig. 668.



hinten durch eine Stopfbüchse aus dem groÙen Cylinder heraustretende Kolbenstange mit einem geföhrten Kreuzkopfe  $Q_1$  versehen, welcher dem um  $o$  schwingenden Winkelhebel die Bewegung ertheilt, die für die Pumpenkolben nöthig ist.

Dieselbe Art der Pumpenbewegung zeigt auch die in Fig. 667 im Grundrisse gezeichnete Compoundmaschine, bei welcher die Lenkerstangen an zwei verschiedenen um  $90^\circ$  gegen einander versetzten Kurbeln  $K_1$  und  $K_2$  auf den freien Enden der Welle angreifen. Das Schwungrad ist hier in Gestalt der Seilscheibe  $S$  ausgeführt, welche mit einer größern Anzahl von Seilnuthen versehen ist, um durch ebenso viele parallel laufende Hauffeile die Kraft auf die Transmissionswelle zu übertragen, ein Betrieb, welcher in neuerer Zeit eine größere Verbreitung erlangt hat. Auch hier ist für den aus dem kleinen Cylinder tretenden Dampf ein Aufnehmer, auch Receiver genannt, angeordnet, dessen Wirkung weiter unten noch näher besprochen werden soll.

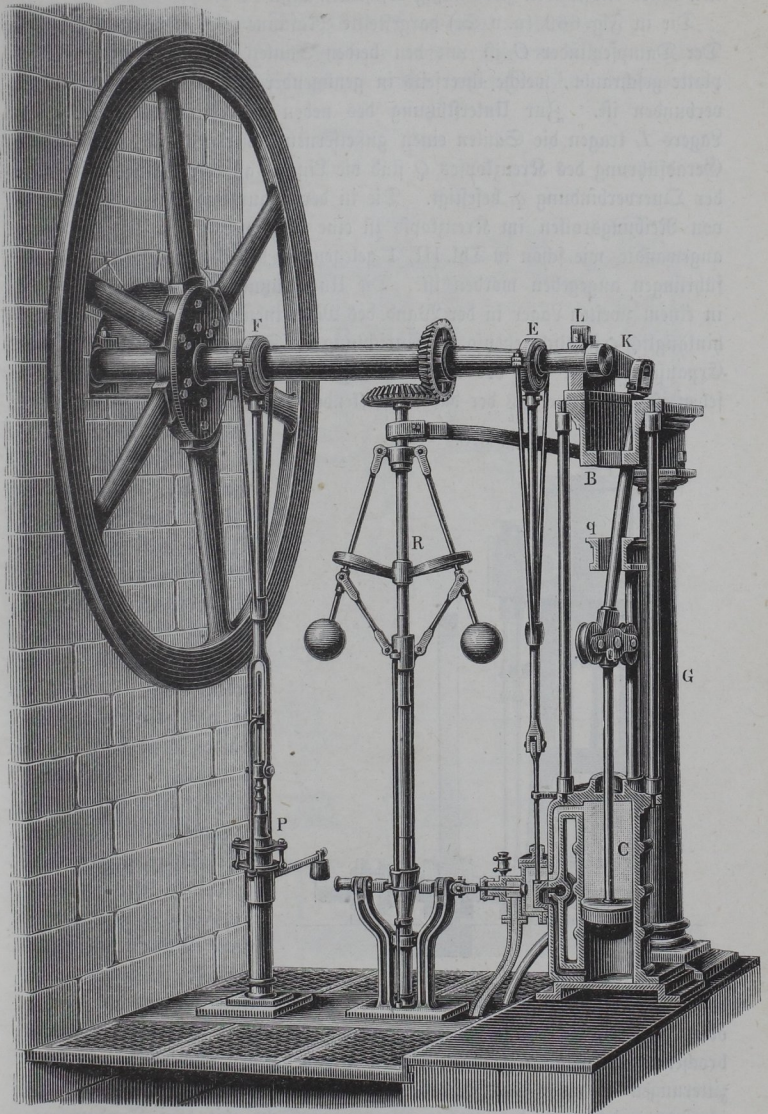
In welcher Weise die Bewegung der Luftpumpe von der Kurbel aus bei liegenden Maschinen geschehen kann, läßt die Fig. 668 (a. v. S.) erkennen. Hier wird durch die an den Kurbelzapfen angeschlossene Lenkerstange  $t$  der Winkelhebel  $h$  bewegt, welcher die Kolben der Luftpumpe  $L$  und der Speisepumpe  $S$  betreibt.

§. 310. **Stehende Dampfmaschinen.** Unter den stehenden Maschinen versteht man solche mit directer Uebertragung, d. h. ohne Balancier, deren Cylinder senkrecht steht. Die Lagerung der Kurbelwelle erfordert bei diesen Maschinen die Anordnung eines entsprechend hohen Gestelles, welchem man verschiedene Gestalten geben kann und nach welcher Form man die Maschinen wohl als Säulen-, Boek-, Thurmmaschinen u. s. w. unterscheidet. Benutzt man zur Unterstützung der Kurbelwelle die Wand des Maschinenhauses, so spricht man von Wandmaschinen. In den meisten Fällen ist der Cylinder unten aufgestellt, und es wird die Bewegung durch die Lenkerstange nach oben auf die darüber gelagerte Welle übertragen; nur zuweilen findet sich die umgekehrte Aufstellung mit unterhalb gelagerter Welle, wenn die besonderen Verhältnisse diese Anordnung als wünschenswerth erscheinen lassen. Auch wenn zur Unterstützung des neben der Kurbel befindlichen Lagers ein gußeisernes Boek- oder Säulengerüst angebracht wird, pflegt man doch häufig die Wand des Maschinenhauses zur Unterstützung des zweiten Wellenlagers zu benutzen. Hierbei ist es jedoch nöthig, das besagte Gestell noch durch besondere Querverbindungen mit der Mauer zu vereinigen.

Der Hauptvorthail der stehenden Maschinen besteht, wie schon früher bemerkt worden, darin, daß die durch die Massenwirkungen und den Dampfdruck hervorgerufenen Kräfte nur in verticaler Richtung auftreten, und daß auch eine einseitige Abnutzung des Dampfeylinders durch das Kolbengewicht vermieden wird. Aus diesem Grunde eignet sich das System der stehenden Maschinen hauptsächlich für die größten Kräfte. Das geringere Raum-



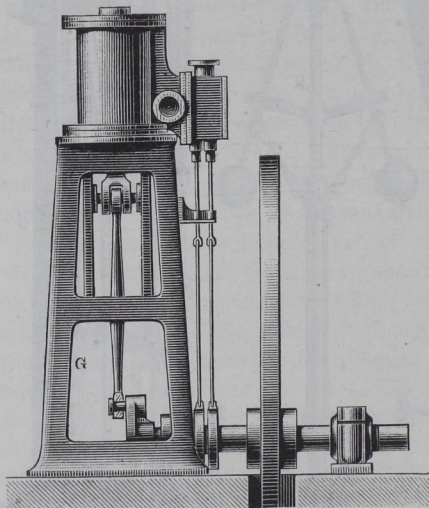
Fig. 669.



erforderlich ist ein weiterer Grund, welcher die Anordnung stehender Maschinen unter Umständen zweckmäßig erscheinen läßt.

Die in Fig. 669 (a. v. S.) dargestellte Maschine zeigt eine ältere Bauart. Der Dampfcylinder *C* ist mit den beiden Säulen *G* auf dieselbe Grundplatte geschraubt, welche ihrerseits in genügender Art mit dem Fundamente verbunden ist. Zur Unterstützung des neben der Kurbel *K* befindlichen Lagers *L* tragen die Säulen einen gußeisernen Querbalken *B*, und für die Geradföhrung des Kreuzkopfes *Q* sind die Lineale an den Säulen mit Hülfe der Querverbindung *q* befestigt. Die in der Figur angedeutete Anordnung von Reibungsrollen im Kreuzkopfe ist eine ganz veraltete und nicht mehr angewandte, wie schon in Thl. III, 1 gelegentlich der Besprechung der Geradföhrungen angegeben worden ist. Die Unterstützung der Schwungradwelle in einem zweiten Lager in der Wand des Maschinenhauses ist aus der Figur hinlänglich ersichtlich, ebenso die Einrichtung der Steuerung, welche mit einem Expansionsventile von der durch die Fig. 589 erläuterten Einrichtung versehen ist, durch welches der darauf wirkende Regulator *R* eine veränderliche

Fig. 670.



Füllung veranlaßt. In *P* ist die Kesselspeisepumpe angedeutet. Da bei dieser Maschine das Säulengestell oberhalb mit der Wand nicht verbunden ist, die Standsfähigkeit also nur durch die Verbindung mit dem Fundamente erreicht werden kann, so ist hier eine genügend breit ausladende Grundplatte von der größten Bedeutung, und es dürfte sich hierfür eine Gestellform wie die bei der Maschine in Fig. 670 angewandte besser eignen.

In Fig. 670 ist eine sogenannte Thurmmaschine dargestellt, so genannt von

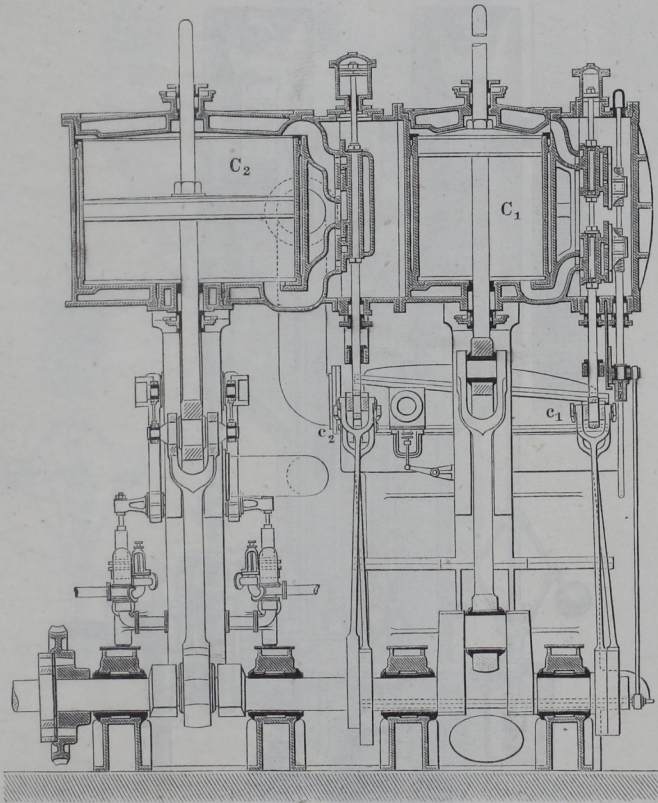
dem pyramidenförmigen Gestelle *G*, welches zur Unterstützung des hierbei oben angebrachten Cylinders in Anwendung gebracht ist. Dieses aus durchbrochenen Gußwänden gebildete Gestell gewährt große Sicherheit gegen Erzitterungen vermöge des beträchtlichen Trägheitsmomentes seines Querschnittes und wegen der großen Beröhrungsfläche mit dem Fundamente.



Solche Maschinen werden hauptsächlich für die Walzwerke ausgeführt, in denen die Erstellung eines besondern Maschinenhauses nicht angängig und für liegende Maschinen der erforderliche Raum nicht vorhanden ist.

Zu den stehenden Maschinen hat man auch verschiedene Schiffsmaschinen zu rechnen, wie solche in Thl. III, 2 näher besprochen sind, insbesondere

Fig. 671.



gehören die mit dem Namen der Hammermaschinen bezeichneten hierher. Als Beispiel hierzu möge hier nur die dem Werke von Busley, Die Schiffsmaschine, entnommene Fig. 671 angeführt werden, welche eine solche Compoundmaschine vorstellt. Die beiden Cylinder sind hier oberhalb neben einander aufgestellt und ihre Kolbenstangen wirken nach unten auf die beiden

Fig. 672.

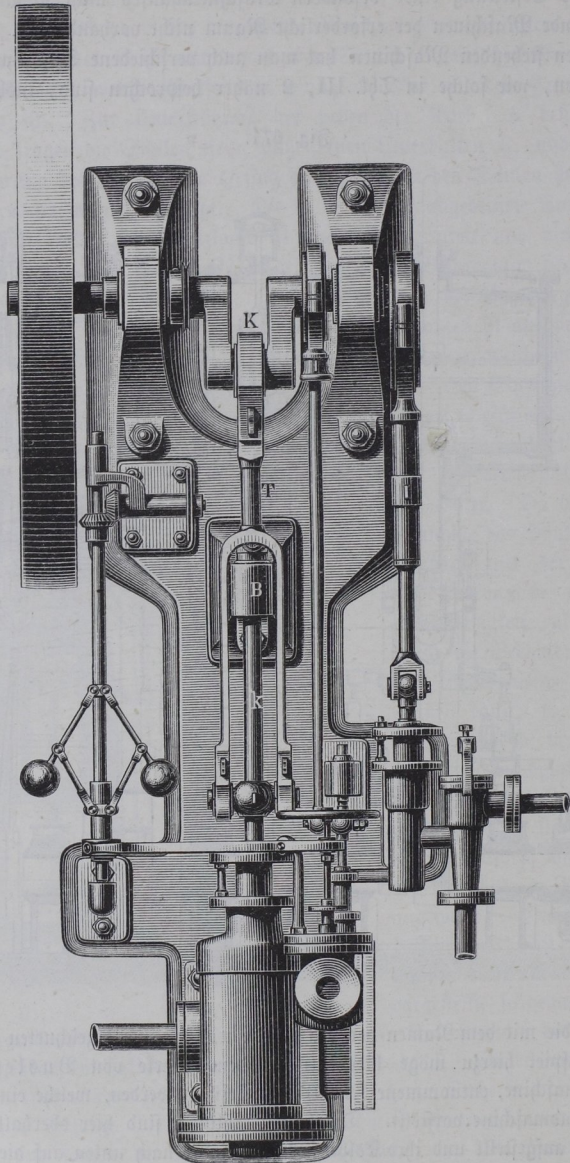
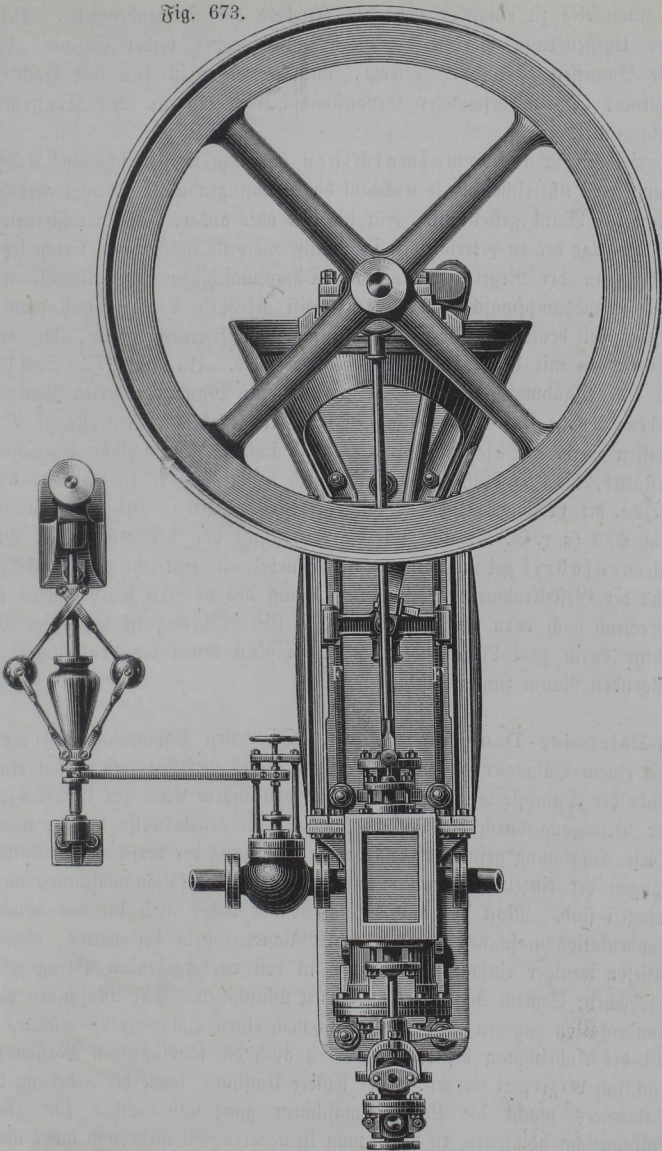




Fig. 673.



rechtwinkelig zu einander stehenden Kurbeln der Schraubenwelle. Behufs der Umsteuerung werden die Vertheilungsschieber beider Cylinder durch die Coulißen  $c_1$  und  $c_2$  bewegt, und außerdem ist für den Hochdruckcylinder  $C_1$  ein besonderer Expansionschieber Meyer'scher Construction angeordnet.

Bei den Wanddampfmaschinen hat man zwei verschiedene Ausführungen zu unterscheiden, je nachdem die Schwungradwelle parallel oder senkrecht zur Wand gestellt ist. Für die eine oder andere dieser Constructionen ist die Lage der zu betreibenden Transmissionswelle maßgebend, welche letztere hierbei in der Regel direct an die Dampfmaschinenwelle gekuppelt wird. Die Wanddampfmaschinen erhalten meist gekröpfte Wellen, und man befestigt bei denselben alle Theile an einer gußeisernen Platte, die durch Schrauben mit der Wand fest verbunden wird. In Fig. 672 (S. 1136) ist eine Wandmaschine mit einer parallel zur Wand gerichteten Welle gegeben, welche in der Kröpfung  $K$  von der gegabelten Lenkerstange  $T$  ergriffen wird. Diese nur für kleine Maschinen gebräuchliche Einrichtung gestattet, die Geradsführung einfach durch die Büchse  $B$  zu erzielen, durch welche die verlängerte Kolbenstange  $k$  hindurchtritt. Bei der Maschine, Fig. 673 (a. v. S.), welche wie die vorstehende von der Görlitzer Maschinenfabrik gebaut wird, steht die Kurbelwelle senkrecht zur Wandfläche, und der Gestellrahmen ist zur Unterstützung des vordern Kurbellagers entsprechend nach vorn herausgekragt. Die Geradsführung ist bei dieser Maschine durch zwei Lineale  $F$  besorgt, zwischen denen die Lenkerstange genügenden Raum zum Ausschlagen findet.

§. 311. **Balancier-Dampfmaschinen.** Die ersten Dampfmaschinen waren mit einem Balancier oder doppelarmigen Hebel versehen, an dessen einem Ende der Dampfkolben angriff, während das andere Ende zur Uebertragung der Bewegung durch die Lenkerstange auf die Kurbelwelle benutzt wurde. Diese Anordnung gestattet eine bequeme Bewegung der verschiedenen Kolbenstangen der einzelnen Pumpen, die bei den Condensationsmaschinen anzubringen sind. Man hat aus diesem Grunde daher auch bei den neueren Condensationsmaschinen vielfach das Balancierssystem beibehalten, obgleich dasselbe weniger einfach ist, als das in den vorhergehenden Paragraphen besprochene System der direct wirkenden Maschinen. Für Maschinen ohne Condensation dagegen wird man kaum noch einen Balancier verwenden, da mit der Anbringung desselben natürlich auch die schwingenden Massen beträchtlich vergrößert werden. Der letztere Umstand, sowie die Federung des Balanciers macht die Balanciermaschinen ganz unbrauchbar für große Kolbengeschwindigkeiten, zu denen man in neuerer Zeit mehr und mehr übergegangen ist. Da der Ausschlagwinkel des Balanciers innerhalb gewisser



Grenzen verbleiben, der Balancier daher bei gegebenem Kolbenhub eine erhebliche Länge erhalten muß, so erfordern Balanciermaschinen größere Grundflächen als die stehenden Maschinen, während ihre Höhen geringer ausfallen. Um diese Höhen noch mehr zu ermäßigen, hat man bei Schiffsmaschinen auch wohl den Balancier unterhalb des Dampfzylinders angebracht, eine Anordnung, welche sich bei stationären Maschinen nicht findet.

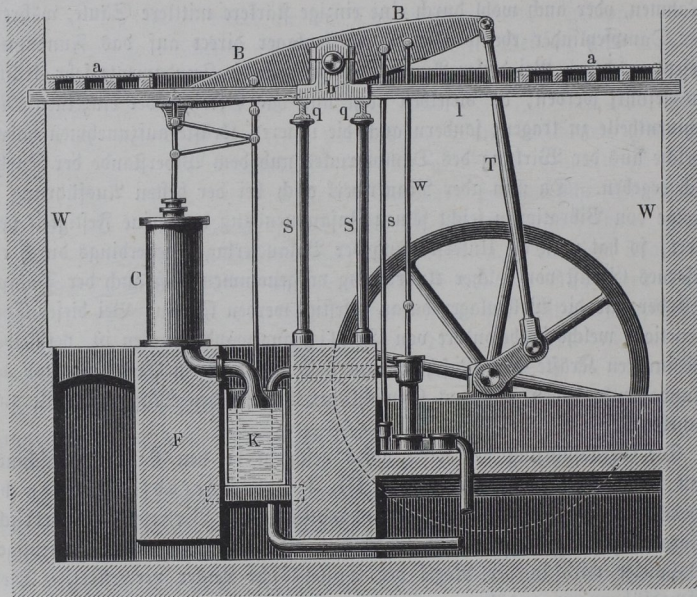
Die Schwingzapfen des Balanciers erhalten ihre Unterstützung in der Regel entweder durch einen von mehreren schwächeren Säulen getragenen Rahmen, oder auch wohl durch eine einzige stärkere mittlere Säule, während der Dampfzylinder ebenso wie die Wellenlager direct auf das Fundament gesetzt werden. Bei dieser Anordnung müssen die Fundamente sehr kräftig ausgeführt werden, da dieselben nicht nur das Gewicht der einzelnen Maschinentheile zu tragen, sondern auch die inneren Kräfte aufzunehmen haben, welche aus der Wirkung des Dampfdruckes und dem Widerstande der Kurbel sich ergeben. Da nun aber Mauerwerk auch bei der besten Ausführung in Folge von Vibrationen leicht seinen Zusammenhang und seine Festigkeit verliert, so hat man die Unterstützung der Balancierlager neuerdings durch ein eisernes Gerüst von solcher Anordnung vorgenommen, daß auch der Dampfzylinder und die Wellenlager daran befestigt werden können. Bei dieser Construction, welche insbesondere von Corliß angewandt worden ist, verbleiben die inneren Kräfte der Maschine innerhalb des eisernen Gestelles, und die Fundamente haben nur das Gewicht der betreffenden Maschinentheile aufzunehmen.

Die Geradsführung des Kreuzkopfes geschieht bei den Balanciermaschinen fast immer vermittelt der in Thl. III, 1 unter Geradsführungen besprochenen Hebelcombinationen, deren hauptsächlichster Vertreter das Watt'sche Parallelogramm ist. Bei den Maschinen mit einem sogenannten einarmigen Balancier wird in der Regel der Evans'sche Lenker verwendet. Diese Geradsführungen gewähren außer dem Vortheile geringerer Reibungswiderstände noch besonders denjenigen, daß man mit Hülfe derselben leicht auch die Stangen der Pumpen gerade führen kann, wie dies an der angezeigten Stelle näher angeführt wurde. Da bei den Balanciermaschinen die Schwungradwelle außerhalb der Cylinderaxe gelegen ist, so muß bei der Verwendung des gewöhnlichen Nuschelschiebers zur Steuerung die Bewegung desselben vom Excenter aus mit Hülfe eines Winkelhebels oder eines andern geeigneten Mittels geschehen.

Bei der Maschine in Fig. 674 (a. f. S.) sind die Lager *b* des Balanciers *B* durch die beiden Querträger *q* gestützt, welche ihrerseits auf vier gußeisernen Säulen *S* aufrufen. Um den bedeutenden, durch den Ausschlag der Lenkerstange *T* veranlaßten Seitendruck gehörig aufzunehmen, sind die beiden

Längsträger  $l$  angebracht, die in den Stirnwänden des Maschinenhauses  $W$  ihr Auflager finden und durch die Balken  $a$  den Schub auf die Längswände übertragen. Der Dampfcylinder  $C$  steht auf dem besondern Fundamentkloze  $F$  und in der Aussparung zwischen diesem und dem Säulenfundamente ist der Condensator  $K$  mit der Luftpumpe untergebracht, deren Kolbenstange mit dem Parallelogramm verbunden ist. Auf der andern Seite des Balancier's sind die Stangen  $w$  der Kaltwasserpumpe und  $s$  für die Kesselspeisepumpe angehängt.

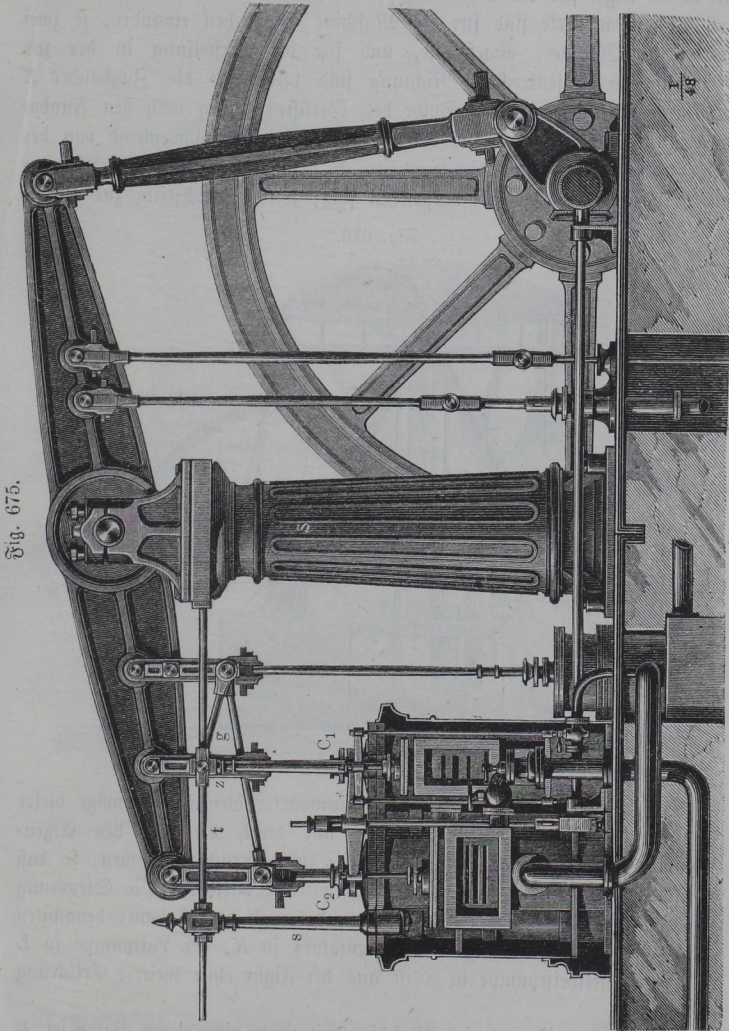
Fig. 674.



Von der vorhergehenden Maschine unterscheidet sich die in Fig. 675 dargestellte in Betreff der Unterstützung des Balancier's durch eine einzige kräftige Säule  $S$ , welche auf einer hinreichend breiten Grundfläche aufruhet, um für sich den auf sie einwirkenden Kraftmomenten zu widerstehen. Die Maschine ist eine Woolf'sche, deren zwei Cylinder  $C_1$  und  $C_2$  neben einander aufgestellt sind, und deren Kolbenstangen mittelst des gemeinsamen Parallelogramms auf den Balancier wirken. Zur Anbringung der Zapfen  $z$  für die Gegenlenker  $g$  des Parallelogramms dienen die beiden leichten Träger  $t$ , welche einerseits an der Stützsäule des Balancier's und andererseits durch die dünnen auf dem Cylinder stehenden Säulchen  $s$  ihren Halt finden.



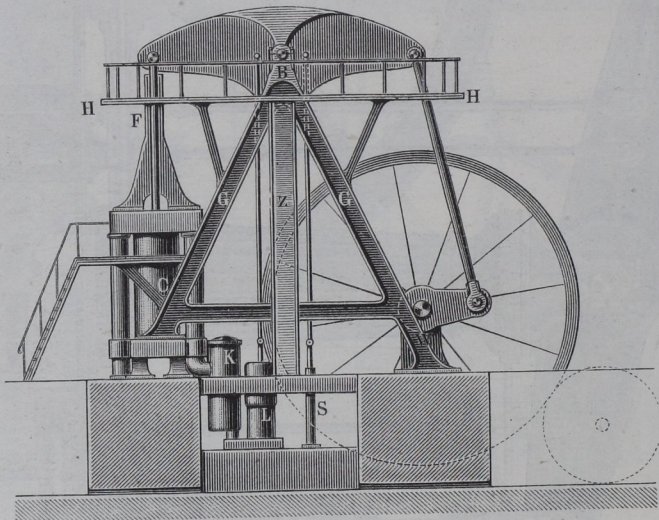
Die Fig. 676 (a. f. S.) giebt eine Skizze von der Anordnung, welche von Corliß für die Maschine von 1400 Pferdekraft gewählt worden war,



die zum Betriebe der Maschinenhalle auf der Weltausstellung in Philadelphia im Jahre 1876 diente. Hierbei ist ein aus geraden Schienen zu-

sammengesetztes Fachwerk *G* so angeordnet, daß es bei *C* die beiden Dampfzylinder (Zwillingsmaschine), bei *W* die Wellenlager und in der Spitze bei *B* die Lager für die Balancierzapfen aufnimmt. Solche aus der Figur ersichtliche Fachwerke sind für die Maschine vier neben einander, je zwei für einen Cylinder, angebracht, und für die Versteifung in der zur Zeichnungsebene senkrechten Richtung sind beiderseits die Zugbänder *Z* angebracht, welche von der Spitze des Gerüsts schräg nach den Fundamenten abgeführt sind. Die Kreuzköpfe werden hier abweichend von der gewöhnlichen Art durch die Coulißsen *F* geführt, zu deren Befestigung die horizontalen Träger *H* vorgesehen sind, welche gleichzeitig zur Unter-

Fig. 676.



stützung einer Plattform für den Maschinenwärter dienen. Vermöge dieser Construction werden die Fundamente nur durch die Last des Eigengewichtes der betreffenden Maschinenteile in Anspruch genommen, so daß dieselben verhältnißmäßig leicht gemacht werden dürfen. Die Steuerung dieser Maschine ist eine Ventilsteuerung des nach dem Erbauer benannten Systems. Die Anordnung des Condensators in *K*, der Luftpumpe in *L* und der Kesselspeisepumpe in *S* ist aus der Figur ohne weitere Erklärung deutlich.

In Fig. 677 ist noch eine Maschine mit einem einarmigen Balancier *B* angegeben, welcher bei *b* um den beweglichen Stützpunkt schwingt, der ihm durch die um den festen Punkt *o* drehbare Schwinde dargeboten wird. Der



Dampfcylinder ist oberhalb in den gleichfalls cylindrischen Aufsatz verlängert, an welchem die Zapfen *g* für den Gegenlenker der Evans'schen Geradföhrung befestigt sind. Der über den Cylinder hinaus verlängerte Arm *b*<sub>1</sub>

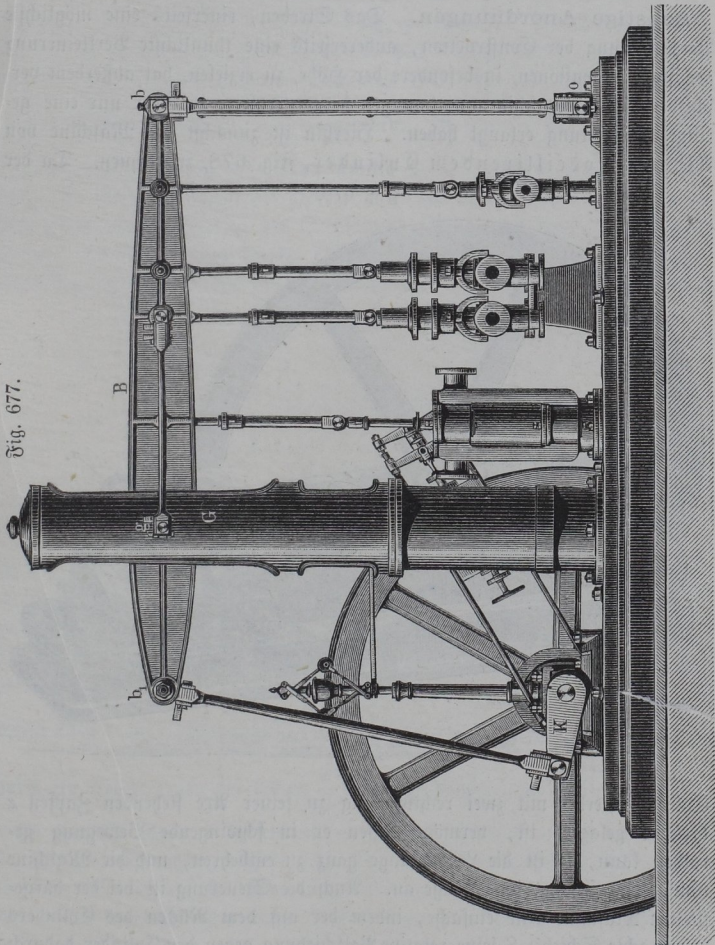


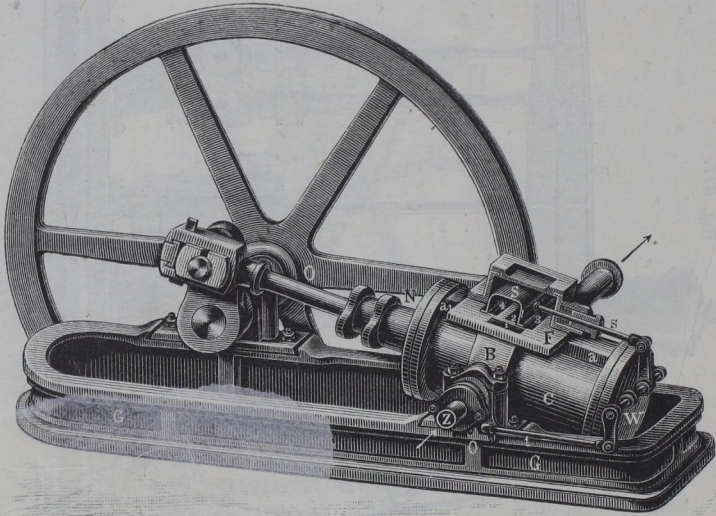
Fig. 677.

des Balanciers dient zur Uebertragung der Bewegung auf die Kurbel *K* der Schwungradwelle. Bei dieser Anordnung ist die ganze Länge des Balanciers zur Anhängung von Pumpen verfügbar, weswegen diese Con-

struction namentlich in solchen Fällen gewählt zu werden pflegt, wo man, wie z. B. in Zuckerfabriken, mehrere Pumpen direct von der Maschine aus betreiben will.

- §. 312. **Sonstige Anordnungen.** Das Streben, einerseits eine möglichste Vereinfachung der Construction, andererseits eine thunlichste Verkleinerung gewisser Dimensionen, insbesondere der Höhe, zu erzielen, hat außerdem verschiedene Dampfmaschinenanordnungen hervorgerufen, die aber nur eine geringe Verbreitung erlangt haben. Hierhin ist zunächst die Maschine von Alban mit oscillirendem Cylinder, Fig. 678, zu rechnen. Da der

Fig. 678.



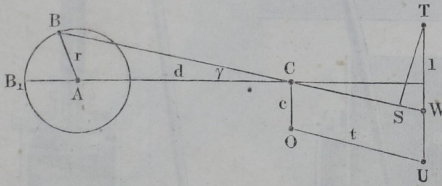
Cylinder hierbei mit zwei rechtwinkelig zu seiner Aze stehenden Zapfen  $z$  drehbar gelagert ist, vermöge dessen er in schwingende Bewegung gerathen kann, so ist die Lenkerstange ganz zu entbehren, und die Maschine nimmt eine sehr geringe Länge an. Auch die Steuerung ist bei der dargestellten Maschine eine einfache, indem der auf dem Rücken des Cylinders angebrachte Schieber  $S$  seine relative Verschiebung gegen den Cylinder dadurch empfängt, daß die Schieberstange  $s$  mit Hülfe der am Cylinderdeckel gelagerten Welle  $W$  und der Lenkerstange  $t$  mit dem festen Punkte  $o$  verbunden ist, der um eine bestimmte Größe von der Drehaxe des Cylinders entfernt ist. Vermöge dieser Verbindung nimmt der Schieber eine relative Bewegung



gegen den Schieberspiegel an, welche mit derjenigen übereinstimmt, die ihm durch ein Kreisexcenter ertheilt werden würde, wie man sich mit Hilfe der Fig. 679 überzeugt.

Bedeutet hierin  $AB$  die Kurbel von der Länge  $r$  in einer um den Winkel  $B_1AB = \omega$  von der Todtlage  $AB_1$  abweichenden Stellung, und ist  $AC = d$  die Entfernung der Welle von den Drehzapfen des Cylinders, so ist der Neigungswinkel  $\gamma$  der Kolbenstange  $BC$  gegen die Horizontale  $AC$  annähernd durch  $\sin \gamma = \frac{r \sin \omega}{d}$  gegeben. Ist nun die Entfernung  $c$  des Cylinderezapfens  $C$  von dem festen Punkte  $O$ , an welchen der Lenker  $t$  gehängt ist, gleich der Länge des Hebels  $WU$  und ist die Länge  $OU$  des Lenkers gleich der Entfernung der Steuerwelle  $W$  von der Cylinderdrehaxe  $C$  gemacht, so sind die vier Punkte  $C, O, W, U$  stets in den Ecken eines Parallelogramms gelegen, das für die Todtlagen der Maschine ein rechtwinkeliges

Fig. 679.



ist, und dessen Seiten  $CO$  und  $WU$  fortwährend vertical, d. h. senkrecht zu  $AC$  gerichtet sind. Wenn nun die Länge des den Schieber bewegenden Hebelarmes  $WT = l$  ist, so erhält man für die betrachtete Kurbelstellung die Verschiebung des Schiebers aus seiner mittlern, der Todtlage zugehörigen Stellung gleich der Projection  $WS$  des Hebels  $WT$  auf  $BC$ , man hat also

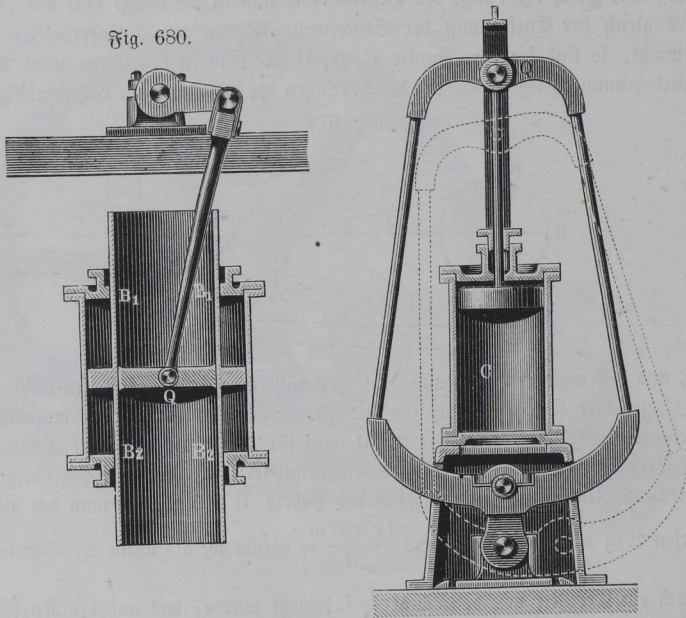
diesen Weg  $s = l \sin \gamma = \infty \frac{lr \sin \omega}{d}$ , gerade so, als wenn der Schieber

durch ein Excenter von der Länge  $\frac{r}{d} l$  bewegt würde, das auf der Pleuellagerachse ohne Voreilung, d. h. senkrecht zur Pleuellagerachse befindlich wäre. Aus dieser letztgedachten Bedingung ergibt sich, daß die Bewegung des Schiebers den Erfordernissen einer guten Steuerung nicht entspricht, da hierzu immer noch den früher darüber gemachten Bemerkungen eine gewisse Voreilung erforderlich ist.

Auch in anderer Hinsicht erscheint die Maschine mit oscillirendem Cylinder trotz ihrer Einfachheit sehr unvollkommen. Zunächst sind dabei die schwingenden Massen sehr groß und es ist ersichtlich, daß hierdurch namentlich die Stopfbüchse stark angegriffen werden muß, da diese durch die Pleuellagerachse

in unablässiger Aufeinanderfolge nach beiden Seiten gedrückt wird. Wenn man auch diesem Uebelstande durch eine möglichst lange Stopfbüchse zu begegnen sucht, so ist doch erfahrungsmäßig der dichte Schluß nur sehr schwer dauernd zu erreichen. Dasselbe gilt in Betreff der Drehzapfen des Cylinders, welche hohl gebildet und mit Stopfbüchsen versehen werden müssen, da die Zuführung sowohl wie die Abführung des Dampfes, wie leicht zu ersehen ist, nur durch diese Zapfen geschehen kann. So viel man sich auch bemüht hat, durch veränderte Construction, z. B. durch Verlegung der Drehzapfen an das Ende des Cylinders, den gedachten Uebelständen zu begegnen, so ist doch

Fig. 681.



der Erfolg immer ein wenig befriedigender geblieben. Man wendet daher heute Maschinen mit oscillirenden Cylindern höchstens für Dampfschiffe an, wobei dann aber die Steuerungsvorrichtung wegen des nöthigen Umsteuerns in der Regel eine sehr complicirte wird.

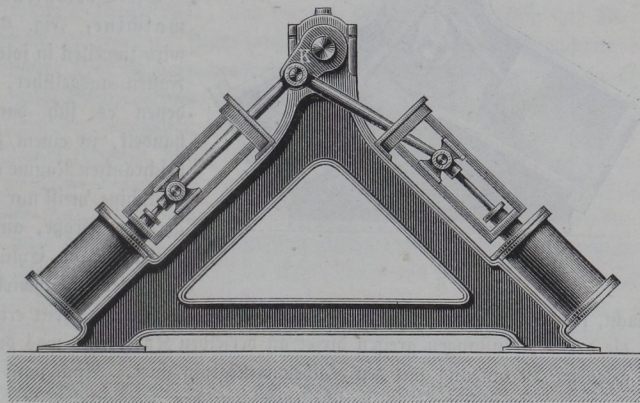
In anderer Art ist der Zweck einer möglichststen Verkürzung bei der durch Fig. 680 dargestellten Maschinengattung mit einer hohlen Kolbenstange erreicht, welche Maschinen von Penn für Dampfschiffe in Anwendung gebracht wurden und unter dem Namen Trunkmaschinen bekannt sind. Der



Kreuzkopf  $Q$  ist hier im Innern der hohlen Kolbenstange angebracht, welche letztere eine hinreichend große Weite erhalten muß, um der Lenkerstange den Ausschlag zu gestatten. Als wirksame Kolbenfläche ist daher hier nur die Ringfläche zwischen dem Cylinder und der Kolbenstange zu betrachten. Da bei dieser Anordnung der von der Lenkerstange auf den Kreuzkopf ausgeübte Seitendruck von den Stopfbüchsen bei  $B_1$  und  $B_2$  aufgenommen werden muß, so ist das Dichthalten derselben sehr erschwert, und hierin einer der hauptsächlichsten Nachtheile dieser Maschinengattung enthalten, welche daher auch fast ausschließlich auf die Verwendung im Schiffsbau beschränkt bleibt.

Die in Fig. 681 gezeichnete sogenannte Bügelmaschine ist dadurch gekennzeichnet, daß die Lenkerstange von dem Kreuzkopfe  $Q$  aus rückwärts nach dem Cylinder  $C$  hingeführt ist, wodurch ebenfalls die Höhe der ganzen Maschine verkleinert wird. Hierzu ist es erforderlich, der Lenkerstange die Gestalt

Fig. 682.

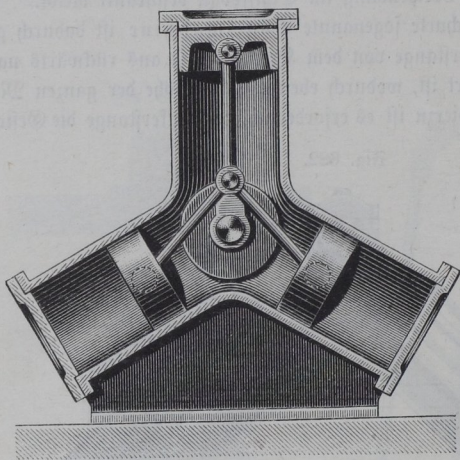


eines rahmenförmigen Bügels zu geben, in dessen Innenraume in allen Stellungen der Lenkerstange hinreichender Platz für den Cylinder verbleibt. Dies muß als eine große Unzuträglichkeit dieses Systemes bezeichnet werden, da hierdurch die schwingende Masse bedeutend ausfällt und der Bügel in Folge seiner Form und Ausführung einer starken Federung unterworfen ist, welche den ruhigen Gang der Maschine beeinträchtigt. Für die schnell gehenden Maschinen, wie sie neuerdings meistens gebaut werden, ist daher dieses System ganz unbrauchbar, und es findet dasselbe auch überhaupt kaum noch Verwendung.

Es mag hier noch der von Brunel herrührenden Einrichtung von Zwillingmaschinen mit zwei unter  $90^\circ$  gegen einander geneigten Cylindern

gedacht werden, Fig. 682 (a. v. S.), welche Anordnung ebenfalls zum Zwecke einer möglichst geringen Höhe zuerst für Dampfmaschinen in Gebrauch genommen ist. Bei dieser Anordnung ist nur eine einzige Kurbel *K* erforderlich, an deren Kurbelzapfen beide Lenkerstangen angeschlossen werden, wodurch die gegenseitige Bewegung der beiden Kolben zu einander in derselben Weise erfolgt, wie wenn die Cylinder parallel neben einander aufgestellt werden und ihre Lenkerstangen an zwei um  $90^\circ$  versetzten Kurbeln angreifen. Dieselbe

Fig. 683.



gemacht, indem der Dampf nur zu den äußeren Cylinderseiten Zutritt erhält, und die drei Kolbenstangen greifen direct an derselben Kurbel an, was durch ihre gelenkige Verbindung mit den Kolben ermöglicht wird. Auch sonst hat man wohl Dampfmaschinen in verschiedener von der gewöhnlichen Art abweichender Anordnung ausgeführt, ein näheres Eingehen auf alle möglichen Anordnungen hat aber hier kein Interesse, da solche besondere Constructionsarten doch nur ausnahmsweise vorkommen.

§. 313. **Dampfmaschinentheorien überhaupt.** Eine Theorie der Dampfmaschinen hat zunächst den Zweck, entweder für eine vorliegende Maschine unter gegebenen Verhältnissen die von ihr zu erwartende Leistung zu ermitteln, oder umgekehrt, für eine vorgeschriebene Leistung, welche die Maschine äußern soll, die ihr zu gebenden Abmessungen festzustellen. Im Wesentlichen kommen natürlich diese beiden Aufgaben auf dasselbe hinaus, nämlich auf die Ermittlung der Beziehungen, welche zwischen der Arbeit einer Maschine und ihren Dimensionen stattfinden. In dem einfachsten Falle, wenn die

Bemerkung gilt auch hinsichtlich der Bewegung der beiden Schieber durch ein gemeinschaftliches Excenter. Auch diese Maschinen werden nur selten noch gebaut.

Die Dreicylindermaschine, Fig. 683, wird zuweilen in solchen Fällen ausgeführt, in denen es sich darum handelt, in einem sehr beschränkten Raume eine Maschine, meist nur von geringer Größe, aufzustellen. Die Cylinder sind hier einfachwirkend



Maschine ohne Expansion, d. h. mit voller Füllung des Cylinders arbeitet, ist diese Aufgabe leicht gelöst. Da in diesem Falle der Druck auf jede Seite des Kolbens einfach als das Product aus der Kolbenfläche  $F$  in den specifischen Druck  $p$  gefunden wird, und der Weg des Kolbens für jede halbe Kurbeldrehung gleich dem doppelten Kurbelhalbmesser  $r$ , also für jede Umdrehung gleich  $4r$  ist, so hat man bei  $n$  Umdrehungen in der Minute die Leistung der Maschine pr. Secunde:

$$L = \frac{n}{60} F (p - p_0) 4r = \frac{nr}{15} F (p - p_0),$$

wenn  $p$  den treibenden Druck auf die hintere und  $p_0$  den widerstehenden Druck auf die vordere Seite des Kolbens vorstellt. Volldruckmaschinen, wie die hier gedachte, kommen aber in der Wirklichkeit so gut wie gar nicht vor, so daß eine so einfache Bestimmung der Leistung, wie die vorstehende, auch für die Praxis ohne Werth ist. Es handelt sich vielmehr immer darum, die Arbeit des Dampfes in Expansionsmaschinen zu ermitteln, und hieraus die nöthigen Schlüsse auf die einer Maschine zu gebenden Abmessungen, sowie auf das zur Erreichung einer bestimmten Leistung aufzuwendende Dampf- oder Wärmequantum zu ziehen. Die große wirthschaftliche Bedeutung, welche nach dem früher darüber Angeführten der Expansion des Dampfes beigemessen werden muß, läßt die Wichtigkeit erkennen, welche die richtige Feststellung der Arbeit des Dampfes für die ganze Technik hat, und erklärt es auch, warum man dieses Ziel so vielfach durch Aufstellung verschiedener Theorien zu erreichen gesucht hat. Alle diese Theorien unterscheiden sich in der Hauptsache vornehmlich in der Art, wie sie die Bestimmung der Expansionsarbeit des Dampfes vornehmen, und es hängt diese Arbeit wiederum hauptsächlich von dem Gesetze ab, nach welchem die Spannung des Dampfes abnimmt, wenn bei der Expansion sein Volumen allmählig sich vergrößert. Nach den in Cap. 1 hierüber gemachten Bemerkungen wird es daher leicht sein, die hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Theorien im Wesentlichen zu kennzeichnen.

Am einfachsten bestimmt sich die Expansionsarbeit des Dampfes unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes, wie es in Th. I, §. 414 ausgesprochen worden ist. Die Annahme dieses Gesetzes kommt auf die Voraussetzung hinaus, daß der Wasserdampf sich wie ein permanentes Gas verhalte, und daß die Temperatur auch während der Expansion denselben Werth behalte. Beide Voraussetzungen treffen nun allerdings nicht zu, trotzdem haben vielfach indicatorische Messungen gezeigt, daß die wirkliche Spannungsveränderung des Dampfes in Expansionsmaschinen in einer Weise vor sich geht, welche von der nach dem Mariotte'schen Gesetze sich ergebenden nicht wesentlich abweicht. Schon Morin hat aus vielen darüber angestellten Versuchen dieses Verhalten gefunden, und in neuerer

Zeit, wo der Indicator bei Dampfmaschinen eine sehr verbreitete Anwendung erlangt hat, ist diese Erfahrung vielfach bestätigt worden. Aus diesem Grunde wird denn auch jetzt bei der Berechnung der Dampfmaschinen das Mariotte'sche Gesetz meistens zu Grunde gelegt, und zwar erscheint diese Annahme um so mehr gerechtfertigt, als die solcher Art erzielten Resultate hinreichende Uebereinstimmung mit der Erfahrung zeigen, eine bessere Uebereinstimmung in der Regel als diejenigen, welche auf Grund scheinbar exacterer Theorien durch in den meisten Fällen verwickeltere Rechnungsoperationen erlangt werden können. Dem entsprechend soll auch die Berechnung der Dampfmaschinen in den folgenden Paragraphen unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes vorgenommen werden, und es mag genügen, die sonst noch zuweilen angewandten Theorien kurz anzuführen.

Da die Temperatur des Dampfes während der Expansion nicht constant bleibt, wie schon bemerkt wurde, so hat man die Verhältnisse geglaubt schärfer durch die Annahme desjenigen Gesetzes bestimmen zu können, welches der adiabatischen Zustandsänderung der Gase zugehört, und welches nach §. 219 seinen Ausdruck in der Formel  $p v^{\kappa} = \text{Const.}$  findet, wenn wieder  $v$  das Volumen,  $p$  die spezifische Spannung und  $\kappa$  einen gewissen, für jede Gasart constanten Coefficienten bedeutet. Für atmosphärische Luft wie überhaupt für permanente Gase wurde dieser Coefficient in §. 220 zu  $\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,41$  gefunden. Für Wasserdampf dagegen hat man für  $\kappa$  einen Werth einzuführen, welcher durch Versuche bestimmt worden ist. Wie ebenfalls schon in §. 239 angeführt worden, hat man diesen Coefficienten  $\kappa$  nach Zeuner zu 1,135, nach Grasshof zu 1,140 und nach Rankine zu 1,111 anzunehmen. Unter Annahme dieses Gesetzes ermittelt sich die Arbeit, welche ein gewisses Dampfquantum bei einer bestimmten Ausdehnung verrichtet, in derselben Art, wie dies für Gase in §. 219 gezeigt wurde. Man wendet dieses Gesetz zuweilen für die Compression des Dampfes an (siehe weiter unten), auch wenn für die Expansion das Mariotte'sche zu Grunde gelegt wird.

Eine Dampfmaschinentheorie, welche feinerzeit sich einer größern Beliebtheit erfreute, ist die von Pambour aufgestellte, die von der Voraussetzung ausging, daß der gesättigte Wasserdampf auch während seiner Expansion vollständig als gesättigt bestehen bleibe. Diese während einer langen Zeit für richtig hingegenommene Voraussetzung wurde mit Hülfe der neuern mechanischen Wärmetheorie als eine irrige erkannt, indem nach den in §. 238 enthaltenen Entwicklungen Wasserdampf bei seiner adiabatischen Ausdehnung zu einem Niederschlagen von tropfbarem Wasser Veranlassung giebt, so daß zwar der expandirende Dampf im Zustande der Sättigung sich befindet, aber nur einen gewissen Bruchtheil der ursprünglichen Masse ausmacht. Wie



erheblich die mechanische Arbeit ist, welche der bei der gedachten Condensation verschwundenen latenten Wärme entspricht, ist aus dem an der gedachten Stelle ausgerechneten Beispiele leicht zu erkennen und danach zu beurtheilen, daß die auf Grund der Pambour'schen Theorie gefundenen Resultate entsprechend unsichere sein müssen. Um bei dieser Theorie in erforderlicher Art die jeweilige Dampfspannung als eine algebraische Function von dem zugehörigen Dampfvolumen auszudrücken, bedient sich Pambour der von Navier für gesättigten Dampf aufgestellten Näherungsgleichung:

$$s = \frac{a}{b + p},$$

in welcher  $p$  die Spannung,  $a$  und  $b$  gewisse constante

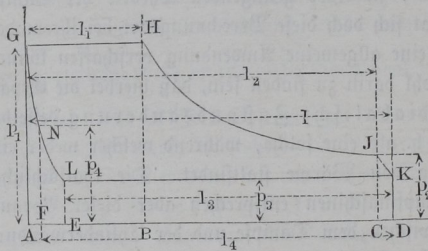
Größen und  $s = \frac{1}{\gamma}$  das spezifische Volumen des Dampfes bedeuten.

In der neuern Zeit hat man endlich auch eine auf den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie beruhende Berechnungsweise der Dampfmaschinen angegeben, in welcher Beziehung vornehmlich auf die von Zeuner entwickelte Theorie verwiesen werden mag. Wenn es auch wohl keinem Zweifel unterliegen dürfte, daß gerade die mechanische Wärmetheorie, welche bereits so viele Punkte aufgeheilt hat, zu einer genügenden Theorie der Dampfmaschinen führen wird, so hat sich doch diese Berechnungsart bei ihrem dormaligen Zustande noch nicht eine allgemeine Anwendung verschaffen können. Der Grund hiervon dürfte wohl darin zu finden sein, daß hierbei die Expansion des Dampfes als eine adiabatische Zustandsänderung desselben in Betracht gezogen wird, d. h. als eine solche, während welcher weder eine Zufuhr noch eine Abführung von Wärme stattfindet. Die thatsächlichen Verhältnisse in unseren Dampfmaschinen entsprechen aber dieser Voraussetzung keineswegs, indem zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung ein stetiger Wärmeaustausch stattfindet, auf welchen bei gewissen Maschinen die Anwendung eines Dampfmantels ganz besondern Einfluß ausübt. Ferner spielt in den Formeln der mechanischen Wärmetheorie immer der Wassergehalt des stets mehr oder minder feuchten Dampfes eine hervorragende Rolle, und es ist im Allgemeinen schwer, wenn nicht unmöglich, bei den Dampfmaschinen den wirklichen Wassergehalt auch nur annähernd genau zu bestimmen.

Diesen Umständen ist es zuzuschreiben, daß die Constructeure von Dampfmaschinen in Ermangelung einer genügend sichern und hinreichend einfachen schärfern Theorie sich damit begnügen, die Berechnung der Dampfmaschinen unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes vorzunehmen, wie dies im Folgenden gezeigt werden soll. Ungeachtet dessen muß doch die mechanische Wärmetheorie als ein ausgezeichnetes Hülfsmittel betrachtet werden, welches allein im Stande ist, auf gewisse Fragen von hervorragender Bedeutung sichere Antwort zu ertheilen.

§. 314. **Berechnung der Eincylindermaschine.** Im Folgenden soll die Berechnung einer eincylindrigen Expansionsdampfmaschine wesentlich in der Weise durchgeführt werden, welche in dem Hülfsbuche für Dampfmaschinentechniker von Grabal angegeben ist. Es werde dafür ein Cylinder vom Durchmesser  $d$  cm oder vom Querschnitte  $F = \pi \frac{d^2}{4}$  qcm und ein Kolbenhub gleich  $l$  m vorausgesetzt. Der Dampf, welcher einem Kessel von der totalen Spannung gleich  $p$  kg pr. 1 qcm entnommen wird, möge beim Eintritt in den Cylinder eine Spannung haben, die durch  $p_1$  bezeichnet werde, und welche Spannung in Folge der Widerstände und der Abkühlung in der Zuleitung, sowie wegen der etwaigen Drosselung durch das Eintrittsventil erheblich geringer als die Kesselspannung  $p$  angenommen werden muß. Die Größe des schädlichen Raumes für jede Cylinderseite sei gleich einem Cylinder von dem Querschnitte  $F$  des Kolbens und von der Länge  $\sigma = ml$ . Ferner soll angenommen werden, daß dem Cylinder frischer Kesseldampf zugeführt werde, bis der Kolben aus seiner Endlage sich

Fig. 684.



um den Weg  $l_1$  verschoben hat, so daß also die Maschine mit einem Füllungsverhältnisse  $\varphi = \frac{l_1}{l}$  arbeitet.

Die Verteilung des Dampfes durch Schieber oder Ventile soll in der durch das Diagramm in Fig. 684 vorgestellten Art

gedacht werden. Demgemäß soll der in der Kolbenstellung  $B$  abgesperrte Dampf bis zu der Kolbenstellung in  $C$  expandiren, in welcher Stellung der Voraustritt beginnen soll, indem in dieser Stellung der Raum hinter dem Kolben bereits mit dem Ausblaserohre in Verbindung gebracht wird. In Folge hiervon wird der Dampf hinter dem Kolben während des letzten Wegtheiles desselben um die Länge  $CD = l - l_2$  die Endspannung  $p_2$ , welche ihm in Folge der Expansion in  $C$  zu eigen war, bis auf die Spannung  $p_3$  ermäßigen, die im Ausblaseräume vorherrscht. Abgesehen von allen Nebenhindernissen, welche vorläufig hier außer Acht gelassen werden mögen, würde man die größte Leistung von dem Dampf zu erwarten haben, sobald man die Expansion so weit führte, bis die Endspannung  $p_2$  auf den Betrag  $p_3$  des Gegendruckes herabgesunken wäre; in diesem Falle würde das Diagramm bei  $JK$  in eine Spitze auslaufen. In Wirklichkeit geht man aber mit der Expansion niemals bis zu dieser Grenze, und



zwar nicht nur wegen der schädlichen Widerstände, sondern auch wegen der vermehrten Anlagelosten, die mit einer weiter geführten Expansion also Vergrößerung der Dimensionen verbunden sind. In Folge hiervon findet bei  $JK$  ein Spannungsabfall statt, d. h. eine plötzliche Spannungsabnahme, mit welcher immer ein gewisser Arbeitsverlust verbunden ist.

Der hinter dem Kolben zur Wirkung gekommene Dampf tritt bei dem Rückgange des erstern aus dem Cylinder mit einer Spannung gleich derjenigen  $DK = p_3$  im Ausblaserohre, d. h. im Condensator oder beziehungsweise in der freien Atmosphäre. Es sei nunmehr angenommen, daß in der Stellung des Kolbens bei  $E$  oder nach Zurücklegung des Weges  $DE = l_3$  der Austrittscanal für den ausblasenden Dampf abgeschlossen sei, so wird von dieser Stellung an eine Compression des noch vor dem Kolben zurückgebliebenen Dampfes eintreten, die so lange anhält, bis aus dem Kessel frischer Dampf dem Kolben entgegentritt. Dieser Augenblick des beginnenden Voreintritts möge der Kolbenstellung in  $F$  entsprechen, worin der Kolben von seiner Endlage in  $D$  einen Weg  $DF = l_4$  zurückgelegt haben mag. Durch diese Compression wird natürlich die Spannung des vor dem Kolben befindlichen Dampfes und damit der hindernde Gegendruck vergrößert, so daß hierdurch dem Kolben ein vergrößerter Widerstand entsteht. Trotzdem pflegt man in der neuern Zeit von dieser Compression einen ziemlich ausgiebigen Gebrauch zu machen, und zwar hauptsächlich aus den folgenden Gründen.

Wenn die Maschine ganz ohne Compression arbeitet, so findet der im Beginn der Voröffnung in  $F$  aus dem Kessel eintretende Dampf in dem schädlichen Raume, sowie in dem Raume  $AF$  des Cylinders Dampf von der geringen Spannung des Ausblaserumes vor, und indem dieser Raum mit frischem Kesseldampfe angefüllt wird, entsteht durch den damit verbundenen Spannungs- oder Wärmeabfall ein Arbeitsverlust, welcher um so größer ausfällt, je größer der anzufüllende Raum ist, welcher letztere deshalb den Namen des schädlichen Raumes führt. Durch die Anordnung einer Compression wird nun die Spannung des zurückbleibenden Dampfes vergrößert und damit der Betrag jenes erwähnten Abfalles verringert. Wollte man die Compression so weit führen, daß die schließliche Spannung des Dampfes zu Ende der Compression und bei Beginn der Voreinströmung in  $F$  gerade gleich der Admissionsspannung  $p_1$  des eintretenden Dampfes wäre, so ließe sich hierdurch der Spannungsabfall und der damit verbundene Verlust ganz vermeiden. Es würde auch, wenn nicht Nebenhindernisse und Abkühlungsverluste sich einstellten, die zur Compression des Dampfes vom Kolben aufzuwendende Arbeit in ihrem vollen Betrage wieder an den Kolben zurückgegeben werden, wenn der Dampf beim folgenden Kolbenlaufe expandirt. In diesem Falle würden also die nachtheiligen Wirkungen des schädlichen

Raumes gänzlich vermieden werden, und es wäre zur Erzielung dieses Resultates nur ein entsprechend größeres Cylindervolumen anzuordnen. Man pflegt aber in der Wirklichkeit mit der Compression nicht bis zu dieser obersten Grenze zu gehen, wegen der erwähnten schädlichen Widerstände und der Abkühlung, und läßt daher einen gewissen Spannungsabfall beim Eintritt des frischen Dampfes zu.

Es giebt auch noch einen andern Grund, aus welchem eine gewisse Compression zweckmäßig erscheint, nämlich die Rücksicht auf einen möglichst ruhigen Gang der Maschine. Inwiefern hierauf die Compression des Dampfes von Einfluß ist, läßt sich in folgender Weise erkennen. Bei der hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens wechselt der Druck auf den letztern in jedem todten Punkte der Kurbel, und in Folge davon wird jedesmal in dem Lager der Lenkerstange sowohl am Kurbelzapfen wie auch am Kreuzkopfe eine Stoßwirkung eintreten, sobald in diesen Lagern ein Spielraum oder tochter Gang sich eingestellt hat, was bei allen Maschinen nach einiger Zeit in höhern oder niedern Maße der Fall ist. Wenn es dagegen gelingt, den bemerkten Druckwechsel nicht plötzlich, sondern allmählig schon vor Erreichung des todten Punktes stattfinden zu lassen, so fällt auch die Veranlassung zu dem besagten Stoße fort. Diese Bedingung wird nun aber erfüllt sein, wenn die Compression vor dem Kolben so bemessen wird, daß der dadurch entstehende Gegendruck auf die Vorderfläche die Kraft übertrifft, durch welche der Kolben im Sinne seiner Bewegung angetrieben wird. Diese Kraft setzt sich aus dem treibenden Dampfdrucke und dem Beschleunigungsdrucke zusammen, welcher aus der Trägheit der hin- und hergehenden Massen sich ergibt, und dessen Bestimmung in Thl. III, 1 bei der Behandlung des Kurbelgetriebes vorgenommen wurde. Da dieser Beschleunigungsdruck mit zunehmender Geschwindigkeit der Maschine sehr schnell steigt, und hiermit auch die Stärke der erwähnten Stoßwirkungen im Verhältnisse steht, so erkennt man hieraus, daß gerade bei den schnell gehenden Maschinen die Compression des Dampfes ein wichtiges Mittel zur Erzielung eines möglichst ruhigen Ganges abgeben muß.

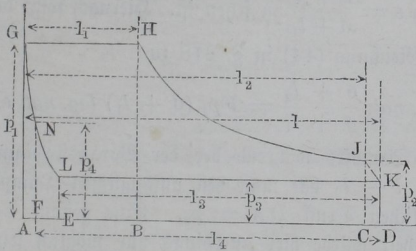
Außerdem muß darin noch ein besonderer Vortheil der Compression erkannt werden, daß durch dieselbe eine Erwärmung des Cylinders herbeigeführt wird, welche den nachtheiligen Wärmeaustausch herabzieht, der zwischen dem Dampfe und der Cylindervand unausgesetzt auftritt und wegen des damit verbundenen Ueberganges der Wärme von höherer zu niederer Temperatur immer mit namhaften Verlusten verknüpft ist. Die Compression hat man früher weniger bei den stationären Dampfmaschinen angewendet als dies neuerdings der Fall ist, nachdem man ihre Vortheile näher kennen gelernt hat. Bei den Locomotivmaschinen und überhaupt bei den Maschinen, welche durch eine Coullisse umgesteuert werden, wandte man schon seit langer Zeit hohe Compressionsgrade



an, wie sich dieselben ungefucht ergaben, wenn man mit dem einfachen Muschelschieber durch die Stellung der Coulotte höhere Expansion erzielen wollte.

Nach diesen Bemerkungen wieder zu der Fig. 685 zurückkehrend, ergibt sich aus deren Betrachtung, daß der Dampfkolben von der Stellung in *F* an, in welcher der frische Kesseldampf in den Cylinder eingelassen wird, einen

Fig. 685.



Gegendruck zu überwinden hat, welcher von dem Betrage des Enddruckes  $FN = p_4$  der Compression auf denjenigen der Admissionsspannung  $AG = p_1$  sich erhebt. Unter dem Einflusse dieses Gegendruckes hat der Kolben den Weg  $FA = l - l_4$  zurückzulegen, und es beginnt hier-

auf die Wiederholung der gedachten Wirkungen in genau derselben Weise. Es ist kaum nöthig zu bemerken, daß derselbe Vorgang, welcher hier nur für die eine (linke) Seite des Kolbens betrachtet worden ist, in gleicher Art auf der andern Kolbenseite stattfindet, für die Theorie genügt es daher, nur die eine Seite in Betracht zu ziehen.

Es folgt aus den vorstehenden Betrachtungen, daß die Wirkung des die hintere Kolbenseite antreibenden Dampfes sich aus drei gesonderten Theilen zusammensetzt, nämlich aus der

Volldruckwirkung  $L_1$  auf dem Wege . . . .  $AB = l_1$ ,

dann aus der

Expansionswirkung  $L_2$  auf dem Wege . . . .  $BC = l_2 - l_1$

und endlich aus der

Nachwirkung  $L_3$  auf dem Wege . . . . .  $CD = l - l_2$ .

Zu ähnlicher Weise kann man auch die Arbeit des Widerstandes auf die vordere Kolbenfläche als aus drei Theilen zusammengesetzt denken, nämlich aus der Arbeit  $W_1$  während des Ausblasens auf dem Wege .  $DE = l_3$ ,  
 der Arbeit  $W_2$  während der Compression auf dem Wege .  $EF = l_4 - l_3$   
 und der Arbeit  $W_3$  des Gegendampfes auf dem Wege . .  $FA = l - l_4$ .

Zur Ermittlung der ganzen während eines einfachen Kolbenlaufes vom Dampfe verrichteten Arbeit hat man nur nöthig, diese einzelnen Beträge von  $L$  und  $W$  zu bestimmen, und die Summe der Widerstände  $W$  von derjenigen der Arbeiten  $L$  in Abzug zu bringen. Diese Ermittlung macht sich unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes wie folgt:

Zunächst ergibt sich die Volldruckarbeit, wie schon im vorherigen Paragraphen gezeigt wurde, als das Product aus dem Kolbendruck  $Fp_1$  in den Weg  $l_1$  also zu

$$L_1 = Fp_1 l_1.$$

Für die Expansionsarbeit  $L_2$  hat man zu berücksichtigen, daß während der Expansion mit Rücksicht auf den schädlichen Raum das ursprüngliche Volumen  $F(\sigma + l_1)$  in das Endvolumen  $F(\sigma + l_2)$  sich vergrößert, so daß der Expansionsgrad gleich  $\varepsilon = \frac{\sigma + l_2}{\sigma + l_1}$  zu setzen ist. Hiernach folgt die Expansionsarbeit zufolge der Gleichung (44) in §. 218 zu

$$L_2 = Fp_1 (\sigma + l_1) \log. nat. \frac{\sigma + l_2}{\sigma + l_1} = Fp_1 (\sigma + l_1) \log. nat. \varepsilon.$$

Für die Nachwirkung des Dampfes während des der Borausströmung entsprechenden Weges  $CD = l - l_2$  hat man den anfänglichen Dampfdruck  $CJ = p_2$ , den schließlichen Druck  $DK = p_3$ . Eine genaue Ermittlung der zugehörigen Arbeit würde hier allerdings nur möglich sein, wenn das Gesetz der Spannungsverringerung bekannt wäre, bei der Geringfügigkeit der betreffenden Arbeit wird man sich von der Wahrheit nur unmerklich entfernen, wenn man für diese Nachwirkung als durchschnittlichen Druck das arithmetische Mittel aus dem Anfangs- und Enddrucke also  $\frac{p_2 + p_3}{2}$  annimmt, womit die betreffende Arbeit zu

$$L_3 = F \frac{p_2 + p_3}{2} (l - l_2)$$

folgt. Addirt man diese drei Werthe, so erhält man als die ganze auf die hintere Kolbenfläche ausgeübte Arbeit den Werth

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = Fp_1 l_1 + Fp_1 (\sigma + l_1) \ln. \varepsilon + F \frac{p_2 + p_3}{2} (l - l_2).$$

Will man hieraus den mittlern oder den Durchschnittsdruck  $p_m$  bestimmen, welcher bei unveränderlicher Größe dieselbe Leistung auf den Kolben ausüben würde, so findet man denselben einfach durch  $Fp_m l = L$  zu

$$p_m = p_1 \left( \frac{l_1}{l} + \frac{\sigma + l_1}{l} \ln. \varepsilon \right) + \frac{p_2 + p_3}{2} \frac{l - l_2}{l}.$$

In ähnlicher Weise ergibt sich für den Widerstand auf die vordere Kolbenfläche zunächst der Werth für die Periode des Ausblasens wegen des constanten Druckes  $DK = p_3$ :

$$W_1 = Fp_3 l_3.$$

Für die Compressionswirkung ist wieder zu beachten, daß dabei das anfängliche Volumen  $F(\sigma + l_3)$  des Dampfes auf das schließliche Volumen  $F(\sigma + l_4)$



zusammengedrückt wird, so daß die dem Compressionsverhältnisse  $\xi = \frac{\sigma + l_4}{\sigma + l_3}$  entsprechende Arbeit sich nach dem Mariotte'schen Gesetze zu

$$W_2 = F p_3 (\sigma + l_3) \log. \text{ nat. } \frac{\sigma + l_4}{\sigma + l_3} = F p_3 (\sigma + l_3) \ln. \xi$$

ergiebt. Endlich findet sich die dem Gegendrucke zugehörige Arbeit  $W_3$ , wenn man auch hier den mittlern Druck  $\frac{p_4 + p_1}{2}$  als den wirksamen einführt, zu

$$W_3 = F \frac{p_4 + p_1}{2} (l - l_4).$$

Die Summe der drei Widerstandsarbeiten liefert den Betrag der ganzen von der vordern Kolbenfläche zu überwindenden Arbeit:

$$\begin{aligned} W &= W_1 + W_2 + W_3 \\ &= F p_3 l_3 + F p_3 (\sigma + l_3) \ln \xi + F \frac{p_4 + p_1}{2} (l - l_4), \end{aligned}$$

und man erhält auch hier wie oben den Durchschnittswert  $q_m$  des Gegendruckes zu

$$q_m = p_3 \left( \frac{l_3}{l} + \frac{\sigma + l_3}{l} \ln \xi \right) + \frac{p_4 + p_1}{2} \frac{l - l_4}{l}.$$

Die ganze während eines einfachen Hubes von dem Dampfe an den Kolben abgegebene Arbeit bestimmt sich daher zu

$$L_i = F (p_m - q_m) l$$

und man kann diese Arbeit gleich  $L_i = F p_i l$  setzen, wenn man unter  $p_i$  einen mittlern auf den Kolben während des ganzen Weges unveränderlich wirkenden Druck versteht, für welchen man demzufolge die Beziehung hat  $p_i = p_m - q_m$ .

Wenn die Maschine in jeder Minute  $n$  Umdrehungen, der Kolben also in jeder Secunde einen Weg  $v = \frac{n l}{30}$  m macht, so bestimmt sich mit dieser Kolbengeschwindigkeit  $v$  die Arbeit des Kolbens in Pferdekraften zu

$$N_i = F p_i l \frac{2 n}{60 \cdot 75} = \frac{F p_i v}{75} \text{ Pferdekraft.}$$

Diese Arbeit ist übrigens, wie bemerkt worden, als die vom Kolben aufgenommene sogenannte indicirte Arbeit anzusehen, von welcher ein gewisser Theil durch die Nebenhindernisse in der Maschine aufgezehrt wird, so daß die übrig bleibende, von der Welle abzuliefernde Nutzarbeit wesentlich geringer ausfällt, wie nachstehend gezeigt wird. Zunächst erkennt man aus

dem obigen Ausdrucke für die Leistung der Maschine, daß die Größe von  $N$  wesentlich von der Geschwindigkeit  $v$  des Kolbens abhängt, indem sie mit dieser Geschwindigkeit im directen Verhältnisse zu- und abnimmt. Hieraus folgt, daß die bisher gebräuchlich gewesene Bestimmung der Stärke von Dampfmaschinen nach Pferdekraften eine ganz unsichere ist, so lange man einer solchen Angabe nicht gleichzeitig andere über die Kolbengeschwindigkeit, Dampfspannung und das Füllungsverhältniß hinzufügt. Man ist daher in der neuern Zeit von jener sehr willkürlichen Bezeichnung der Maschinengrößen durch die Zahl der zu leistenden Pferdekraften mehr und mehr zurückgekommen, und es ist gebräuchlicher geworden, für diese Bestimmung die Größe des Cylinderdurchmessers  $d$  anzuführen, da von diesem oder dem Kolbenquerschnitte  $F$  unter gegebenen Verhältnissen vorzugsweise die Größe der zu erwartenden Leistung abhängig ist.

Um mit Hilfe der vorstehend entwickelten Formeln die indicirte Leistung einer Dampfmaschine zu ermitteln, sind über einige der darin vorkommenden Größen noch gewisse Annahmen oder Feststellungen zu machen, insofern als diese Größen innerhalb bestimmter Grenzen willkürlich gewählt werden können. Hierzu gehört zunächst die Kolbengeschwindigkeit  $v$ . In früherer Zeit wurde diese Geschwindigkeit in der Regel viel geringer angenommen, als sie heute gewählt zu werden pflegt. Während man früher, dem Vorgehange von Watt folgend, die Kolbengeschwindigkeit  $v$  je nach der Größe der Maschinen etwa zwischen den Grenzen 1 und 1,25 m festsetzte, ist es heute nicht selten, bei gewöhnlichen stehenden Maschinen Geschwindigkeiten von 1,5 bis zu 2,5 m anzunehmen, und bei den Locomotiven steigen diese Werthe bis über 4 m. Am schnellsten läßt man die Dampfmaschinen in den Vereinigten Staaten von Amerika arbeiten, für sogenannte Schnellläufer giebt Radinger in seinem mehrfach angeführten Berichte die Werthe von 4 bis 5,7 m für die Kolbengeschwindigkeit an. Diese größeren Geschwindigkeiten lassen sich aus den größeren Dampfspannungen erklären, die neuerdings meist angewandt werden, und in Folge deren der in den Cylinder tretende Dampf dem ausweichenden Kolben schneller zu folgen vermag. Es ist danach auch gerechtfertigt, wenn man die Kolbengeschwindigkeit anstatt von der Stärke der Maschine jetzt meist von der Spannung des in den Cylinder tretenden Dampfes abhängig macht. In dieser Hinsicht giebt v. Reiche für eine im Allgemeinen passende Kolbengeschwindigkeit die Gleichung:

$$v = \sqrt{p_1},$$

wenn  $p_1$  wieder die Admissionsspannung des Dampfes in Atmosphären gleich 1 kg pr. 1 qcm bedeutet. Natürlich wird man in besonderen Fällen von den durch diese oder sonstige entsprechende Regeln gegebenen Werthen nach der einen oder andern Richtung abweichen, je nachdem die Verhältnisse



es gerathen erscheinen lassen. Herrscht z. B. die Rücksicht auf möglichste Dauer der Maschine vor, so empfiehlt sich eine mäßige Geschwindigkeit, während sehr schneller Gang der zu betreibenden Arbeitsmaschinen eine große Geschwindigkeit der Dampfmaschine vortheilhaft erscheinen läßt, um mit möglichst einfachen Transmissionsmitteln den Zweck zu erreichen.

Von den übrigen für die Berechnung einer Dampfmaschine maßgebenden Größen ist besonders die Admissionsspannung  $p_1$  von Wichtigkeit. Dieselbe wird man im Allgemeinen aus der bekannten Kesselspannung  $p$  am bequemsten mit Hülfe eines Reductionscoefficienten  $v$  erhalten, welcher erfahrungsmäßig bestimmt ist, so daß man also  $p_1 = vp$  hat. Dieser Coefficient kann nach Grabal etwa zwischen den Werthen 0,75 und 0,90 angenommen werden, je nachdem die Drosselung stärker oder schwächer ist. Für die Spannung  $p_3$  des ausblasenden Dampfes pflegt man anzunehmen:

1,2 kg für Auspuffmaschinen

und

0,2 kg für Condensationsmaschinen.

Die Größe des schädlichen Raumes  $\sigma = ml$  richtet sich namentlich danach, ob die Maschine mit der gewöhnlichen Schiebersteuerung oder mit einer Ventilsteuerung unter Anordnung gesonderter Canäle für den Ein- und Austritt versehen ist. Im letztern Falle vermindert sich der Werth  $m$  bis zu 0,015, während für die gewöhnliche Schiebersteuerung meistens  $m = 0,05$  gesetzt wird. In Betreff der übrigen Größen  $l_2$ ,  $l_3$  und  $l_4$ , welche den Zeitpunkt des Voraustrittes, die Compressionwirkung und die Gegenampfwirkung bestimmen, hat man in jedem Falle die Ermittlung nach der angewandten Steuerung vorzunehmen. Für die gewöhnlichen, nur in einer Richtung umlaufenden Maschinen mit Expansion, aber ohne namhafte Compression, macht Grabal folgende Angaben:

$$\text{für den Voraustritt} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \frac{l_2}{l} = 0,96,$$

$$\text{für die Compression} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \frac{l_3}{l} = 0,94,$$

$$\text{für die Gegenampfwirkung} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \frac{l_4}{l} = 0,998.$$

Die Leistung, welche man mit Hülfe dieser gegebenen und beziehungsweise passend anzunehmenden Größen durch die obigen Formeln ermittelt, ist die an den Kolben übertragene, welche man als die indicirte Leistung deswegen bezeichnet, weil sie der durch das Diagramm des Indicators gemessenen entspricht. Von dieser Leistung hat man diejenige der schädlichen, in der Maschine auftretenden Widerstände abzuziehen, um die nützliche Arbeit

der Maschine zu erhalten. Bei diesen Widerständen, wie sie als Reibung des Kolbens, der Stopfbüchsen, des Kreuzkopfes, der Geradsführung, der Kurbel u. s. w. auftreten, pflegt man eine Unterscheidung zu machen zwischen denjenigen, wie sie in der leergehenden Maschine auftreten und denen, welche durch die vergrößerten Drucke hervorgerufen werden, die sich bei der Bewältigung eines bestimmten Nutzwiderstandes einstellen. Die zur Ueberwindung des Leergangswiderstandes erforderliche Dampfspannung läßt sich durch den Versuch leicht ermitteln, wenn man die Dampfspannung soweit ermäßigt, etwa durch Drosselung, daß sie gerade genügend ist, die Maschine leer mit der regelrechten Geschwindigkeit zu bewegen, und während dieser Bewegung ein Indicatorgramm abnimmt. Ist diese Spannung  $p_0$  und bezeichnet man mit  $\mu$  den Coefficienten der Reibung, welche durch den Nutzwiderstand  $N_n$  hervorgerufen wird, so ergibt sich die Größe der diesem Nutzwiderstande  $N_n$  entsprechenden nutzbaren Spannung  $p_n$  aus der indicirten Spannung  $p_i$  durch die Beziehung  $p_i = p_0 + p_n + \mu p_n$  zu:

$$p_n = \frac{p_i - p_0}{1 + \mu}.$$

Man nennt das Verhältniß  $\frac{N_n}{N_i} = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{indicirte Leistung}} = \frac{p_n}{p_i} = \eta$  den indicirten Wirkungsgrad einer Maschine, und es ist ersichtlich, daß dieser Wirkungsgrad, welcher stets kleiner als Eins sein muß, wesentlich von der Bauart, Ausführung und Wartung der Maschine, sowie überhaupt von allen den Elementen abhängig sein muß, welche auf die schädlichen Widerstände von Einfluß sind. Für den Entwurf einer Maschine ist es wünschenswerth, von vornherein einen gewissen Anhalt über die Größe des wahrscheinlichen Wirkungsgrades zu haben, und man kann sich in dieser Beziehung der folgenden Angaben bedienen, welche v. Reiche mit Rücksicht auf die vorliegenden Erfahrungsergebnisse als passend anführt. Hiernach kann man setzen:

Für Auspuffmaschinen:

Für Condensationsmaschinen:

$N_n < 40$	$N_n = 40$	$N_n > 40$	$N_n < 46$	$N_n = 46$	$N_n > 46$
$\eta = \frac{N_n + 32}{N_n + 50}$	$\eta = 0,8$	$\eta = \frac{N_n + 72}{N_n + 100}$	$\eta = \frac{N_n + 26}{N_n + 50}$	$\eta = 0,75$	$\eta = \frac{N_n + 86}{N_n + 130}$

Daß diese Tabelle für größere Maschinen größere Wirkungsgrade angiebt, ist dadurch erklärt, daß die schädlichen Widerstände im Allgemeinen relativ



um so größer ausfallen, je kleiner die Abmessungen der einzelnen Theile gewählt sind. Aus diesem Grunde wird auch der Nutzeffectcoefficient einer Zwillingmaschine im Allgemeinen kleiner sein als unter gleichen Umständen der einer ebenso starken Cylindermaschine.

Anmerkung. Bölkers nimmt den Gegenruck für 1 Quadratzoß Kolbenfläche zu 2,4 Pfund bei Condensationsmaschinen und zu 15 Pfund bei Auspuffmaschinen an, was für metrisches Maß 0,18 und beziehungsweise 1,10 kg für 1 qcm beträgt. Ferner setzt derselbe die den constanten Nebenhindernissen der Maschine entsprechende Spannung für die Einheit der Kolbenfläche

$$r = r_1 + r_2 + r_3 + r_4,$$

worin  $r_1$  der durch das Schwungradgewicht verursachten Reibung,  $r_2$  der Kolbenreibung,  $r_3$  dem Widerstande der Luftpumpe und  $r_4$  dem Widerstande der Kaltwasserpumpe entspricht. Auf Grund seiner Versuche giebt er zur Bestimmung von  $r$  Regeln, welche, für metrisches Maß umgerechnet, folgenden Ausdruck annehmen:

1. für Dampfmaschinen ohne Condensation

$$r = 0,00033 \frac{G}{d^2} + \frac{0,232}{d},$$

2. für gewöhnliche Dampfmaschinen mit Condensation

$$r = 0,00033 \frac{G}{d^2} + \frac{0,232}{d} + 0,035 + 0,0021 h,$$

3. für Woolf'sche Dampfmaschinen

$$r = 0,00024 \frac{G}{d^2} + \frac{0,252}{d} + 0,03 + 0,0019 h,$$

4. für Corlißmaschinen

$$r = 0,00033 \frac{G}{d^2} + \frac{0,232}{d} + 0,03 + 0,0019 h,$$

worin  $G$  das Gewicht des Schwungrades in Kilogrammen,  $d$  den Kolbendurchmesser in Centimetern,  $h$  die Förderhöhe der Kaltwasserpumpe in Metern und  $r$  den Druck in Kilogrammen für 1 qcm vorstellt.

Den Coefficienten  $\mu$  der Reibung des Nutzwiderstandes soll man nach Bölkers zu  $\mu = 0,13$  annehmen.

Beispiel. Eine Dampfmaschine ohne Condensation arbeitet mit  $\frac{1}{3}$  Füllung des Cylinders vom Durchmesser  $d = 50$  cm und dem Hube  $l = 1$  m. Wie groß ist die zu erwartende indicirte Leistung derselben, wenn die Maschine in jeder Minute 50 Umdrehungen macht und die Kesselspannung  $p = 5$  kg pr. 1 qcm beträgt?

Nimmt man die Admissionspannung des Dampfes zu  $p_1 = 0,8 \cdot 5 = 4$  kg und den Gegenruck zu  $p_3 = 1,2$  kg an, setzt ferner den schädlichen Raum zu  $\sigma = 0,05$  l = 0,05 m, sowie  $l_2 = 0,96$  l,  $l_3 = 0,94$  l und  $l_4 = 0,99$  l voraus, so berechnet sich mit diesen Werthen das Expansionsverhältniß  $\varepsilon = \frac{0,05 + 0,96}{0,05 + 0,333} = 2,638$  und demgemäß die Spannung am Ende der Expansion zu  $p_2 = \frac{4}{2,638}$

= 1,52 kg; ebenso das Compressionsverhältniß  $\zeta = \frac{0,05 + 0,99}{0,05 + 0,94} = 1,051$ , woraus die Endspannung der Compression zu  $p_4 = 1,2 \cdot 1,051 = 1,26$  kg folgt. Demgemäß erhält man nach dem Vorhergegangenen die indicirte Leistung eines Kolbenhubes zu:

$$\begin{aligned} Fl & 4 (0,333 + 0,383 \ln 2,638) + F \frac{1,52 + 1,2}{2} 0,04 l \\ & - Fl \cdot 1,2 (0,94 + 0,99 \ln 1,051) - F \frac{1,26 + 4}{2} 0,01 l \\ & = Fl (2,873 - 1,213) = Fl 1,660 = 3,14 \cdot 25^2 \cdot 1 \cdot 1,660 \\ & = 3259 \text{ mkg.} \end{aligned}$$

Der indicirte Durchschnittsdruck ist demnach  $p_i = 2,873 - 1,213 = 1,66$  kg, und die zu erwartende indicirte Leistung:

$$N_i = \frac{2 \cdot 50 \cdot 3259}{60 \cdot 75} = 72,4 \text{ Pferdekraft.}$$

Nimmt man einen indicirten Wirkungsgrad gleich  $\eta = 0,80$  an, so erhält man eine Nutzleistung von  $N_n = 0,80 \cdot 72,4 = 57,9 = \text{rot. } 58$  Pferdekraft und einen durchschnittlichen Kundruck von  $p_n = 0,8 \cdot 1,66 = 1,328$  kg.

Wäre die Aufgabe gestellt, eine unter denselben Verhältnissen arbeitende Maschine zu entwerfen, welche bei einer Kolbengeschwindigkeit von  $v = 1,5$  m eine Nutzleistung von 60 Pferdekraften entwickeln soll, so findet man unter Beibehaltung des berechneten Werthes  $p_n = 1,328$  den erforderlichen Kolbenquerschnitt  $F$  aus

$$F \cdot v \cdot p_n = F \cdot 1,5 \cdot 1,328 = 60 \cdot 75 \text{ mkg}$$

zu  $F = 2259$  qcm, entsprechend einem Durchmesser von  $d = 537$  mm. Setzt man hierbei einen Kolbenhub gleich 1 m voraus, so folgt die Umdrehungszahl der Maschine für eine Minute zu  $n = \frac{60 \cdot 1,5}{2 \cdot 1} = 45$ .

Nimmt man eine Geschwindigkeit des Dampfes im Eintrittsrohre von 30 m und im Ausblaserohre von 10 m an, so folgen die Querschnitte dieser Röhren zu  $f_e = \frac{2256 \cdot 1,5}{30} = 113$  qcm und  $f_a = \frac{2256 \cdot 1,5}{10} = 339$  qcm und die zugehörigen Durchmesser zu 12 und beziehungsweise 20,8 cm. Macht man daher die Dampfcanäle 40 mm weit, so folgt deren Breite zu  $\frac{1130}{4} = 282$  mm.

Anmerkung. Für derartige Berechnungen sind die umfangreichen Tabellen des Werkes von Grabač\*) mit großem Vortheil zu benutzen, in denen die Hauptverhältnisse der verschiedensten Dampfmaschinen unter der Voraussetzung von 1 m Kolbengeschwindigkeit zusammengestellt sind. Will man die Leistung einer Maschine für eine beliebige andere Geschwindigkeit  $v$  erhalten, so hat man nur den betreffenden Tabellenwerth mit dieser Geschwindigkeit zu multipliciren.

§. 315. **Woolf'sche Maschine.** Bei einer Maschine des Woolf'schen Systems kommt der Dampf, wie schon früher bemerkt worden, in zwei Cylindern von verschiedener Größe derartig zur Wirkung, daß der in dem

\*) Hülfsbuch für Dampfmaschinentechniker von Joseph Grabač, Berlin 1883.



kleinern oder Hochdruckcylinder bereits in gewissem Grade expandirte Dampf in dem größern oder Niederdruckcylinder einer fortgesetzten Expansion ausgesetzt wird. Es wurde auch schon oben angegeben, daß eine solche Wirkungsweise den Vortheil bietet, daß man sehr hohe Expansionsgrade anwenden kann, ohne eine so beträchtliche Veränderlichkeit der Drucke in Kauf nehmen zu müssen, wie dies in einer eincylindrigen Maschine bei gleich großer Expansion der Fall wäre. Für die Arbeitsleistung des Dampfes ist es im Wesentlichen gleich, ob die Volumenergrößerung in einem oder in zwei Cylindern hinter einander erfolgt, und man kann in dieser Hinsicht eine Woolf'sche Maschine gerade so beurtheilen, wie eine eincylindrige, deren Cylinder die Abmessungen des Niederdruckcylinders hat, und in welchem der Dampf einer Expansion ausgesetzt ist, deren Größe mit der gesammten in der Woolf'schen Maschine zur Verwendung kommenden Ausdehnung übereinstimmt. Die gesammte Ausdehnung oder das Expansionsverhältniß drückt sich bei Woolf'schen Maschinen durch  $\varepsilon = \alpha\beta$  aus, wenn  $\alpha$  das Verhältniß der Cylinderräume und  $\beta$  das in dem kleinen Cylinder angewandte Expansionsverhältniß bedeutet. Wie diese beiden Verhältnisse zu bestimmen sind, macht eine besondere Untersuchung nöthig, wie sie im Folgenden geführt werden soll.

Bei den älteren Woolf'schen Maschinen ließ man den aus dem kleinen Cylinder austretenden Dampf während des ganzen Kolbenlaufes hinter den großen Kolben treten, indem man den Austritt aus dem kleinen und den Eintritt in den großen Cylinder durch denselben Schieber regelte, von welchem in Fig. 639 eine Darstellung gegeben wurde.

Bei den neueren Maschinen dieser Art hat man aber ebenso wie bei den im nächsten Paragraphen zu besprechenden Compoundmaschinen dem Niederdruckcylinder sowohl wie dem Hochdruckcylinder eine selbständige Steuerung gegeben, welche den Ein- und Austritt des Dampfes in jeder gewünschten Weise zu erreichen gestattet. Die Vortheile, welche hierdurch erlangt werden können, lassen sich in folgender Weise verdeutlichen. Wenn bei den älteren Maschinen der Dampf aus dem Hochdruckcylinder nach dem Niederdruckcylinder geführt wird, so findet er in dem schädlichen Raume des letztern ebenso, wie in der Verbindungsleitung zwischen beiden Cylindern Dampf von der sehr geringen Spannung des Condensators vor. Hiermit ist ein Spannungsabfall und also ein Arbeitsverlust verbunden, welcher nicht unbedeutend ist, weil die Verbindungsrohre meistens einen erheblichen Rauminhalt haben. Gibt man indessen dem Niederdruckcylinder eine besondere Steuerung, so kann man die Anordnung so treffen, daß gegen Ende des Kolbenlaufs in diesem Cylinder eine Compression des Dampfes bis zu der Spannung des aus dem Hochdruckcylinder tretenden Dampfes stattfindet, wodurch der gedachte Spannungsabfall vermieden wird. Auch ist es in

diesem Falle nicht nöthig, den Verbindungsrohren einen möglichst kleinen Rauminhalt zu geben, man pflegt im Gegentheil den Inhalt derselben groß, oft so groß wie den des Niederdruckcylinders zu machen, um die Schwankungen des Druckes dadurch zu verringern. Man nennt diesen zwischen den beiden Cylindern angeordneten, zur Aufnahme des aus dem kleinen Cylinder kommenden Dampfes dienenden Behälter den Aufnehmer oder Receiver, und ermöglicht es durch die Anordnung desselben, daß man bei diesen Zweicylindermaschinen die Kurbeln beliebig gegen einander versetzen kann, so daß man bei einer Versetzung derselben um etwa  $90^\circ$  die Vortheile des Zwillingssystemes gleichzeitig mit denen des Woolf'schen erzielen kann, was zur Construction der Compoundmaschinen geführt hat. Um die Abkühlung des Aufnehmers möglichst zu vermeiden, pflegt man denselben vielfach mit einem Dampfmantel zu versehen, doch fehlt es auch nicht an Stimmen, welche die Vortheile der Dampfmäntel hier ebenso wie bei den Dampfcylindern in Abrede stellen.

Von der Wirkung des Dampfes in den Zweicylindermaschinen und den Verhältnissen, welche man denselben zur Vermeidung des gedachten Spannungsabfalles zu geben hat, erlangt man am einfachsten eine schnelle Uebersicht aus einem Diagramm\*), das in folgender Art gezeichnet werden kann. Macht man die horizontale Strecke  $AB$  in Fig. 686 nach einem beliebigen, für die Zeichnung bequemen Maßstabe gleich dem Hube  $2r = l$  des kleinen Kolbens derart, daß der über dieser Strecke als Durchmesser beschriebene Kreis  $K$  den Kurbelkreis vorstellt, so hat man für irgend welche Kurbelstellung  $CK$  durch Projiciren des Kurbelzapfens auf  $AB$  die Stellung  $K_0$  des kleinen Kolbens und in der Entfernung von  $A$  den Kolbenweg vom linken todten Punkte gefunden, wenn man die für diese Untersuchung zulässige Annahme einer sehr langen Lenkerstange macht. Denkt man sich nun für jede Kolbenstellung nach einem gleichfalls beliebigen Maßstabe das von dem Kolben beschriebene Volumen als Ordinate aufgetragen, so liegen die so erhaltenen Punkte sämmtlich in einer geraden Linie  $AD$ , und zwar giebt diese Gerade sowohl für den Hingang, wie für den Rückgang durch ihre Ordinaten die Cylinderräume zwischen dem Kolben und dem linksseitigen Cylinderdeckel an. Die Ordinate  $BD$  am Endpunkte des Weges stellt hierbei nach dem für die Rauminhalte gewählten Maßstabe die Größe  $fl$  des kleinen Cylinders vom Querschnitte  $f$  und dem Hube  $l$  vor. Nun ziehe man parallel zu  $AB$  die Geraden  $A_1B_1$ ,  $A_2B_2$ ,  $A_3B_3$  und  $A_4B_4$  in solchen Abständen von  $AB$  und von einander, daß nach dem für die Volumina gewählten Maßstabe  $AA_1 = BB_1$  den schädlichen Raum  $\sigma_1 f$  des kleinen Cylinders,  $A_1A_2 = B_1B_2$  den Raum des Aufnehmers,  $A_2A_3 = B_2B_3$

\*) S. die Abhandlung von Schröter, 33. Jhr. d. Ver. deutsch. Ing., 1884.





durchlaufenen Räume für jede Stellung des kleinen Kolbens auftragen zu können, denkt man sich den großen Cylinder vom Querschnitte  $F$  und der Länge  $L$ , also vom Inhalte  $V = FL$  durch einen andern Cylinder von gleichem Inhalte und der Länge  $l$  des kleinen Cylinders ersetzt, dessen Querschnitt zu  $F \frac{L}{l} = F_0$  sich bestimmt. Man denkt sich die Kurbel dieses reducirten Kolbens in dieselbe Richtung wie die des großen Kolbens gestellt, den er ersetzt. Es ist dann leicht, aus dem bekannten Winkel, um welchen die beiden Kurbeln gegen einander versetzt sind, für jede Stellung des kleinen Kolbens die Verschiebung des reducirten von dem linken Endpunkte  $A$  abzugreifen. Sei für irgend eine Stellung des kleinen Kolbens in  $K_0$  der von demselben durchlaufene Raum durch  $K_0 K_1$  dargestellt, so hat man nur eine in dem Verhältnisse der bezüglichen Querschnitte  $\frac{F_0}{f} = \frac{FL}{fl}$  größere Strecke an der betreffenden Stelle senkrecht über  $K$  als Ordinate  $K_4 K_5$  von  $A_4 B_4$  abwärts aufzutragen, um in derselben das Maß für denjenigen Raum zu erhalten, welchen der große Kolben vom linken Ende aus in dem betrachteten Augenblicke zurückgelegt hat, in welchem der kleine Kolben in  $K_0$  steht. Die Strecke  $K_3 K_5$  stellt dann den Raum auf der rechten Seite des großen Kolbens vor, in welchen der Dampf von der linken Seite des kleinen Kolbens geleitet wird. Wird diese Construction für alle Stellungen ausgeführt gedacht, so legen die so erhaltenen Endpunkte  $K_5$  der aufgetragenen Ordinaten eine gewisse Curve fest, von der leicht einzusehen ist, daß sie bei Woolf'schen Maschinen mit einem Kurbelversetzungswinkel gleich  $0^\circ$ , wie er hier vorausgesetzt wird, gleichfalls eine gerade durch  $B_3$  gehende Linie sein muß, welche in  $A_3$  eine Ordinate  $A_3 A_4 = FL = F_0 l$  hat. Für irgend einen andern Versetzungswinkel der beiden Kurbeln, wie er bei Compoundmaschinen vorkommt, wird diese Curve, wie ebenfalls leicht zu erkennen ist, eine Ellipse. Dieses so entworfene Diagramm läßt für jede beliebige Stellung des kleinen Kolbens unmittelbar das vom großen Kolben durchlaufene Volumen entnehmen und gewährt daher ein einfaches Mittel, um unter Zugrundelegung eines bestimmten Gesetzes zwischen Volumen und Dampfspannung die letztere für jeden Augenblick zu bestimmen. Als dieses Gesetz soll aus den oben angeführten Gründen das Mariotte'sche angenommen werden, und es möge ebenso, wie für die Berechnung der Encylindermaschinen im vorigen Paragraphen geschehen, hier nur die Wirkung desjenigen Dampfquantums ins Auge gefaßt werden, das zu einer einfachen Füllung des Hochdruckcylinders aufgewendet wird. Es möge der Dampf mit einer Admissionsspannung  $p_1 = a a_1$  links von dem kleinen Kolben in den Cylinder während der Weglänge  $l_1 = A G_0$  treten, so daß die Volldruckwirkung dieses Dampfes durch das Rechteck  $a a_1 g_1 g$  in dem Indicator-



diagramme ausgedrückt ist, welches letztere in der Figur direct unter dem Volumendiagramme aufgetragen werden möge. Für die in  $G_0$  beginnende Expansion des Dampfes bestimmt sich dann die Spannungscurve einfach als eine gleichzeitige Hyperbel, wobei zu berücksichtigen ist, daß der Dampf wegen des schädlichen Raumes  $\sigma_1 fl = AA_1$  von dem Volumen  $G_1 G$  auf dasjenige  $B_1 D$  expandirt. Die Endspannung des Dampfes sei im rechten todten Punkte des kleinen Kolbens zu  $bb_1 = p_2$  gefunden. In diesem Augenblicke tritt der Dampf, wenn von der geringen Vorausströmung hier abgesehen wird, in den Aufnehmer und in den schädlichen Raum des großen Cylinders, woselbst zur Vermeidung eines Spannungsabfalles dieselbe Spannung  $p_2$  vorherrschen soll. Bei der weitem Drehung der kleinen Kurbel durch den untern Halbkreis vergrößert sich das Volumen dieses nun in den großen Cylinder übertretenden Dampfes nach Maßgabe der Ordinaten der trapezförmigen Fläche  $DB_3 A_4 A$ , und man kann nach dem Mariotte'schen Gesetze den Verlauf der Spannungscurve  $b_1 e$  entwerfen. Diese Curve hat natürlich nur so lange Gültigkeit, als der Dampf in den großen Cylinder übertritt. Wenn aber, etwa in der Stellung  $H_0$  des kleinen Kolbens oder in derjenigen  $CH$  der Kurbel, der große Cylinder von dem Aufnehmer abgesperrt wird, so ändert sich die Spannung in dem Aufnehmer in anderer Weise als im großen Cylinder. In dem letztern findet nunmehr eine weitere Expansion statt, wie sie durch die Ordinaten der Fläche  $H_2 H_3 A_4 A_2$  festgesetzt ist, und welcher entsprechend die Expansionscurve  $ha_3$  für den großen Cylinder gezeichnet ist.

Im Aufnehmer dagegen muß von dem Augenblicke der Absperrung des großen Cylinders an wegen der weitem Bewegung des kleinen Kolbens nach links eine Compression, und in Folge davon eine Spannungserhöhung sich einstellen, für welche die Ordinaten der Fläche  $H_1 H_2 A_2 A$  bestimmend sind, und die ihr Ende in der Stellung  $N_0$  des kleinen Kolbens erreicht, in welcher der Austritt aus demselben aufhört und die Compression vor dem Kolben beginnt. Von diesem Augenblicke an bleibt die Spannung in dem Aufnehmer unverändert, wenn man voraussetzt, daß durch eine Heizung desselben die Abkühlung verhindert wird. In dem kleinen Cylinder wächst die Spannung nach dem durch die Compressionscurve  $na_2$  ausgedrückten Verhältnisse, bis sie in dem linken Todtpunkte  $A$  einen Werth  $p_4 = aa_2$  erreicht, über welchen man eine beliebige Annahme machen kann. Man wird in der Regel die Compression des Dampfes im kleinen Cylinder nicht bis zur Spannung  $p_1$  des eintretenden Dampfes treiben, sondern bis zu einer geringern Größe  $p_4$ , indem man sich den Spannungsabfall von  $p_4$  auf  $p_1$  gefallen läßt. Hat man sich für eine bestimmte Größe der Endspannung  $p_4 = aa_2$  der Compression im kleinen Cylinder entschieden, so kann man von dem Punkte  $a_2$  aus rückwärts die Compressionscurve  $a_2 n$  entwerfen,

entweder, wie in der Figur gesehen, nach dem Mariotte'schen Gesetze, oder, falls man dasselbe hierfür nicht genügend genau hält, nach einem andern etwa durch die Formel  $p v^n = \text{Const.}$  ausgedrückten. Hieraus bestimmt sich dann diejenige Kolbenstellung  $N_0$ , in welcher der Aufnehmer vom kleinen Kolben abgesperrt werden muß mit Rücksicht darauf, daß der Vorauszugung gemäß die Spannung im Aufnehmer gleich der Endexpansionsspannung  $p_2 = b b_1$  sein soll. Zieht man nämlich durch  $b_1$  die Horizontale  $b_1 n i$ , so giebt dieselbe in dem Schnittpunkte  $n$  mit der gedachten Compressionscurve  $a_2 n$  die Stellung des kleinen Kolbens im Beginn der Compression. Von diesem Punkte aus hat man nun gleichfalls die Curve  $nhm$  zu verzeichnen, welche die vorgedachte Compression des Aufnehmerdampfes angiebt und für welche die Volumenveränderung, wie bemerkt, nach den Ordinaten der Fläche  $H_1 H_2 N_2 N_1$  vor sich geht. Bei einem mit Dampfmantel versehenen Aufnehmer kann man hierfür nach Schröter das Mariotte'sche Gesetz als mit der Wirklichkeit sehr nahe übereinstimmend annehmen. Diese Compressionscurve des Aufnehmers schneidet die Expansionslinie  $b_1 e$  des mit dem Aufnehmer in Verbindung stehenden großen Cylinders in einem Punkte  $h$ , von welchem leicht ersichtlich ist, daß er die Kolbenstellung angiebt, in der die Absperrung des großen Cylinders vom Aufnehmer erfolgen muß. Es ist daher hiernit das Füllungsverhältniß  $BH_0 : BA$  des großen Cylinders bestimmt, das man unter der gemachten Voraussetzung in Anwendung zu bringen hat, wonach der Spannungsabfall zwischen dem kleinen Cylinder und dem Aufnehmer vermieden werden soll. Um auch in dem schädlichen Raume des großen Cylinders Dampf von derselben im Aufnehmer herrschenden Spannung zu erhalten, hat man natürlich den Austritt des Dampfes aus dem großen Cylinder in den Condensator in einer Stellung  $L_0$  zu unterbrechen, so daß die von hier aus gezeichnete Compressionscurve  $l_1 b_1$  im Todtpunkte  $B$  eine Ordinate  $b b_1 = p_2$  erreicht.

Es geht aus dem Obigen hervor, daß in dem Indicatordiagramm die Fläche  $a_1 g_1 b_1 h n a_2 a_1$  unmittelbar die Arbeit ergiebt, welche von dem Dampfe in dem Hochdruckcylinder verrichtet wird. Für den Niederdruckcylinder dagegen hat man die Ordinaten oder, was auf dasselbe hinauskommt, den Flächenraum der Fläche  $a_3 h b_1 l_1 a_4 a_3$  in dem Verhältnisse  $\frac{F_0}{f} = \frac{FL}{fl}$  zu vergrößern, in welchem der Querschnitt  $F_0$  des reducirten Cylinders zu dem des Hochdruckcylinders steht. Will man auch für den Niederdruckcylinder das richtige Diagramm erhalten, so hat man dasselbe so zu entwerfen, daß die horizontalen Abmessungen in dem Verhältnisse  $\frac{L}{l}$  der Kolbenhöhe, die verticalen Ordinaten dagegen in dem Verhältnisse der Kolbenquerschnitte  $\frac{F}{f}$



vergrößert werden. Ebenso ist es klar, daß man für irgend eine Stellung des kleinen Kolbens, z. B. in  $K_0$ , die zugehörige des großen Kolbens findet, wenn man zu  $K_0$  die Stellung  $K$  der kleinen Kurbel bestimmt, und hiermit die Kurbel des Niederdruckcylanders je nach Befinden übereinstimmend in  $K'$  oder ihr entgegengesetzt in  $K''$  annimmt. Die Stellung des großen Kolbens findet sich dann in  $K'_0$  oder beziehungsweise in  $K''_0$ . Für die ganze Untersuchung ist es gleichgültig, ob man die eine oder die andere Stellung der beiden Kurbeln gegen einander wählt. Das in der Figur punktirte und mit  $a'_3 b'_1 a'_4$  bezeichnete Diagramm gilt für den großen Cylinder und ist so gezeichnet, daß die horizontalen Abmessungen den Wegen des großen Kolbens  $F$  entsprechen.

Das gesammte Expansionsverhältniß bei Woolf'schen Maschinen ist, wie oben bemerkt worden, durch  $\varepsilon = \alpha\beta$  gegeben, worin  $\beta = \frac{l + \sigma_1}{l_1 + \sigma_1}$  das Expansionsverhältniß im kleinen Cylinder und  $\alpha = \frac{F(L + \sigma_2)}{f(l + \sigma_1)}$  das Verhältniß der Cylinderinhalte vorstellt, und hiernach ist auch die Wirkung des Dampfes gemäß den im vorigen Paragraph angeführten Regeln festzustellen. Man kann danach ein bestimmtes, durch die Verhältnisse als zweckmäßig gegebenes Expansionsverhältniß in sehr verschiedener Weise erreichen, indem man eine der beiden Größen  $\alpha$  und  $\beta$  beliebig annimmt, und die andere der Bedingung  $\varepsilon = \alpha\beta$  gemäß feststellt. Man kann daher in Betreff einer der beiden Größen, etwa hinsichtlich des Cylinderverhältnisses  $\alpha = \frac{F(L + \sigma_2)}{f(l + \sigma_1)}$  noch eine gewisse Bedingung stellen. So hat man nach Grasshof unter der Bedingung der kleinst möglichen Differenz zwischen dem größten und dem kleinsten Gesamtdrucke beider Kolben  $\alpha = 0,85 \sqrt{\varepsilon}$  zu setzen. Ebenso giebt Werner dieses Verhältniß zu  $\alpha = \sqrt{\varepsilon}$  unter der Bedingung an, daß die Beanspruchung der Haupttheile der Maschine möglichst klein werde. In Betreff dieser Untersuchungen muß auf die besonderen Werke und Veröffentlichungen über die Construction der Maschinen verwiesen werden. Häufig wählt man das Verhältniß der Cylinderräume  $\frac{V}{v}$  zwischen 3 und 4 und die ganze Expansion  $\varepsilon$  zwischen 8 und 12.

Beispiel. Eine Woolf'sche Balanciermaschine habe einen Hochdruckcylinder von  $d_1 = 0,4$  m Durchmesser und  $l = 0,8$  m Hub, während der Hub des Expansionscylinders 1 m beträgt und das Volumenverhältniß der Cylinder gleich 3 ist. Welche Leistung ist von dieser Maschine bei einer Kesselspannung  $p = 5$  kg pr. Quadratcentimeter und einer Füllung des Hochdruckcylinders  $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{3}$  zu erwarten, wenn die Maschine in jeder Minute 40 Umdrehungen macht?

Der Querschnitt des Hochdruckcylinders ist

$$f = \pi 0,2^2 = 0,1257 \text{ qm} = 1257 \text{ qem},$$

und daher das Volumen

$$fl = 0,1257 \cdot 0,8 = 0,10056 \text{ cbm}.$$

Für den großen Cylinder hat man daher den Inhalt  $FL = 3 fl = 0,30168 \text{ cbm}$  und bei 1 m Hub den Querschnitt  $F = 0,3017 \text{ qm}$ , entsprechend einem Durchmesser von  $d_2 = 0,620 \text{ m}$ .

Nimmt man den schädlichen Raum für den Hochdruckcylinder zu  $0,05 fl$  und für den Expansionscylinder zu  $0,04 FL$  an, so ist das ganze Expansionsverhältnis durch

$$\varepsilon = \frac{1,04 FL}{(0,333 + 0,05) fl} = \frac{1,04}{0,383} \cdot 3 = 8,146$$

gegeben. Setzt man daher eine Admissionsspannung

$$p_1 = 0,8 p = 4 \text{ kg}$$

voraus, so ist die Endexpansionspannung

$$p_2 = \frac{p_1}{\varepsilon} = \frac{4}{8,146} = 0,49 \text{ kg}.$$

Die Arbeit des Dampfes berechnet sich nun für einen einfachen Kolbenlauf, wenn angenommen wird, daß ein Spannungsabfall im Aufnehmer vermieden wird und unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes, wie folgt.

Die Volldruckarbeit ist:

$$L_v = fl_1 p_1 = 1257 \cdot 0,333 \cdot 0,8 \cdot 4 = 1341 \text{ mkg}.$$

Die Arbeit des Dampfsvolumens  $f \cdot 0,383 l$  bei der 8,146 fachen Expansion:

$$L_e = f \cdot 0,383 l p_1 \log. nat. 8,146 = 1257 \cdot 0,383 \cdot 0,8 \cdot 4 \cdot 2,098 = 3232 \text{ mkg}.$$

Die Arbeit des Gegendruckes auf die Fläche des großen Kolbens beträgt bei einer Condensatorspannung von  $0,2 \text{ kg pr. Quadratcentimeter}$ :

$$L_w = FL p_3 = 3017 \cdot 1 \cdot 0,2 = 603 \text{ mkg}.$$

Daher ist die indicirte Leistung für einen Hub:

$$L_i = L_v + L_e - L_w = 1341 + 3232 - 603 = 3970 \text{ mkg}.$$

Dies entspricht einer für den großen Kolben berechneten indicirten Durchschnitts-  
pannung:

$$p_i = \frac{3970}{3017 \cdot 1} = 1,32 \text{ kg}.$$

Für 40 Umdrehungen der Maschine berechnet sich die indicirte Arbeit zu

$$N_i = \frac{2 \cdot 40 \cdot 3970}{60 \cdot 75} = 70,6 \text{ Pferdekraft}$$

und unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von  $\eta = 0,75$  erhält man die Nutzleistung:

$$N_n = 0,75 \cdot 70,6 = 52,95 = \text{rot. } 53 \text{ Pferdekraft},$$

entsprechend einem mittlern Zugdrucke

$$p_n = 0,75 p_i = 0,75 \cdot 1,32 = 0,99 \text{ kg}.$$



Wäre demnach die Aufgabe gestellt, eine Maschine zu entwerfen, welche unter denselben Verhältnissen und bei einer Geschwindigkeit des großen Kolbens von nur 1,2 m eine Leistung von 60 Pferdekraft äußert, so erhielte man den Querschnitt des Expansionscylinders aus  $60.75 = F \cdot 0,99 \cdot 1,2$  zu  $F = 3788$  qcm, entsprechend einem Durchmesser  $D = 0,695$  m. Nimmt man auch hierfür den Hub der Kolben zu 1 m und beziehungsweise 0,8 m, so folgt der Querschnitt des Hochdruckcylinders aus:

$$fl = \frac{1}{3} FL \text{ zu } f = \frac{1}{3} \frac{3788 \cdot 1}{0,8} = 1578 \text{ qcm,}$$

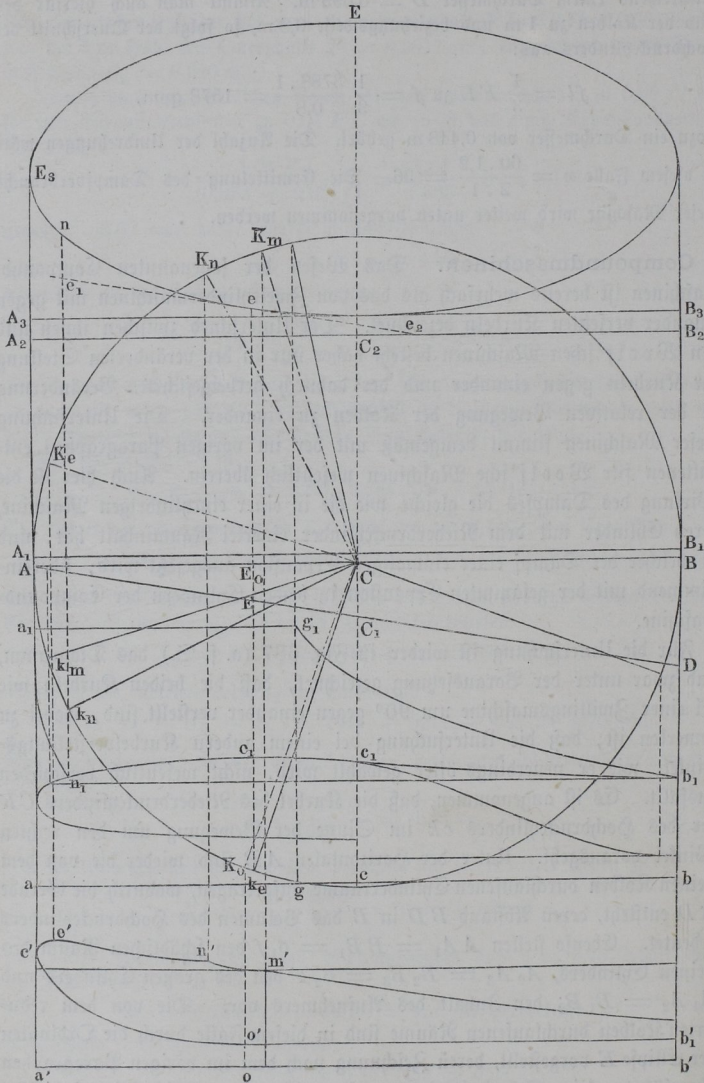
wozu ein Durchmesser von 0,448 m gehört. Die Anzahl der Umdrehungen wäre in diesem Falle  $n = \frac{60 \cdot 1,2}{2 \cdot 1} = 36$ . Die Ermittlung des Dampfverbrauchs dieser Maschine wird weiter unten vorgenommen werden.

**Compoundmaschinen.** Das Wesen der sogenannten Compound- §. 316.  
maschinen ist bereits mehrfach als das von Zweicylindermaschinen mit gegen einander versetzten Kurbeln bezeichnet. Der Unterschied zwischen ihnen und den Woolf'schen Maschinen besteht daher nur in der veränderten Stellung der Kurbeln gegen einander und der dadurch herbeigeführten Veränderung in der relativen Bewegung der Kolben zu einander. Die Untersuchung dieser Maschinen stimmt demgemäß mit der im vorigen Paragraphen enthaltenen für Woolf'sche Maschinen wesentlich überein. Auch hier ist die Wirkung des Dampfes die gleiche wie die in einer eincylindrigen Maschine, deren Cylinder mit dem Niederdruckcylinder einerlei Rauminhalt hat, und in welcher der Dampf einer einmaligen Expansion ausgesetzt wird, übereinstimmend mit der gesammten Expansion in beiden Cylindern der Compoundmaschine.

Für die Untersuchung ist wieder in Fig. 687 (a. f. S.) das Diagramm, und zwar unter der Voraussetzung gezeichnet, daß die beiden Kurbeln wie bei einer Zwillingmaschine um  $90^\circ$  gegen einander verstellt sind, wobei zu bemerken ist, daß die Untersuchung bei einem andern Kurbelverstellungswinkel, wie er neuerdings öfter gewählt wird, nicht wesentlich verschieden ausfällt. Es ist angenommen, daß die Kurbel des Niederdruckcylinders  $CK$  der des Hochdruckcylinders  $ck$  im Sinne der Bewegung um den rechten Winkel vorausgeht. Unter der Horizontalen  $AB$  sind wieder die von dem kleinen Kolben durchlaufenen Cylinderräume aufgetragen, wodurch die Gerade  $AD$  entsteht, deren Abstand  $BD$  in  $B$  das Volumen des Hochdruckcylinders bedeutet. Ebenso stellen  $AA_1 = BB_1 = \sigma_1 f$  den schädlichen Raum des kleinen Cylinders,  $A_2 A_3 = B_2 B_3 = \sigma_2 F$  den des großen Cylinders und  $A_1 A_2 = B_1 B_2$  den Inhalt des Aufnehmers vor. Die von dem reducirten Kolben durchlaufenen Räume sind in diesem Falle durch die Ordinaten der Ellipse  $E$  vorgestellt, deren Zeichnung nach dem im vorigen Paragraphen Angeführten keine Schwierigkeiten macht. Wollte man hierbei auf die be-

schränkte Länge der Lenkerstange Rücksicht nehmen, so könnte man die Ordinaten mit Hilfe des Müller'schen Diagramms, Fig. 580, bestimmen.

Fig. 687.





Setzt man wieder voraus, daß der Dampf von der Admissionsspannung  $p_1 = aa_1$  in den kleinen Cylinder während des Kolbenweges  $l_1 = ag$  zugeführt wird, so ergibt sich im Indicatordiagramm in gleicher Art wie für die Woolf'sche Maschine die Curve  $g_1 b_1$  des kleinen Cylinders. Im todtten Punkte  $B$  des kleinen Kolbens, wofür der große Kolben in der Wegmitte  $C$  steht, wird der kleine Cylinder mit dem Aufnehmer in Verbindung gebracht, in welchem der Voraussetzung nach zur Vermeidung des Spannungsabfalles die Spannung  $p_2 = bb_1$  vorherrschen soll. Bei der weiteren Bewegung der Kurbel kehrt der kleine Kolben um, wobei eine Compression des in dem Aufnehmer befindlichen Dampfes stattfindet, für welche die Ordinaten der Fläche  $DB_2 C_2 C_1$  bestimmend sind. Dieser Volumenänderung entsprechend ist die Curve  $b_1 c_1$  für die Spannungszunahme im Aufnehmer gezeichnet. Ist der kleine Kolben in der Mitte seines Weges in  $C$  angekommen, der große Kolben daher am Ende des Hubes in  $A$  angelangt, so wird die Verbindung des Aufnehmers mit dem schädlichen Raume des Niederdruckcylinders hergestellt, worin eine Spannung gleich derjenigen  $p_3 = cc_1$  vorausgesetzt werden soll, welche in diesem Augenblicke in dem Aufnehmer vorherrscht, so daß eine Aenderung der Dampfspannung daselbst durch den Hinzutritt des schädlichen Raumes  $\sigma_2 F$  nicht veranlaßt wird. Nunmehr tritt bei der weiteren Bewegung der Dampf aus dem kleinen Cylinder durch den Aufnehmer hindurch in den großen Cylinder über. Hierbei findet zunächst noch eine Raumvergrößerung für den Dampf statt, indem anfänglich die Abnahme des kleinen Cylinders größer ausfällt, als der vom großen Kolben durchlaufene Raum ist. Diejenige Kolbenstellung, in welcher der übertretende Dampf den geringsten Raum einnimmt, findet sich, wie leicht ersichtlich ist, wenn man an die Ellipse  $E$  eine mit  $AD$  parallele Tangente  $e_1 e_2$  zieht, der Berührungspunkt  $e$  giebt dann in seiner Projection  $E_0$  den Stand des kleinen Kolbens an, in welchem die Aufnehmerspannung ihren größten Werth erreicht hat. Erst von dieser Stellung an, für welche die kleine Kurbel die Richtung  $Ok_e$  und die große diejenige  $CK_e$  hat, stellt sich die Expansion ein, für welche die Spannungscurve entsprechend den Ordinaten der Fläche  $EenE_3 AE$  nach dem Mariotte'schen Gesetze in  $e_1 n_1$  entworfen ist. Für den großen Cylinder ist das Indicatordiagramm über  $a'b'$  gezeichnet, darin entspricht die Strecke  $e'e'n'$  derjenigen  $e_1 e_1 n_1$  im Diagramm des Hochdruckcylinders. Es erklärt sich aus dieser anfänglichen Zunahme der Spannung des Dampfes die gewölbte Gestalt, welche in dem Indicatordiagramm des Niederdruckcylinders die Spannungscurve bei  $e'$  annimmt.

Wenn die kleine Kurbel in die Lage  $Ok_n$  gekommen ist, in welcher dem aus dem kleinen Cylinder austretenden Dampfe der Austritt verwehrt wird, also dort die Compression beginnt, so hat der Dampf im Aufnehmer nach der

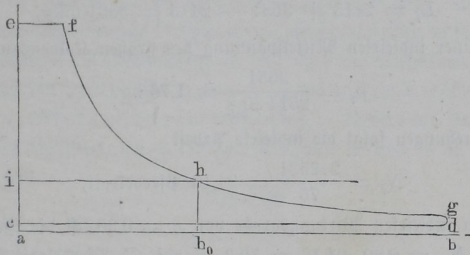
Figur noch eine größere Spannung, als diejenige  $p_2 = bb_1$  ist, die er der Voraussetzung gemäß in dem Augenblicke haben soll, in welchem er wiederum neuen Dampf aus dem Hochdruckcylinder empfängt. Es muß daher noch eine weitere Expansion aus dem Aufnehmer in den Niederdruckcylinder so lange stattfinden, bis die Spannung auf den verlangten Werth  $bb_1$  gesunken ist. Hieraus ergibt sich für den Niederdruckcylinder der Füllungsgrad, wenn man in dem Indicatordiagramme desselben die Expansionscurve  $n'm'$  so weit fortsetzt, bis die Spannung in  $m'$  den Betrag  $p_2 = bb_1$  erreicht hat. Diese Stellung entspricht den Kurbelstellungen  $ck_m$  und  $CK_m$  im kleinen und großen Cylinder. Der aus dem Niederdruckcylinder nach dem Condensator mit dessen Spannung  $Vb_1$  strömende Dampf muß von dem letztern wieder in einer solchen Kolbenstellung  $o$  abgesperrt werden, daß durch die hierauf folgende Compression die Spannung  $a'e'$  am Ende des Kolbenlaufes denselben Betrag erlangt hat, welchen die Aufnehmerspannung  $cc_1$  in dem Momente hat, wo der große Cylinder mit dem Aufnehmer in Verbindung gebracht wird, um den Spannungsabfall daselbst zu vermeiden. Für die Compression des Dampfes im Hochdruckcylinder gelten dieselben Betrachtungen, wie sie für die Woolf'schen Maschinen angestellt wurden, ebenso wie auch in Betreff der Verzeichnung des wirklichen Niederdruckdiagramms auf den vorhergehenden Paragraphen verwiesen werden kann. Wenn, wie dies meistens der Fall ist, die beiden Kolben gleichen Hub haben, also  $L = l$  anzunehmen ist, wird der reducirte Kolben  $F_0$  gleich dem großen Kolben  $F$ . Der hier gedachte Vorgang wiederholt sich natürlich in derselben Weise sowohl für die eine hier betrachtete, als auch für die entgegengesetzte Seite des kleinen Kolbens.

Man stellt wohl bei der Wahl des Cylinderverhältnisses die Bedingung, daß die Arbeit der beiden Kolben gleich groß werden soll. Wie diese Bedingung erfüllt werden kann, läßt sich ebenfalls aus einer graphischen Darstellung in sehr einfacher Art erkennen. Denkt man sich nämlich zu dem Ende die Expansion in einem einzigen Cylinder vorgenommen, welcher, wie schon erwähnt, mit dem Niederdruckcylinder gleichen Inhalt haben muß, und zeichnet man das der gesammten Expansion  $\varepsilon = \alpha\beta$  entsprechende Diagramm in Fig. 688, so ist die von der Fläche  $cefgdc$  dargestellte Arbeit gleich derjenigen der Zweicylindermaschine. Würde man sich vorstellen, daß ein Aufnehmer von sehr großem Rauminhalte angewendet würde, dessen Spannung wegen dieser Größe als constant zu betrachten wäre, so würde man die betrachtete Einzylindermaschine durch irgend eine Zweicylindermaschine ersetzen können, deren Indicatordiagramme man erhält, wenn man das Diagramm der Fig. 688 durch irgend eine horizontale Gerade  $ih$  in zwei Theile  $iefhi$  und  $eihgdc$  zerlegt. Es gilt dann  $iefhi$  für den Hochdruckcylinder und  $eihgdc$  für den Niederdruckcylinder. Wählt man daher die Theilungs-



linie  $ih$  so, daß diese beiden Flächen gleich groß ausfallen, welche die indicirte Arbeit der beiden Cylinder darstellen, so entsprechen diese Diagramme den Cylindern unter der gemachten Bedingung gleicher Arbeitsgröße. Man hat dann das Verhältniß der Cylinderräume durch  $ah_0 : ab = \alpha$  gefunden.

Fig. 688.



Mit diesem Verhältnisse bestimmt sich dann wieder der Füllungsgrad  $\beta$  des Hochdruckzylinders für eine gesammte Expansion gleich  $\varepsilon$  zu  $\beta = \frac{\varepsilon}{\alpha}$ .

Das Verhältniß der Cylinderräume wählt man bei den Compoundmaschinen in den gewöhnlichen Fällen etwa zu 2 bis 3.

Beispiel. Es werde eine Zweicylindermaschine nach dem Compoundsysteme ohne Condensation gedacht, deren beide Kolben gleichen Hub von 0,8 m haben, und deren Cylinderinhalte sich wie 1:2 verhalten. Wenn der Hochdruckcylinder 0,4 m Durchmesser hat und zur Hälfte gefüllt wird, so soll die Arbeit ermittelt werden, welche von der Maschine bei 60 Umdrehungen in einer Minute und bei einer Kesselspannung  $p = 6$  kg erwartet werden kann?

Der Querschnitt des kleinen Kolbens ist

$$f = \pi 0,2^2 = 0,1257 \text{ qm} = 1257 \text{ qcm},$$

daher derjenige des Expansionszylinders wegen des gleichen Hubes

$$F = 2f = 0,2514 \text{ qm} = 2514 \text{ qcm},$$

entsprechend einem Durchmesser  $d_2 = 0,566$  m. Nimmt man, wie im Beispiele des vorigen Paragraphen, für die schädlichen Räume des kleinen und großen Cylinders  $m_1 = 0,05$  und beziehungsweise  $m_2 = 0,04$ , so findet man das ganze Expansionsverhältniß wie dort zu

$$\varepsilon = \frac{1,04 Fl}{(0,5 + 0,05) fl} = \frac{1,04 \cdot 2}{0,55} = 3,782.$$

Unter Voraussetzung einer Admissionspannung von  $p_1 = 0,80 \cdot p = 4,8$  kg folgt daher die Spannung des Dampfes am Ende der Expansion zu  $p_2 = \frac{4,8}{3,782} = 1,27$  kg. Ebenso ergibt sich wie dort die Volldruckarbeit:

$$L_v = f p_1 l_1 = 1257 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot 4,8 = 2413 \text{ mkg}$$

und die Arbeit während der Expansion:

$L_e = f \cdot 0,55 l p_1 \cdot \log. \text{nat. } 3,782 = 1257 \cdot 0,55 \cdot 0,8 \cdot 4,8 \cdot 1,330 = 3531$ ,  
sowie die Arbeit des mit 1,2 kg pr. Quadratcentimeter in Rechnung zu stellenden  
Gegendruckes der Atmosphäre

$$L_w = F l p_3 = 2514 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 2413 \text{ mkg.}$$

Daher ist die Arbeit bei einem Kolbenhube

$$L_i = 2413 + 3531 - 2413 = 3531 \text{ mkg,}$$

entsprechend einer indicirten Mittelspannung des großen Kolbens von

$$p_i = \frac{3531}{2514 \cdot 0,8} = 1,76 \text{ kg.}$$

Für 60 Umdrehungen folgt die indicirte Arbeit

$$N_i = \frac{2 \cdot 3531}{75} = 94,16 \text{ Pferdekraft,}$$

und bei einem indicirten Wirkungsgrade von  $\eta = 0,80$  ist die effective Leistung

$$N_n = 0,80 \cdot 94,16 = 75,3 = \text{rot. } 75 \text{ Pferdekraft,}$$

entsprechend einem mittlern Ausdrücke von

$$p_n = 0,8 p_i = 0,8 \cdot 1,76 = 1,41 \text{ kg.}$$

Sollte auch hier die Maschine unter denselben Verhältnissen und Beibehaltung  
des Kolbenhubes 0,8 m und der Umdrehungszahl  $n = 60$  eine Leistung von  
60 Pferden äußern, so hätte man einfach die Cylinderquerschnitte in dem Ver-  
hältnisse  $\frac{60}{75} = 0,8$  kleiner zu wählen, und erhielte dann

$$f = 0,8 \cdot 1257 = 1005,6 \text{ qcm,}$$

also

$$d_1 = 0,358 \text{ m,}$$

sowie

$$F = 0,8 \cdot 2514 = 2011 \text{ qcm,}$$

wofür

$$d_2 = 0,506 \text{ m}$$

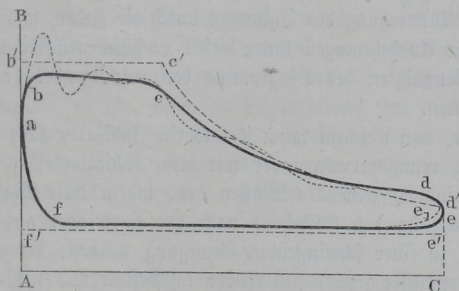
folgt.

§. 317. **Indicordiagramme.** Um die Leistung von Dampfmaschinen zu messen, bedient man sich vielfach des schon von Watt angegebenen und gebräuchlichen Indicators, dessen Einrichtung in §. 17 näher angegeben wurde. Die von dem Schreibstifte des Indicators während einer Kurbelumdrehung, also für einen Doppellauf des Kolbens, gezeichnete Curve *abcdef* in Fig. 689 giebt in der Größe des von ihr umschlossenen Flächenraumes ein Maß für die während dieser Bewegung von einer Seite des Kolbens verrichtete Arbeit. Man bestimmt zu dem Ende den Inhalt dieser Fläche entweder durch Rechnung vermittelst der Simpson'schen Regel oder durch Messung mit Hilfe eines Planimeters. Gesezt, der Inhalt werde in dieser Weise gleich  $f$  qcm gefunden, und es stelle 1 cm der verticalen Ordinaten eine Dampfspannung gleich  $\mu$  kg pr. Quadratcentimeter vor; es entspreche ferner 1 cm der horizontalen Abscissen einem Kolbenwege gleich  $\lambda$  m, so hat



man die gedachte durch die umschlossene Fläche dargestellte indicirte Arbeit zu  $L_i = Ff\mu\lambda$  mkg anzunehmen, wenn  $F$  die Größe der Kolbenfläche in Quadratcentimetern bedeutet. Die in einer Minute geleistete Arbeit ist natürlich dann gleich  $2nL_i = 2nFf\mu\lambda$ , wenn  $n$  die Anzahl der in dieser Zeit gemachten Umdrehungen bezeichnet. Es ist ersichtlich, daß die so gefundene Arbeit, welche als die indicirte bezeichnet wird, auch dazu dient, neben den Nutzwiderständen der Maschine die in derselben auftretenden schädlichen Widerstände zu überwinden, so daß man die Nutzarbeit, wie schon in §. 314 angeführt worden, zu  $L_n = \eta L_i = \eta Ff\mu\lambda$  erhält, unter  $\eta$  den indicirten Wirkungsgrad verstanden. Ueber die durchschnittlichen Werthe dieses Coefficienten  $\eta$  wurden ebenfalls bereits in §. 314 Mittheilungen gemacht.

Fig. 689.



Die Indicatorgramme dienen nicht nur zur Bestimmung der von einer Maschine in einer gewissen Zeit geleisteten Arbeit, sondern vornehmlich auch zur Controlirung der Wirkungsweise der Maschine und des Zustandes ihrer Theile, namentlich der Steuerungsorgane. In welcher Weise in dieser Hinsicht aus den Diagrammen Schlüsse gezogen werden können, wird aus den folgenden Andeutungen ersichtlich werden.

Es ist zunächst klar, daß die Zuverlässigkeit der von dem Indicator gelieferten Diagramme wesentlich von dem guten Zustande des Instrumentes abhängt. Namentlich ist für einen möglichst dampfdichten Schluß des Indicatorkolbens Sorge zu tragen, ohne daß dadurch die Kolbenreibung beträchtlich werden darf. Eine Undichtigkeit des Indicatorkolbens bewirkt, daß die im Diagramme angezeigten Spannungen kleiner ausfallen, als sie in Wirklichkeit sind. Die Kolbenreibung dagegen, sowie alle der verticalen Verschiebung des Schreibstiftes entgegretretenden Widerstände bewirken zu kleine Angaben an den Stellen, wo die Dampfspannung einer Zunahme unterworfen und zu große da, wo dieselbe im Abnehmen begriffen ist. Ebenso ist dafür zu sorgen, daß die Horizontalverschiebung, d. h. die Umdrehung

des Papiercylinders immer genau proportional mit der Verschiebung des Dampfkolbens erfolgt. Diese Drehung wird mit Hülfe einer um die Rolle des Papiercylinders gelegten Schnur bewirkt, deren Ende mit einem Maschinenteile verbunden wird, dessen Bewegung in directem Zusammenhange mit der des Dampfkolbens steht. Bei Balanciermaschinen benutzt man hierzu den Balancier, während man bei direct wirkenden Maschinen in der Regel den Kreuzkopf unter Einschaltung eines geeigneten Hubreductionsmittels mit der Bewegung des Papiercylinders betraut. Hierbei ist es von Wichtigkeit, eine möglichst unausdehnsame Schnur zu verwenden, die unter dem Einflusse der von ihr zu übertragenden Zugkraft ihre Länge möglichst wenig ändert. Da nämlich diese Zugkraft wegen der Reibungswiderstände des Papiercylinders und der etwa erforderlichen Leitrollen für die Schnur während des Anzuges der Schnur durch die Maschine größer ausfällt, als während der Rückdrehung des Cylinders durch die Feder, so würde die Verschiedenheit der Ausdehnungen unter diesen verschiedenen Schnurspannungen als ein die Genauigkeit des Diagramms beeinträchtigender todter Gang sich herausstellen.

Ein Fehler, von welchem kaum jemals ein Indicator ganz frei ist, rührt von dem Beharrungsvermögen der mit dem Indicatorkolben und Schreibstifte in Verbindung stehenden Massen her, indem diese Massen bei einer schnellen Bewegung des Kolbens nach der einen oder andern Seite die Veranlassung zu einer schwingenden Bewegung werden, deren Auftreten in der vom Schreibstifte gezeichneten Curve in Gestalt von mehr oder minder ausgedehnten kleinen Wellen gekennzeichnet wird. Diese Schwingungen treten namentlich an der Stelle der Einströmung bei *b* und während der Expansion in der Strecke *cd*, Fig. 689, auf, wo eine schnelle Aenderung der Spannung stattfindet. Als die maßgebende Indicatorcurve hat man dann eine mittlere Linie zwischen den einzelnen Wellenbergen und Thälern nach ungefähre Schätzung anzusehen, wie eine solche Linie stark gezeichnet in die Figur eingetragen ist. Diese Unregelmäßigkeiten fallen im Allgemeinen um so erheblicher aus, je größer die zu bewegenden Massen sind, und je empfindlicher das Instrument ist. Es wurde auch schon in §. 17 darauf hingewiesen, daß man bei der Construction verschiedener Indicatoren sein Augenmerk diesem Umstande zugewendet hat.

In einem guten Indicatordiagramme sind im Allgemeinen die verschiedenen Perioden der Dampfwirkung, wie sie der Rechnung in §. 314 zu Grunde gelegt wurden, mehr oder minder deutlich zu erkennen, doch zeigt das Diagramm in allen Fällen sehr bemerkliche Abweichungen von der idealen Gestalt, welche es der Theorie zufolge annehmen müßte und welche in der Figur durch die gestrichelte Linie angedeutet ist. Beim Beginn des Kolbenlaufes in *A* steigt die Curve fast immer genau vertical auf, und die Ecke



bei  $b$  fällt bei einer hinreichend großen Voröffnung fast scharf aus; nur wenn der Dampfcanal zu spät, etwa erst zu Beginn des Kolbenlaufes eröffnet wird, zeigt sich an dieser Stelle eine erhebliche Abrundung, davon herrührend, daß der Dampf beim Durchtritt durch die zu kleine Oeffnung einer bedeutenden Drosselung unterworfen wird. Die Spannung des Dampfes beim Eintritte in  $A$  ist immer erheblich geringer als die Kesselspannung, und zwar fällt der Unterschied um so größer aus, je enger und länger die Dampfzuleitungsröhren und je größer die Verluste in denselben durch Abkühlung und Drosselung sind. Man kann daher aus diesem Spannungsabfalle, wenn er zu groß ist, auf etwaige Mängel in der Dampfzuleitung schließen. Die obere Begrenzung  $bc$  der Spannungscurve, welche der Einströmung des Dampfes entspricht, fällt in der Regel nicht ganz horizontal aus, wie es einer vortheilhaften Wirkung entsprechen würde, sondern es zeigt diese Begrenzung meistens eine Neigung zum Abfallen, was dadurch zu erklären ist, daß die Geschwindigkeit des Dampfkolbens von dem todten Punkte aus fortwährend zunimmt, und daher eine constante Dampfspannung hinter dem Kolben nur möglich ist, wenn die Vergrößerung der Eintrittsöffnung gleichen Schritt mit der Geschwindigkeitsvermehrung des Dampfkolbens hält. Hiernit steht es denn auch in Beziehung, warum die Admissionslinie  $bc$  besonders bei großen Füllungen einen erheblichen Abfall zeigt, während für geringe Füllungen der Verlauf wegen der hierbei immer noch kleinen Kolbengeschwindigkeit günstiger ist.

Der Augenblick der Abspernung des Dampfes und damit der Beginn der Expansionswirkung ist in dem Diagramme fast niemals scharf gekennzeichnet, nur bei Präcisionssteuerungen ist dieser Punkt mit einiger Sicherheit anzugeben, während bei den schleichenden Steuerungen die Ecke  $e'$  des idealen Diagrammes wesentlich abgestumpft erscheint. Der Grund hiervon liegt in dem allmäligen Abschlusse der Einströmungsöffnung, in Folge deren sich schon vor vollständiger Abspernung des Dampfes eine Drosselung und Spannungsverminderung einstellt. Man bemerkt fast immer, daß die Curve, welche den Uebergang zwischen der Eintrittslinie  $bc$  und der eigentlichen Expansionsstrecke  $ed$  bildet, ihre Krümmungsrichtung ändert, indem sie anfänglich bei  $e$  ihre concave Seite nach unten kehrt, während sie in dem spätern Verlaufe concav nach oben ausfällt, wie es dem Charakter der Expansionslinien im Allgemeinen entspricht. Man pflegt daher für die Ermittlung des Augenblickes, in welchem der Abschluß des Dampfes als erfolgt anzunehmen ist, in der Regel denjenigen Punkt als bestimmend anzusehen, in welchem der gedachte Wechsel aus der concaven Krümmung der Curve in die convexe zu erkennen ist.

Was die Expansionslinie  $ed$  anbetrifft, so geht aus den zahlreichen in der neuern Zeit abgenommenen und untersuchten Indicatordiagrammen so

viel mit Sicherheit hervor, daß diese Curve wesentliche Abweichungen zeigt, sowohl von der adiabatischen Curve, wie sie in §. 238 untersucht wurde, als auch von der Curve constanter Dampfmenge, nach welcher, wie bemerkt worden, der Dampf der Pambour'schen Theorie zufolge expandiren müßte. Es ist bisher nicht gelungen, aus den untersuchten Diagrammen ein allgemeines Gesetz aufzufinden, dem der Dampf bei seiner Ausdehnung in den Dampfmaschinen folgt. Vielsach hat sich gezeigt, daß die Expansionscurve im Anfange der Expansion wesentlich unter die adiabatische Linie herabsinkt, besonders bei Maschinen ohne Dampfmantel, so daß man diese Erscheinung durch die Abgabe von Wärme seitens des Dampfes an die Cylinderwandung erklärt. Andererseits bemerkt man bei vielen Diagrammen, daß gegen Ende der Expansion ein merkliches Ansteigen der Curve gegen die adiabatische und zuweilen selbst über diese hinaus auftritt, und zwar um so mehr, je feuchter der in den Cylinder geführte Dampf ist. Man hat diese auffällige Erscheinung durch eine Nachverdampfung zu erklären gesucht, die sich gegen das Ende des Kolbenlaufes einstellt, wenn die Temperatur des Dampfes in Folge der Expansion wesentlich unter diejenige des Admissionsdampfes und des mitgeführten Wassers gesunken ist, in welchem Falle die in diesem Wasser vorhandene Flüssigkeitswärme zur Bildung neuen Dampfes zur Verfügung steht. Im Allgemeinen hat sich gezeigt, daß die Expansion des Dampfes in den Maschinen eine hinreichende Annäherung an die nach dem Mariotte'schen Gesetze erfolgende zeigt, und deshalb pflegt man auch meistens dieses Gesetz der Berechnung der Dampfmaschinen zu Grunde zu legen, wie im Vorstehenden gezeigt wurde.

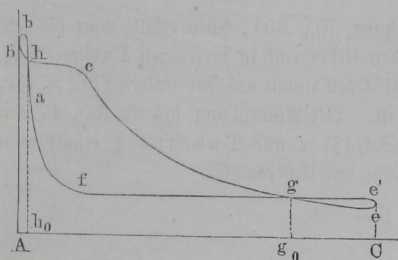
Daß die vorzeitige Eröffnung des Austrittscanals gegen das Ende des Kolbenweges  $C$  eine Spannungsermäßigung und damit eine entsprechende Abrundung der Ecke  $d$  zur Folge haben muß, ist von selbst klar, und es fällt diese Abrundung und der damit in Verbindung stehende Arbeitsverlust um so größer aus, je früher die Voröffnung beginnt. Eine zu späte Eröffnung des Austrittes dagegen hat eine erhebliche Abrundung der untern Ecke  $e$  im Gefolge, wie die Punktirung  $e_1$  andeutet. Beim Rückgange des Kolbens sinkt die Spannungslinie  $ef$  niemals bis zu der Spannung der Atmosphäre oder beziehungsweise des Condensators herab, und zwar wegen des Widerstandes, den der austretende Dampf in den Austrittscanälen findet. Eine den Gegendruck wesentlich übersteigende Spannung des Dampfes in der Rückgangslinie des Diagrammes, wie sie namentlich bei schnell gehenden Maschinen sich leicht bemerklich macht, deutet daher auf eine ungenügende Weite der Austrittscanäle.

Die durch den vorzeitigen Abschluß des Austrittscanals eingeleitete Compression des Dampfes vor dem Kolben zeigt sich durch die Abstumpfung der Ecke  $f'$  des idealen Diagrammes und es erhebt sich diese Curve von dem



Punkte *a* an, in welchem die Voröffnung für den Eintritt erfolgt, fast genau vertical, was ohne weiteres erklärlich ist. Der Einfluß von undichtem Schlusse des Dampfkolbens macht sich im Diagramme durch eine unverhältnißmäßige Senkung der obern Linie *bcd* und Erhebung der untern *ef* bemerklich, und einen gleichen Einfluß hat die Undichtigkeit des Schiebers auf das Diagramm. Es können diese Mängel aber nach dem Vorbemerkten auch in den zu geringen Weiten der Dampfcanäle ihre Ursache haben. Nimmt man Indicatordiagramme zu beiden Seiten des Kolbens ab und findet eine Verschiedenheit derselben, so wird man daraus auf die nicht symmetrische Wirkung des Schiebers zu schließen haben, welche ihren Grund etwa in einem ungleichen linearen Voreilen des Schiebers haben kann, eine

Fig. 690.



vollkommene Uebereinstimmung kann übrigens auch deshalb nicht stattfinden, weil die Bewegung des Dampfkolbens wegen der beschränkten Länge der Lenkerstange für den Hin- und Hergang verschieden ist.

Es ist leicht ersichtlich, daß jede Abweichung des Indicator-diagrammes von dem idealen, durch welches der von dem letztern umschlossene Flächen-

raum verkleinert wird, einen entsprechenden Arbeitsverlust bedeutet, da die von dem Diagramme umschlossene Fläche das Maß der indicirten Arbeit vorstellt. Unter gewissen abnormen Verhältnissen erscheint die Indicator-curve mit eigenthümlichen Schleifen am Anfange und Ende versehen, wie Fig. 690 erkennen läßt. Dies ist dann der Fall bei *b*, wenn die Compression des Dampfes höher als bis zu der Admissionsspannung *AB'* geführt wird, und gegen Ende des Kolbenlaufes, wenn man mit der Expansion bis unter den Druck *CE'* des Condensators oder der Atmosphäre heruntergeht. In beiden Fällen ist während der zugehörigen Kolbenwege  $h_0A$  und  $g_0C$  der Widerstand größer als der treibende Druck, und daraus geht hervor, daß man zur Bestimmung der geleisteten Arbeit nur diejenige Fläche in Rechnung stellen darf, welche übrig bleibt, sobald man von dem Inhalte von *fabcgf* die von den Schleifen *hbb'* und *gee'* umschlossenen Flächenräume abzieht. Solche Schleifen sind daher als erhebliche Mängel der Maschine zu betrachten.

Das in gewöhnlicher Weise von dem Indicator beschriebene Diagramm gilt in der obern Begrenzung für den Hingang und in der untern Linie für den Rückgang nur für die eine Seite des Kolbens, daher geben die Ordinaten

der umschlossenen Fläche nicht den Ueberdruck oder Unterschied der Pressungen auf die entgegengesetzten Kolbenseiten an. Will man diesen treibenden Druck ermitteln, so hat man die für die beiden Seiten des Kolbens abgenommenen

Fig. 691.

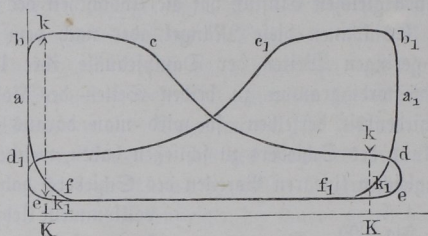
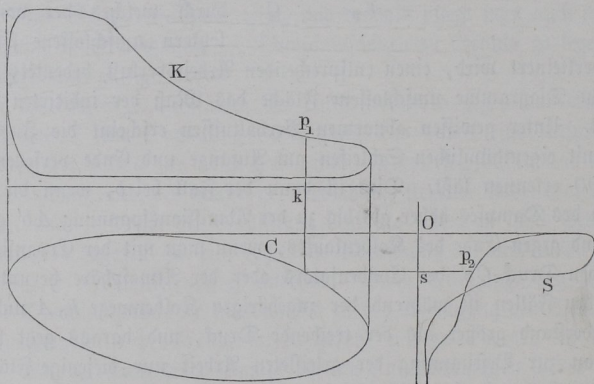


Diagramme über einander zu zeichnen, Fig. 691, dann erhält man für jede Kolbenstellung  $K$  das Maß für den Ueberdruck in derjenigen Ordinate  $kk_1$ , welches zwischen der obern Linie  $bcd$  der linken und der untern Linie  $a_1f_1e_1$  der rechten Kolbenseite enthalten ist. Bei Anwendung des in Fig. 47 angegebenen Doppelinicators von Schäffer und Budenberg erhält man direct in dem Diagramme die Größe des Ueberdruckes.

Fig. 692.



Das vorbesprochene Diagramm heißt das Kolbendiagramm, weil es für jede Stellung des Kolbens die im Zylinder herrschende Dampfspannung anzeigt. Man kann auch das Diagramm von dem Indicator so zeichnen lassen, daß es die Spannung im Zylinder für jede Stellung des Schiebers erkennen läßt. Zu dem Zwecke hat man nur nöthig, die Bewegung des Papierstreifens anstatt von der Kolbenstange von derjenigen des Steuerungsschiebers



zu bewirken. Auch kann man den Indicator dazu verwenden, ein Diagramm so zu zeichnen, daß die Bewegung des Papierstreifens durch die Kolbenstange, dagegen die des Schreibstiftes durch die Schieberstange erfolgt. Hierbei zeichnet der Stift eine ellipsenähnliche Curve  $C$ , Fig. 692, auf. In dieser Figur stellt  $K$  das Kolben-,  $S$  das Schieberdiagramm und  $C$  das letztgedachte combinirte Diagramm vor. Man kann diese drei Diagramme zur genaueren Bestimmung der einzelnen Kolbenstellungen verwenden, welche aus dem Kolbendiagramme allein in der Nähe der todtten Punkte nicht mit der gehörigen Schärfe zu ermitteln sind. Es ist nämlich aus der Entstehung dieser Zeichnungen ersichtlich, daß für irgend eine Kolbenstellung  $k$  der Schieberweg durch  $Os$  dargestellt wird, und bei richtiger Angabe des Indicators muß die dem Kolbendiagramme entnommene Spannung  $k p_1$  mit der zugehörigen  $s p_2$  des Schieberdiagrammes übereinstimmen.

Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, wie der Indicator als ein Mittel zur Prüfung der Dampfmaschinen gebraucht werden kann. Eine ausführliche Behandlung findet dieser Gegenstand in dem Werke von Böckers, „Der Indicator“.

**Dampfmenge.** Die zum Betriebe einer bestimmten Dampfmaschine §. 318. unter gegebenen Verhältnissen erforderliche Dampfmenge  $D$  bestimmt sich wie folgt. Der bei jedem einfachen Hube des Kolbens vom Querschnitte  $F$  in dem Dampfcylinder zur Wirkung kommende Dampf hat das Volumen  $F(\sigma + \varphi l)$ , wenn  $l$  die Länge des Hubes,  $\varphi = \frac{l_1}{l}$  das Füllungsverhältniß und  $\sigma F$  den schädlichen Raum bedeutet. Dieser Dampf hat die Admissionsspannung  $p_1$  und das Gewicht  $F(\sigma + \varphi l) \gamma$ , wenn  $\gamma$  das zu dieser Spannung gehörige, aus der Tabelle in §. 235 zu entnehmende specifische Gewicht des gesättigten Dampfes vorstellt und angenommen wird, daß mechanisch beigemengtes Wasser darin nicht enthalten sei. Ein bestimmter Theil dieses Dampfes ist schon in dem Cylinder vorhanden, bevor die Einströmung frischen Kesseldampfes erfolgt, nämlich die vom vorhergehenden Kolbenlaufe in dem Cylinder zurückbleibende und einer Compression unterliegende Dampfmenge. Das Gewicht derselben drückt sich entsprechend durch  $F(\sigma + l - l_3) \gamma_1$  aus, wenn  $l - l_3$  den Weg bedeutet, welchen der Kolben im Augenblicke des Verschlusses der Austrittsöffnung noch bis zum todtten Punkte zurückzulegen hat, und  $\gamma_1$  das specifische Gewicht des abgehenden Dampfes vorstellt. Diese zurückbleibende Dampfmenge hat bei den gewöhnlichen stehenden Maschinen meist nur ein sehr geringes Gewicht, weshalb man dasselbe hier vernachlässigen darf; nur bei den mit Coulfissensteuerungen versehenen Maschinen fällt die zurückbleibende Dampfmenge wegen der stärkern Compression merklich aus. Macht die Maschine in der

Minute  $n$  Umdrehungen, so bezieht sich diese aus dem Kessel pr. Stunde zuzuführende Dampfmenge daher zu

$$\begin{aligned} D_n &= 60 \cdot 2nF [(\sigma + \varphi l) \gamma - (\sigma + l - l_3) \gamma_1] \\ &= 3600 Fv \left[ \left( \frac{\sigma}{l} + \varphi \right) \gamma - \left( \frac{\sigma}{l} + 1 - \frac{l_3}{l} \right) \gamma_1 \right], \end{aligned}$$

unter  $v = \frac{2n l}{60}$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit verstanden.

Die Erfahrung zeigt nun aber, daß das wirklich aus dem Kessel zuzuführende Dampfquantum viel größer ist, als das durch diese Rechnung sich ergebende  $D_n$ , welches als die nutzbare Dampfmenge bezeichnet werden kann, wie man aus der Menge des erforderlichen Speisewassers und bei Condensationsmaschinen aus der Erwärmung des in den Condensator eingespritzten Wassers erkennt. Man hat diesen größern Dampfverbrauch den Verlusten an Wärme und Dampf zuzuschreiben, welche durch die Abkühlung des Dampfes in dem Cylinder und durch die Undichtigkeit des Kolbens, Schieber's etc. entstehen. Da die Abkühlung der Cylinderwand nach außen hin im Allgemeinen einen verhältnißmäßig nur kleinen Betrag vorstellt, der bei einigermaßen guter Umhüllung des Cylinders mit schlechten Wärmeleitern meistens kaum einige Procente des oben berechneten Quantum's beträgt, so hat man lange Zeit den bedeutenden Verlust, welcher beobachtet wird, den Undichtigkeiten zugeschrieben. Da nun aber bei guter Ausführung der Maschinen der dichte Abschluß in vorzüglicher Art erreicht werden kann, so muß der größte Antheil an dem zuweilen bis zu 40 Proc. und höher steigenden Verluste einer andern Ursache zugeschrieben werden. Nach den in neuerer Zeit mehrfach angestellten calorimetrischen Versuchen darf es als zweifellos angesehen werden, daß der gedachte Verlust hauptsächlich durch den Wärmeaustausch herbeigeführt wird, wie er stetig zwischen den Cylinderwandungen und dem Dampfe stattfinden muß. Indem nämlich die Cylinderwand abwechselnd mit dem heißen, aus dem Kessel zugeführten Eintrittsdampfe und mit dem durch die Expansion abgekühlten Austrittsdampfe in Berührung kommt, wird dieselbe eine gewisse mittlere Temperatur annehmen, in Folge deren sie zu Anfang jedes Hubes dem heißen Eintrittsdampfe lebhaft Wärme entzieht, welche sie zum geringeren Theile an den expandirten unter ihre Temperatur abgekühlten treibenden Dampf, zum größten Theile aber dem Ausblasedampfe wieder abgibt. Daß die letztere, an den Abdampf übertragene Wärme für die Arbeitsleistung der Maschine verloren geht, ist von selbst klar; daß aber auch mit der Uebertragung der Wärme von dem heißern Eintrittsdampfe an den kältern Expansionsdampf ein namhafter Verlust an Nutzleistung verbunden sein muß, folgt leicht aus den Betrachtungen, welche in §. 227 über den mit jedem Wärmeübergange verbundenen Verlust



angestellt wurden. Die Wirkung der Dampfmäntel ist daher nicht sowohl in einer Verminderung der Abkühlung der Cylinderwandung durch Strahlung und Leitung zu suchen, als vielmehr darin, daß durch eine solche Ummantelung die mittlere Temperatur der Cylinderwand höher erhalten und dadurch der gedachte Wärmeaustausch eingeschränkt wird.

Eine Feststellung der gedachten Verluste an Wärme durch die Rechnung ist bisher noch nicht gelungen, und man muß sich daher damit begnügen, diese Verluste durch ungefähre Schätzung in Rechnung zu bringen. Demgemäß sind von verschiedenen Autoren empirische Regeln angegeben, nach denen mit Rücksicht auf die darüber vorliegenden Erfahrungen dieser Verlust annähernd zu bestimmen ist. Eine solche Formel ist z. B. von Völkers angegeben, welcher, noch von der Ansicht ausgehend, daß die Durchlässigkeit des Kolbens auf den Verlust am einflußreichsten sei, diesen letztern proportional mit dem Ueberdrucke der mittlern Pressung  $p_m$  hinter dem Kolben über die mittlere Spannung  $q_m$  vor dem letztern und ebenfalls proportional mit dem Durchmesser des Kolbens oder dessen Umfange annimmt, an dem das Hindurchtreten des Dampfes stattfindet. Mit Rücksicht auf eine Reihe von Versuchen giebt Völkers daher die Formel für den Dampfverlust  $D_1$  in Pfunden pr. Secunde bei einem Kolbendurchmesser von  $d$  Fuß, wenn die Spannungen  $p_m$  und  $q_m$  in Pfunden für den Quadratzoll gerechnet werden:

$$D_1 = 0,0227 d \sqrt{p_m - q_m}.$$

Bei Woolf'schen Maschinen ist unter  $d$  der Durchmesser des Hochdruckcylinders verstanden, ebenso wie auch  $p_m$  und  $q_m$  sich auf diesen beziehen. Für metrisches Maß, und zwar, wenn  $d$  in Centimetern,  $D$  in Kilogrammen und die Spannung in Kilogrammen pr. Quadratzentimeter gerechnet wird, schreibt sich diese Formel:

$$D_1 = 0,00133 d \sqrt{p_i}.$$

Mit Recht macht Hrabak darauf aufmerksam, daß diese Formel den Verlust für sehr kleine Maschinen übertrieben groß, dagegen für sehr große Maschinen übertrieben klein angiebt. Es beziffert sich demgemäß z. B. der Dampfverlust stündlich für eine Maschine von 2 bis 3 Pferdekraft zu 30 bis 40 kg pr. Pferdekraft, während danach dieser Verlust für eine Maschine von 1000 Pferdekraft weniger als 1 kg pr. Pferd und Stunde betragen soll. Dagegen betrachtet Hrabak den ganzen in der Maschine auftretenden Dampfverlust  $D_1$  als aus zwei Theilen  $D'$  und  $D''$  bestehend, von denen der erstere  $D'$ , aus der Abkühlung innerhalb des Cylinders entspringend, als Abkühlungsverlust bezeichnet wird, während er den andern von Undichtigkeiten herrührenden Antheil  $D''$  den Dampfklärungsverlust nennt. Für diese beiden Verluste sind untenstehend die von Hrabak dafür

angegebenen Formeln angeführt, welche zu Resultaten führen, die mit denen der Erfahrung eine befriedigende Uebereinstimmung zeigen.

Hiernach kann man den Abkühlungsverlust in Kilogrammen pr. Stunde und indicirte Pferdekraft je nach der mehr oder minder großen Vollkommenheit der Maschine zu

$$D' = 370 \text{ bis } 460 d (d + l) (p_1 - p_3) \left( \frac{l_1}{l} + m \right)$$

für Eincylindermaschinen und

$$D' = 300 \text{ bis } 400 d (d + l) (p_1 - p_3) \left( \frac{l_1}{l} + \frac{v}{V} m \right)$$

für Zweicylindermaschinen annehmen, wenn  $d$ ,  $l$ ,  $l_1$ ,  $\sigma$ ,  $p_1$  und  $p_3$  die bisherige Bedeutung haben ( $p_1$  mittlere Admissionsspannung und  $p_3$  mittlere Emissionspannung).

Für Woolf'sche Maschinen gilt  $p_1$  für den Hochdruckcylinder,  $v$  und  $V$  sind die Cylindervolumen, und  $\frac{l_1}{l}$  ist das der gesammten Expansion entsprechende Füllungsverhältniß; die übrigen Größen  $d$ ,  $l$  und  $m$  sind zu beziehen auf den Expansionscylinder. In gleicher Weise gelten für den Dampfklärungsverlust pr. indicirte Pferdekraft und Stunde, wenn  $v$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist, die Formeln:

$$D'' = \frac{17,6}{\sqrt{N_i} \cdot v} + \frac{1}{v} \text{ für Eincylindermaschinen}$$

und

$$D'' = \frac{12,3}{\sqrt{N_i} \cdot v} + \frac{0,7}{v} \text{ für Zweicylindermaschinen,}$$

mit der Maßgabe, daß man bei exact ausgeführten und in Stand gehaltenen Maschinen diesen Antheil  $D''$  des Verlustes auf die Hälfte und darunter soll herabmindern können, während derselbe bei sichtlicher Dampfklärigkeit auch das Doppelte und mehr betragen kann.

Hiernach erhält man den ganzen Dampfverbrauch der Maschine zu  $D = D_n + D' + D''$ . Außerdem hat man den Verlust in der Dampfzuleitung und durch das aus dem Kessel mechanisch mitgeführte Wasser noch zu schätzen, wofür man nach derselben Quelle je nach den Umständen zwischen 4 und 10 Proc. des für  $D$  erhaltenen Betrages in Rechnung stellen kann.

In einfacherer Weise bestimmt v. Reiche den Verlust, indem er den wirklichen Dampfverbrauch, je nachdem der Cylinder mit einem Dampfmantel versehen ist oder nicht, um 10 und beziehungsweise um 17 Proc. größer annimmt als die Dampfmenge, welche zur Anfüllung des Cylinders ohne



Berücksichtigung des zurückbleibenden Compressionsdampfes erforderlich ist. Hiernach bestimmt sich der ganze Dampfverbrauch der Maschine stündlich zu:

$$D = 0,40 \gamma v f \frac{l_1 + \sigma}{l} \text{ für geheizte Cylinder}$$

und

$$D = 0,42 \gamma v f \frac{l_1 + \sigma}{l} \text{ für nicht geheizte Cylinder.}$$

Diese Formeln geben im Allgemeinen beträchtlich kleinere Dampfmen gen als die vorhergehenden Angaben von Fraba k, so daß für Entwürfe die Bestimmung nach den letzteren eine größere Gewähr für die Erzielung der vorge setzten Leistung bieten wird.

Die in der vorstehend angegebenen Weise bestimmte Dampfmenge  $D$  ist maßgebend für die Anlage des Dampfkessels sowohl, wie für die Abmessungen der Speisepumpe und bei Condensationsmaschinen für die Menge des Einspritzwassers, sowie für die Größe der Luftpumpe, in welcher Beziehung auf das in Cap. 2 über Dampfkessel, in §. 307 bis 308 über die Conden sation und in Thl. III, 2 über Pumpen Gesagte hier verwiesen werden kann. Auch die erforderliche Brennmaterialmenge  $K$  ist nach den in §. 264 darüber gemachten Angaben direct durch den Dampfverbrauch bestimmt, und man kann nach Ermittlung desselben die Größe  $\frac{K}{N_i}$  bestimmen, d. h. die für

eine (indicirte) Pferdekraft stündlich nöthige Brennmaterialmenge, welche häufig als ein Maß für die verhältnißmäßige Güte einer Dampfmaschine angesehen wird. Wegen der großen Verschiedenheit des Brennmaterials und der Art der Befuerung muß es indessen zweckmäßiger erscheinen, zum Maßstabe für die Güte einer Maschine nicht sowohl die Menge des Brennmaterials als vielmehr diejenige des zu verdampfenden Wassers zu wählen, die jede Pferdekraft stündlich erfordert. Man pflegt denn auch in der neuern Zeit meistens von diesem Gesichtspunkte auszugehen.

Diese für je eine Pferdekraft stündlich nöthige Dampfmenge fällt be greiflicher Weise sehr verschieden aus je nach der Art der Ausführung, und insbesondere nach der Art des Systems der Maschine, ob diese mit oder ohne Condensation arbeitet, ob die Expansion eine größere oder geringere ist u. s. w. Hiernach geht die stündlich pr. indicirte Pferdekraft erforderliche Dampfmenge bei den größten und vollkommensten Maschinen wohl bis auf 8 kg herab, während sie unter Umständen auf das Doppelte und sogar Dreifache dieses Betrages steigen kann. (Näheres siehe in den Tabellen von Fraba k.)

Beispiel. Für die in §. 315 berechnete Woolf'sche Dampfmaschine be stimmt sich der Dampfverbrauch unter Vernachlässigung der durch die Compression zurückgehaltenen Dampfmenge wie folgt. Der nutzbare Dampfverbrauch pr. Stunde

ergiebt sich für den Querschnitt  $f = 0,1578$  qm des Hochdruckcylinders, die Füllung  $(0,333 + 0,05) 0,8 = 0,306$  m und bei dem specifischen Gewichte  $\gamma = 2,2303$  des Admissionsdampfes von 4 kg Spannung (s. §. 235), sowie bei 36 Umdrehungen zu:

$$D_n = 60 \cdot 72 \cdot 0,1578 \cdot 0,306 \cdot 2,2303 = 465 \text{ kg.}$$

Ferner ist der Abkühlungsverlust pr. Stunde

$$D' = 350 d_1 (d_1 + L) (p_1 - p_3) \left( \frac{1}{\varepsilon} + \frac{fl}{FL} m \right) \\ = 350 \cdot 0,695 (0,695 + 1) (4 - 0,2) \left( \frac{1}{8,146} + \frac{1}{3} 0,04 \right) = 213 \text{ kg}$$

und der Dampfliquiditätsverlust für eine indicirte Leistung von  $\frac{60}{0,75} = 80$  Pferdekraften und eine Geschwindigkeit  $v = 1,2$  m:

$$D'' = 80 \left( \frac{12,3}{\sqrt{N_i v}} + \frac{0,7}{v} \right) = 80 \left( \frac{12,3}{9,798} + \frac{0,7}{1,2} \right) = 147 \text{ kg.}$$

Rechnet man noch für Verluste in der Dampfzuleitung zc. 5 Proc. hinzu, so erhält man den gesammten Dampfverbrauch dieser Maschine stündlich zu

$$D = 1,05 (465 + 213 + 147) = 866 \text{ kg.}$$

Dies beträgt daher für jede effective Pferdekraft

$$\frac{866}{60} = 14,45 \text{ kg Dampf.}$$

Unter Annahme eines mäßig geschonten Kessels würde dazu nach der Tabelle in §. 264 für jede effective Pferdekraft eine Kohlenmenge von  $\frac{14,45}{8} = 1,8$  kg stündlich, und eine Kesselheizfläche von  $\frac{14,45}{16,66} = 0,867$  qm erforderlich sein, so daß für die betrachtete Maschine von 60 Pferdekraften eine Kesselanlage mit  $60 \cdot 0,867 = 52$  qm Heizfläche anzuordnen wäre.

§. 319. **Verschiedene Dampfmaschinen-Theorien.** Die Wirkung des Dampfes in den Dampfmaschinen ist in dem Vorhergehenden immer unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes berechnet worden, und es ist schon bemerkt, daß eine solche Bestimmung zu Resultaten führt, welche mit denen der Erfahrung genügend genau übereinstimmen; es sollen daher die sonst noch aufgestellten Theorien der Dampfmaschinen nur kurz besprochen werden.

Anstatt des Mariotte'schen Gesetzes hat man zuweilen für die Berechnung der Expansionswirkung eine andere Beziehung zwischen der Spannung  $p$  und dem Volumen  $v$  zu Grunde gelegt, welche durch die Gleichung  $p v^\mu = \text{Const.}$  ausgedrückt wird. Hierin bedeutet  $\mu$  einen Coefficienten, welcher nach den in §. 239 gemachten Angaben von verschiedenen Autoren zwischen 1,11 und 1,14 angegeben wird. Denkt man sich wieder eine Dampfmenge vom Volumen  $F (\sigma + l_1) = v_1$  und der absoluten Span-



nung  $p_1$  in dem Cylinder zur Wirkung gebracht, so ist zunächst die Volldruckarbeit wie bisher durch  $L_1 = F p_1 l_1$  gegeben.

Zur Bestimmung der Expansionsarbeit denke man sich den Kolben in einer beliebigen Stellung im Abstände  $x$  von dem todten Punkte, in welcher Stellung die zugehörige Spannung mit  $p$  bezeichnet werde. Bei einer unendlich kleinen Bewegung des Kolbens um die Länge  $\partial x$  verrichtet der Dampf eine elementare Arbeit gleich

$$\partial L_2 = F p \partial x = F p_1 \left( \frac{\sigma + l_1}{\sigma + x} \right)^\mu \partial x;$$

da

$$p (\sigma + x)^\mu = p_1 (\sigma + l_1)^\mu$$

ist. Durch Integration dieses Ausdruckes zwischen den Grenzen  $x = l$  und  $x = l_1$  erhält man die ganze Expansionswirkung zu

$$\begin{aligned} L_2 &= F p_1 (\sigma + l_1)^\mu \int_{l_1}^l \frac{\partial x}{(\sigma + x)^\mu} = F p_1 (\sigma + l_1)^\mu \frac{(\sigma + l)^{1-\mu} - (\sigma + l_1)^{1-\mu}}{1 - \mu} \\ &= \frac{F p_1 (\sigma + l_1)^\mu}{\mu - 1} \left[ \frac{1}{(\sigma + l_1)^{\mu-1}} - \frac{1}{(\sigma + l)^{\mu-1}} \right]. \end{aligned}$$

Der Gegendruck  $p_0$  auf die Vorderfläche des Kolbens hat während des ganzen Kolbenweges die Arbeit  $W = f p_0 l$  aufgezehrt, so daß die von dem Dampfe geleistete Arbeit zu:

$$L = L_1 + L_2 - W$$

$$= F p_1 l_1 + \frac{F p_1 (\sigma + l_1)^\mu}{\mu - 1} \left[ \frac{1}{(\sigma + l_1)^{\mu-1}} - \frac{1}{(\sigma + l)^{\mu-1}} \right] - F p_0 l$$

gefunden wird. Diese Arbeit ist für  $n$  Umdrehungen der Maschine in der Minute mit  $\frac{2n}{60 \cdot 75}$  zu multipliciren, um  $N_i$  zu erhalten, und im Uebrigen

ist die Rechnung nicht verschieden von der oben angegebenen. Man pflegt zuweilen das hier angeführte Gesetz  $p v^\mu = \text{Const.}$  der Berechnung der Compression zu Grunde zu legen, auch wenn für die Expansion des Dampfes das Mariotte'sche Gesetz angenommen wird. In diesem Falle kann man den Coefficienten  $\mu$  nach Grabaak annehmen zu:

- $\mu = 1$  für Auspuffmaschinen ohne Dampfhemd,
- $\mu = 0,9$  „ Condensationsmaschinen ohne Dampfhemd,
- $\mu = 1,1$  „ Maschinen mit Dampfhemd,
- $\mu = 1,2$  „ „ „ „ und möglichst trockenem Dampf.

Die Theorie von Pambour geht von der Voraussetzung aus, daß der in den Cylinder geführte gesättigte Wasserdampf auch während der

Expansion in unveränderter Menge als gesättigter Dampf enthalten ist, und legt der Bestimmung der Spannung für irgend ein specifisches Volumen  $s$  die Näherungsgleichung von Navier:

$$s = \frac{a}{b + p'}$$

zu Grunde, worin  $a$  und  $b$  gewisse empirisch festgestellte Zahlen sind, die für niedrigere oder höhere Spannungen  $p$  verschiedene Werthe haben. So soll man setzen:

für niedrigere Spannungen:  $p < 3,5$  Atm.,  $m = 1935$ ,  $n = 0,1161$ ,

„ höhere Spannungen:  $p > 3,5$  Atm.,  $m = 27284$ ,  $n = 1,637$ ,

wenn  $p$  in Atmosphären ausgedrückt ist und unter dem specifischen Volumen  $s$  das Volumen von 1 kg Dampf verstanden wird. Unter Annahme dieses Gesetzes berechnet sich die Expansionsarbeit wie folgt:

Ist in den Cylinder vom Querschnitte  $F$  wieder während der Bewegung des Kolbens um  $l_1$  eine Dampfmenge eingeführt, die mit Rücksicht auf den schädlichen Raum das Volumen  $F(\sigma + l_1)$  hat, so nimmt dieser Dampf in einer beliebigen Entfernung des Kolbens  $x$  vom toten Punkte das neue Volumen  $F(\sigma + x)$  ein. Man hat daher für die beiden Zustände des Dampfes das Verhältniß der specifischen Volummen:

$$\frac{s_1}{s} = \frac{\sigma + l_1}{\sigma + x} = \frac{b + p}{b + p_1}'$$

woraus die Spannung  $p$  für den betrachteten Kolbenstand zu

$$p = (b + p_1) \frac{\sigma + l_1}{\sigma + x} - b$$

folgt. Während der unendlich kleinen Bewegung um  $\partial x$  des Kolbens wird daher die Arbeit

$$\partial L_2 = F p \partial x = F (b + p_1) \frac{\sigma + l_1}{\sigma + x} \partial x - F b \partial x$$

geleistet, so daß die ganze Expansionsarbeit während des Kolbenweges  $l - l_1$  sich durch Integration zu

$$L_2 = F (b + p_1) (\sigma + l_1) \log. \text{ nat. } \frac{\sigma + l}{\sigma + l_1} - F b (l - l_1)$$

ergiebt. Die Leistung während der Volldruckperiode bestimmt sich wieder wie bisher zu

$$L_1 = F p_1 l_1.$$

Den Widerstand des Kolbens nimmt Pambour als aus drei Theilen bestehend an, nämlich:



1. Aus dem Widerstande, welcher dem Kolben direct aus dem Gegen-  
drucke  $p_0$  der Atmosphäre beziehungsweise des Condensators und aus der  
Kolbenreibung erwächst. Für den Betrag der letztern soll man annehmen

$r = \frac{300}{d}$  Pfund engl. für den Quadratfuß engl., was einem Werthe von  
 $\frac{4,5}{d}$  kg für den Quadratcentimeter Kolbenfläche entspricht.

2. Aus der Nutzlast  $Q = Fq$ , welche durch die in Bewegung gesetzten  
Arbeitsmaschinen dargestellt wird.

3. Aus einem von dieser Nutzlast veranlaßten und mit ihr proportionalen  
Reibungswiderstande, welcher zu  $0,14 Q$  anzunehmen ist.

Hiernach bestimmt sich die während eines einfachen Kolbenlaufes ver-  
richtete nützliche und schädliche Arbeit zu

$$F(p_0 + r + 1,14q)l,$$

so daß man durch Gleichsetzung der geleisteten und verbrauchten Arbeiten  
die von der Maschine zu erwartende Nutzleistung

$$Fql = \frac{L_1 + L_2 - F(p_0 + r)l}{1,14}$$

erhält. Die übrige Rechnung, z. B. die Ermittlung des in bestimmter  
Zeit nöthigen Dampfquantums oder die Bestimmung der erforderlichen Ab-  
messungen der Maschine, geschieht in gleicher Weise wie oben gezeigt.

Eine auf den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie beruhende Be-  
rechnungsart der Dampfmaschinen ist von Zeuner in dessen „Grund-  
zügen der mechanischen Wärmetheorie“ angegeben worden, nach  
welcher die Arbeitsermittlung des Dampfes im Wesentlichen dadurch geschieht,  
daß diejenige Wärmemenge bestimmt wird, welche bei der Expansionswirkung  
des Dampfes verschwindet, d. h. in mechanische Arbeit umgewandelt wird.  
Die Größe der letztern erhält man bei einer verschwundenen Wärmemenge  
gleich  $W$  Wärmeeinheiten dann einfach zu  $424 W$  mkg. In welcher Weise  
diese Wärmemenge für ein bestimmtes Dampfquantum und für eine be-  
stimmte Expansion zu bestimmen ist, wurde schon in §. 238 bei Besprechung  
der adiabatischen Zustandsänderung des Dampfes an einem Beispiele gezeigt,  
auf welches hier verwiesen werden darf. Es fand sich dort, daß die am  
Ende der Expansion vorhandene Dampfmenge kleiner ausfällt als die an-  
fängliche, indem eine bestimmte Menge in Form tropfbaren Wassers nieder-  
geschlagen wird. Bestimmt man daher die in dem Gemische von Wasser  
und Dampf vor und nach der Expansion enthaltene Wärmemenge nach den  
in §. 238 angegebenen Regeln, so findet man in der Verminderung des  
Wärmegehaltes die in Arbeit verwandelte Wärmemenge. Ebenso bestimmt  
sich die Volldruckwirkung durch die äußere latente Wärmemenge,

die bei der Erzeugung des Dampfes dazu gedient hat, den auf dem Dampfe lastenden äußern Druck zu überwinden. Diese Rechnung kann mit Hilfe der in §. 235 enthaltenen Tabelle für die gesättigten Wasserdämpfe jederzeit ausgeführt werden, oder man kann sich zur Erleichterung der Rechnung einer graphischen Darstellung des Verfassers\*) bedienen.

Bei diesen Ermittlungen ergibt sich, daß das Resultat wesentlich von der dem eintretenden Dampfe mechanisch beigemengten Wassermenge abhängig ist, welche zu bestimmen sehr schwer, wenn nicht unmöglich ist. Da ferner die hierbei vorausgesetzte adiabatische Zustandsänderung des Dampfes wegen des Wärmeaustausches zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung niemals auch nur annähernd erfüllt ist, so erklärt es sich, warum die Berechnung der Dampfmaschinen nach der mechanischen Wärmetheorie bisher in der Praxis nur wenig Anwendung gefunden hat.

In einfacher Art, nämlich unter Benützung eines Coefficienten für den Wirkungsgrad der Maschine bestimmen Poncelet und Morin die Leistung einer Dampfmaschine. Bezeichnet  $\eta$  diesen durch vielfache Beobachtungen festgestellten Coefficienten, so ist hiernach die wirkliche Leistung einer Maschine durch

$$L = \eta \frac{2n}{60} F \left[ p l_1 \left( 1 + \log. nat. \frac{l_1}{l} \right) - p_0 l \right]$$

ausgedrückt, worin  $p$  die Spannung im Kessel,  $p_0$  diejenige im Condensator beziehungsweise der Atmosphäre und  $\frac{l_1}{l}$  das Füllungsverhältniß bedeutet.

Der Wirkungsgrad  $\eta$  hängt von der Größe der Maschine ab, und für denselben wird unter Voraussetzung mittlerer Geschwindigkeiten und mittlerer Querschnitte der Dampfleitungen u. d. folgende, aus vielen Versuchen geschöpfte Tabelle angegeben.

\*) Zur graphischen Behandlung der mechan. Wärmetheorie. Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1884.



Stärke der Maschine in Pferdekraften	Wirkungsgrad $\eta$	
	bei gutem	bei gewöhnlichem
	Zustande der Unterhaltung	
4 — 8	0,33	0,30
10 — 20	0,42	0,35
20 — 30	0,47	0,38
30 — 40	0,49	0,39
40 — 50	0,57	0,46
50 — 60	0,62	0,50
60 — 70	0,66	0,53
70 — 100	0,76	0,61

**Absoluter Wirkungsgrad.** Wenn man die in einer Dampfmaschine §. 320. erzielte Leistung mit derjenigen mechanischen Arbeit vergleicht, die der zum Betriebe der Maschine aufzuwendenden Wärmemenge äquivalent ist, so erhält man den absoluten Wirkungsgrad der Maschine, welcher nicht zu verwechseln ist mit dem indicirten Wirkungsgrade oder dem Nutzeffectcoefficienten, wie er in dem Vorstehenden mehrfach angeführt wurde. Dieser absolute Wirkungsgrad ist immer, auch bei der besten Einrichtung der Maschine, ein sehr kleiner Werth, wie die folgende Rechnung zeigt. Nimmt man für eine möglichst vollkommene, mit Condensation und weitgehender Expansion versehene Dampfmaschine und bei Anwendung einer ausgezeichneten Kesselanlage den Verbrauch an Steinkohlen pr. Pferdekraft und Stunde zu nur 0,8 kg an, so ist dieser Verbrauch gleichbedeutend mit etwa 6400 Wärmeeinheiten stündlich oder 1,777 Wärmeeinheiten in der Secunde. Diese Wärmemenge ist nach der mechanischen Wärmetheorie einer mechanischen Arbeit von  $424 \cdot 1,777 = 754$  mkg äquivalent, und da die erzielte Leistung nur 75 mkg beträgt, so ergibt sich von der durch die aufgewendete Wärme repräsentirten Arbeit nur eine nutzbare Ausbeute von

$$\frac{75}{754} = 0,098 = \approx 10 \text{ Proc.}$$

Dieser kleine Werth, der unter den denkbar günstigsten Verhältnissen sich höchstens ergibt, hat mehrfach zu absprechenden Urtheilen über den ökonomischen Werth der Dampfmaschinen überhaupt veranlaßt, indem man diese geringe Ausbeute an Arbeit einer principiellen Unvollkommenheit der Dampfmaschinen zugeschrieben hat. Es muß hierzu bemerkt werden, daß

zwar die Unvollkommenheit der Dampfmaschinen an sich einen beträchtlichen Verlust im Gefolge hat, daß aber, wie die mechanische Wärmetheorie lehrt, die ganze in der aufgewandten Wärme enthaltene Arbeit überhaupt niemals gewonnen werden kann, welcher Art auch die in Anwendung gebrachten Maschinen oder Arbeitsproceſſe ſein mögen. Es wurde ſchon in §. 227 angeführt, daß es hierzu erforderlich wäre, den vermittelnden Körper bis auf die Temperatur des absoluten Nullpunktes abzukühlen, was natürlich eine Unmöglichkeit iſt. Es wurde ferner angeführt, daß unter ſonſt gleichen Umſtänden eine um ſo größere Ausbeute an Arbeit zu erreichen iſt, je höher die Temperatur des vermittelnden Körpers gewählt werden kann. Da nun aber auch in dieſer Hinſicht durch die beſchränkte Widerſtandsfähigkeit der Maschinenbaumaterialien gegen hohe Temperaturen eine beſtimmte nicht ſehr hohe Grenze geſteckt iſt, ſo folgt daraus, daß die überhaupt jemals aus der Wärme erzielbare Arbeit naturgemäß immer weit hinter jenem Betrage zurück bleiben muß, mit dem dieſe Wärme äquivalent iſt.

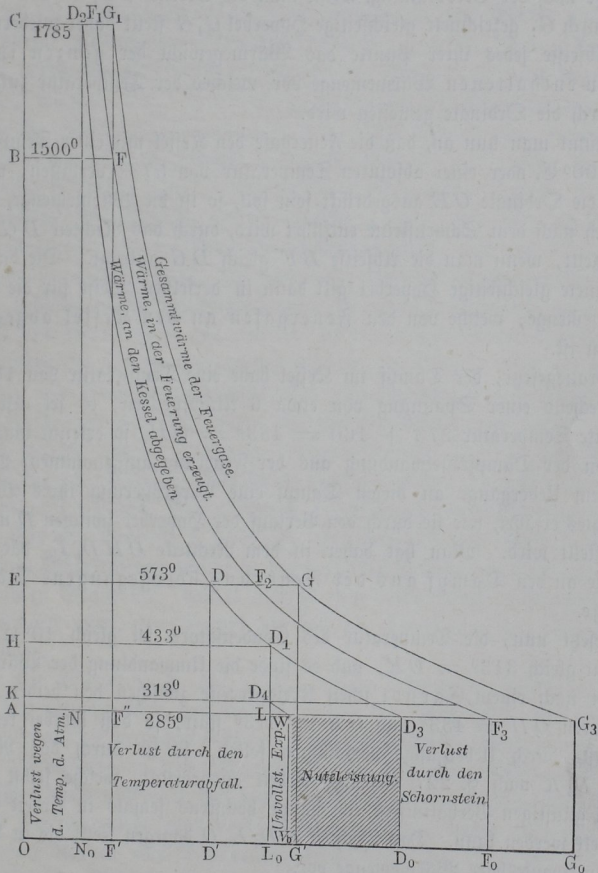
Um über dieſe Verhältniſſe eine klare Einſicht zu erhalten, und um zugleich zu erkennen, wo etwa noch ein Gewinn an Arbeit zu erhoffen iſt, empfiehlt ſich eine graphiſche Darſtellung in der ſchon in §. 227 angedeuteten Weiſe.

Es möge zu dem Ende eine beſtimmte Wärmemenge, etwa der Einfachheit halber gerade eine Wärmeeinheit vorausgeſetzt werden, die, entſprechend einer Kohlenmenge, gleich circa 0,125 g in einer beliebigen Zeit in einer Dampfkesselfeuerung zur Verwendung kommen ſoll. Es ſei ferner vorausgeſetzt, daß die Temperatur der Verbrennungsluft, ſowie des Brennmaterials mit der mittlern Temperatur der Atmoſphäre von etwa  $12^{\circ}\text{C}$ . übereinſtimme, ſo daß die absolute Temperatur des Brennstoffes und der Luft zu  $273 + 12 = 285^{\circ}$  anzunehmen iſt. Bei einer vollkommenen Verbrennung, wie ſie hier vorausgeſetzt werden ſoll, darf man nach den in §. 254 angeſtellten Betrachtungen annehmen, daß durch die Verbrennung eine Temperaturerhöhung um etwa  $1500^{\circ}$  ſtattfindet, ſo daß alſo die Verbrennungsgaſe in der Feuerung eine absolute Temperatur von  $1785^{\circ}$  annehmen. Es mögen nun die absoluten Temperaturen als Ordinaten über der dem absoluten Nullpunkte entſprechenden Abſciſſenaxe  $OG_0$  in Fig. 693 aufgetragen werden, ſo daß alſo z. B.  $OA = 285^{\circ}$  die Temperatur der Atmoſphäre und  $OC = 1785^{\circ}$  diejenige der Verbrennungsgaſe bedeutet. Trägt man jetzt in der Höhe  $OB = 1500^{\circ}$ , welche der durch die verwendete Wärmeeinheit hervor-gebrachten Temperaturſteigerung entſpricht, als Abſciſſe  $BF'$  die Strecke  $\frac{1}{1500} = 0,00067$  auf, welche Größe in §. 226 als das Wärmegewicht bezeichnet wurde, ſo ſtellt die Rechtecksfläche  $OBFF'$  unter dieſer Strecke bis zur Axe die Arbeit vor, die in der Wärmeeinheit enthalten iſt. Zeichnet



man durch  $F$  die gleichseitige Hyperbel  $F_1FF_2F_3$  zu den Axen  $OC$  und  $OF_0$ , so erhält man nach dem Früheren in der Abscisse jedes Punktes dieser Curve das Wärmegewicht der aufgewendeten Wärmeeinheit für die durch die zugehörige Ordinate dargestellte absolute Temperatur, und das Product

Fig. 693.



aus diesen beiden Größen ist für jeden Punkt der Hyperbel offenbar von derselben Größe, nämlich gleich  $OBFF'$ . In den Verbrennungsproducten ist außer der durch die Verbrennung erzeugten Wärmeeinheit noch die bereits darin vorhanden gewesene Wärme enthalten, vermöge deren die anfängliche

Temperatur  $OA = BC = 285^\circ$  war. Setzt man für diese Betrachtung voraus, daß die specifische Wärme der Verbrennungsproducte für alle Temperaturen denselben constanten Werth beibehalte, so entspricht der anfänglichen Wärmemenge der Verbrennungsproducte das Rechteck  $OAF''F'$  und man erhält in dem Rechtecke  $OCG_1F'$  das Maß für die gesammte Wärmemenge nach der Verbrennung, wenn man die Strecke  $CG_1 = BF'$  macht. Die durch  $G_1$  gezeichnete gleichseitige Hyperbel  $G_1G$  stellt daher wiederum in der Abscisse jedes ihrer Punkte das Wärmegewicht der ganzen in den Gasen enthaltenen Wärmemenge vor, welches der Temperatur zukommt, die durch die Ordinate gemessen wird.

Nimmt man nun an, daß die Feuergase den Kessel mit einer Temperatur von  $300^\circ \text{C.}$  oder einer absoluten Temperatur von  $573^\circ$  verlassen, wie sie durch die Ordinate  $OE$  ausgedrückt sein soll, so ist die Wärmemenge, welche dadurch nach dem Schornsteine entführt wird, durch das Rechteck  $DGG'D'$  dargestellt, wenn man die Abscisse  $BF'$  gleich  $DG$  anträgt. Die durch  $D$  gezeichnete gleichseitige Hyperbel gilt dann in derselben Weise für die übrige Wärmemenge, welche von den Feuergasen an den Kessel abgegeben worden ist.

Vorausgesetzt, der Dampf im Kessel habe eine Temperatur von  $160^\circ \text{C.}$  entsprechend einer Spannung von etwa 6 Atmosphären, es sei also seine absolute Temperatur  $273 + 160 = 433^\circ = OH$ , so erkennt man, daß die von der Dampfkesselwandung aus der Feuerung aufgenommene Wärme bei dem Uebergange an diesen Dampf eine Vergrößerung ihres Wärmegewichtes erfährt, wie sie durch den Verlauf der Hyperbel zwischen  $D$  und  $D_1$  dargestellt wird. Man hat daher in dem Rechtecke  $OHD_1L_0$  das Maß für die an den Dampf aus der Feuerung übergegangene Wärmemenge.

Gelegt nun, die Temperatur des Condensators sei gleich  $40^\circ \text{C.}$  oder absolut gleich  $313^\circ = OK$ , und es finde die Umwandlung der Wärme in Arbeit nach einem Carnot'schen Kreisproceß zwischen den beiden Temperaturen  $OH = 433^\circ$  und  $OK = 313^\circ$  statt, so daß hierbei keinerlei Verluste durch Uebergänge vorkommen sollen, so ist durch das Rechteck  $HD_1D_4K$  nach §. 227 diejenige Arbeit ausgedrückt, welche selbst unter diesen günstigen Verhältnissen überhaupt höchstens jemals in Arbeit umgewandelt werden kann. Das Rechteck  $KD_4L_0O$  dagegen stellt die in Arbeit nicht verwandelbare Wärmemenge vor.

Man erhält eine deutliche Uebersicht über die einzelnen Effectverluste und über den Verbleib der Wärme, wenn man alle Wärmemengen auf die Temperatur der Atmosphäre  $OA$  bezieht, indem man die Hyperbeln sämmtlich bis zum Durchschnitte mit der Horizontalen  $AG_3$  fortsetzt. Die auf dieser Linie erhaltenen Abscissen stellen dann die den betreffenden Wärmemengen



für die Temperatur der Atmosphäre zugehörigen Wärmegewichte vor und können wegen der gleichen Temperatur direct als das Maß der Wärmemengen angesehen werden. Zu dem Ende sei auch noch durch den Punkt  $D_4$  die Hyperbel  $D_4W$  gezeichnet, die derjenigen Wärmemenge zugehört, welche der Dampf bei seinem Austritte aus dem Cylinder in den Condensator enthält. Man ersieht hieraus, daß die aufgewendete Wärme durch die Abscisse  $AF_3$  vorgestellt ist, und daß die Verbrennungsgase eine Wärme nach dem Schornsteine mitnehmen, welche durch  $D_3G_3$  gemessen wird. Von der letztern haben die Verbrennungsproducte den Theil  $F_3G_3$  von vornherein beessen, während der Antheil  $D_3F_3$  ihnen in der Feuerung mitgetheilt worden ist. Dieser letzte Theil stellt daher einen Verlust vor, welcher um so geringer ausfällt, je niedriger die Temperatur ist, mit welcher die Gase den Kessel verlassen, und je kleiner das Wärmegewicht  $DG = BF$  der Verbrennungsgase ist. In letzterer Beziehung ergibt sich daher ein Vorzug der Gasfeuerung, da bei dieser die Verbrennungsluft nicht im Ueberschusse zugeführt zu werden braucht und somit das Gewicht der Verbrennungsgase kleiner ausfällt als bei der Kohlfeuerung. Gänzlich zu vermeiden wäre dieser Verlust nur dann, wenn entweder die Verbrennungsproducte innerhalb der Kesselanlage bis auf die Temperatur  $OA$  der Atmosphäre abgekühlt werden könnten, oder wenn diese Producte selbst zur Wirkung in dem Cylinder gebracht werden könnten, etwa wie es bei den Gasmaschinen geschieht.

Der weitere aus der Figur zu ersiehende Verlust ist durch das Rechteck  $OA W W_0$  dargestellt, welches die in dem abgehenden Dampfe verbleibende Wärmemenge bedeutet. Hierin kann man drei Theile unterscheiden und zwar:

1. Die dem Rechtecke  $L W W_0 L_0$  oder dem Wärmegewichte  $LW$  entsprechende Wärmemenge, welche in der unvollständigen Expansion, d. h. darin ihren Grund hat, daß es auch bei den vollkommensten Condensatoren nie gelingen wird, den Dampf bis auf die Temperatur der Atmosphäre abzukühlen.

2. Die Wärmemenge  $N L L_0 N_0$ , welche dadurch der nutzbaren Verwandlung entzogen wird, daß die Wärme von der hohen Temperatur  $OC$  der Feuergase auf die geringere  $OH$  des Dampfes herabfällt, wodurch wie durch jeden Wärmeübergang das Wärmegewicht der nicht umwandelbaren Wärme vergrößert wird, und zwar hier von dem Werthe  $CD_2$  auf denjenigen  $HD_1$ . Dieser Verlust würde nur dann zu umgehen sein, wenn man dem vermittelnden Körper eine Temperatur gleich derjenigen  $OC$  der Feuergase geben könnte. Daß dies schon durch die Natur der zu den Maschinentheilen zu verwendenden Materialien ausgeschlossen ist, liegt auf der Hand. Je größer man die Temperatur des Dampfes  $OH$  wählt, desto geringer fällt dieser Verlust aus; es ist aber klar, daß bei der Verwendung von gesättigtem Dampfe eine wesentlich höhere Temperatur mit Rücksicht auf die bedeutenden

Spannungen nicht wohl angängig ist. Die Heißluftmaschinen gestatten in dieser Hinsicht eine bessere Ausbeutung der Wärme, ebenso wie die Verwendung von überhitzten Dämpfen höhere Temperaturen ermöglicht.

3. Die durch das Rechteck  $OANN_0$  dargestellte Wärmemenge ist für uns niemals in Arbeit verwandelbar, da wir niemals im Stande sind, den vermittelnden Körper unter die Temperatur der Atmosphäre abzukühlen, wie bereits in §. 227 angeführt wurde. Man könnte diesen Verlust scheinbar wohl dadurch vermindern, daß man das Wärmegewicht  $CD_2$  verkleinerte, d. h. dadurch, daß man in der Feuerung eine höhere Temperatur erzeugte, wie dies bei den Gasfeuerungen auch in der That geschieht; aber der Gewinn wäre deswegen nur scheinbar, weil dadurch der unter 2. gedachte Verlust durch den Uebergang um ebenso viel größer ausfallen würde, als der durch das Rechteck  $OANN_0$  dargestellte sich verringerte, so lange wenigstens, als die Temperatur  $OH$  des Dampfes nicht ebenfalls größer gewählt werden kann. Eine Erhöhung der in der Feuerung erzeugten Temperatur  $CC$  hat, wie bemerkt, nur den Vortheil, daß dadurch das Wärmegewicht  $D_3F_3$  der Verbrennungsproducte und hiermit der durch die Fläche  $D_3F_3F_0D_0$  dargestellte Verlust kleiner wird.

Aus der Figur läßt sich bei genügend großem Maßstabe auch die Größe der einzelnen Verluste mit hinreichender Genauigkeit entnehmen, indem hierfür nur die auf der Horizontalen  $AG_3$  gelegenen Abschnitte gemessen zu werden brauchen. Für die hier zu Grunde gelegten Temperaturen findet man in dieser Weise für die einzelnen Verluste folgende Werthe in Procenten der ganzen in der angewandten Wärme theoretisch enthaltenen Arbeit. Es beträgt von dieser Arbeit annähernd:

Der Verlust $D_3F_3$ durch die Verbrennungsgase . . . .	19 Proc.
Derjenige $LW$ wegen unvollständiger Expansion . . . .	5 „
Der aus dem Abfall der Temperatur hervorgehende $NL$ . . . .	40 „
Der Verlust $AN$ wegen der Temperatur der Atmosphäre 13 . . . .	13 „

Diese Verluste zusammen betragen 77 Proc., so daß als nutzbare Arbeit nur der durch die Fläche  $WD_3D_0W_0$  dargestellte Betrag von circa 23 Proc. übrig bleibt.

Wenn zu Anfang dieser Betrachtung gezeigt wurde, daß die wirkliche Ausbeute selbst in unseren besten Maschinen wesentlich unter diesem höchstens möglichen Betrage bleibt und noch nicht die Hälfte davon ausmacht, so liegt dies daran, daß im Vorstehenden alle die sonst noch unvermeidlichen Verluste unberücksichtigt geblieben sind, welche z. B. aus einer unvollkommenen Verbrennung, aus der Abkühlung des Kesselgemäuers und der Dampfleitung, sowie aus dem Wärmeaustausch zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung folgen, von welchen der letztere namentlich sehr bedeutend auszu-



fallen pflegt. Auch ist zu bemerken, daß die oben gemachte Voraussetzung eines Carnot'schen Kreisprocesses bei den Dampfmaschinen deswegen nicht zutrifft, weil der zur Wirkung gekommene Dampf nicht wieder durch Compression auf die Temperatur des Kessels gebracht wird, sondern nach dem Condensator und in die Atmosphäre entweicht. In Folge davon muß stets eine entsprechende Menge Speisewasser dem Kessel zugeführt und in diesem von der geringern Temperatur desselben auf die höhere des Dampfes erwärmt werden, mit welchem Vorgange ebenfalls ein Wärmeabstieg und ein entsprechender Verlust an nutzbarer Arbeit verbunden ist.

Das Diagramm läßt erkennen, wo überhaupt bei unseren Dampfmaschinen noch eine bessere Ausnutzung der Wärme erwartet werden darf. Berücksichtigt man, daß einzelne von den besprochenen Verlusten, wie die durch *AN* und *NL* gemessenen, überhaupt nicht vermieden werden können, wegen der Temperatur unserer Umgebung und wegen der beschränkten Widerstandsfähigkeit unserer Maschinenbaumaterialien gegen hohe Temperaturen, so erscheinen die heutigen Dampfmaschinen keineswegs so unvollkommen, wie man sie mehrfach darzustellen versucht hat, indem man die wirklich von ihnen geleistete Arbeit mit der nach der Theorie in der Wärme enthaltenen verglich, ein Vergleich, dessen Unzulässigkeit aus dem Vorstehenden sich ergeben dürfte.

Die Literatur über Dampfmaschinen ist der Wichtigkeit des Gegenstandes entsprechend eine sehr ausgedehnte, zum Theil in besonderen Werken enthaltene, zum großen Theil in vielen Artikeln der bekannten technischen Zeitschriften niedergelegt. Eine vollständige Anführung der hierhin gehörigen Arbeiten ist hier nicht möglich, und es mögen nur die bekanntesten genannt werden. Ausführlichere Mittheilungen über die Literatur und Geschichte der Dampfmaschinen finden sich u. A. in Kühmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. I.

Die Geschichte der Dampfmaschinen wird behandelt von Stuart, *A descriptive history of the steam engine*, London 1824, von Severin, *Geschichte der Dampfmaschinen*, Berlin 1826, von Arago 1820. Ebenso findet sich in Scholl's Führer des Maschinenisten, 7. Aufl., 1869, eine „Kurzgefaßte Geschichte der Dampfmaschinen“ von Reuleau.

Von älteren, aber auch heute noch werthvollen Werken sind zu nennen: Tredgold, *The steam engine*, London 1828, wovon eine mit Zusätzen versehene französische Uebersetzung von Mellé: „*Traité des machines à vapeur*“, 1837, erschienen ist, sowie Farey, *A treatise on the steam engine*, London 1827. Eine gedrängte Abhandlung über Dampfmaschinen von nur historischem Interesse enthält Barlow's *Treatise on the Manufactures and Machinery of Great-Britain*. Dem jetzigen Standpunkte entsprechender abgehandelt ist: *A treatise on the steam engine by the Artizan-Club*, edited by Bourne, 5. edit., London 1861, übersezt und mit reichhaltigen Zusätzen und Kupfertafeln versehen von Bataille u. Zullien unter dem Titel: „*Traité des machines à vapeur*“, 1849. Hierher gehört auch das Handbuch über den Bau, die Aufstellung und Behandlung der Dampfmaschinen, nach dem Französischen von Grouvelle, Faunez und Zullien, übersezt von Hartmann, Weimar 1848, sowie Bernoulli's Handbuch der Dampfmaschinenlehre, übersezt von

Vöttcher, 1865. Zeichnungen von Dampfmaschinen sind von Nottebohm, Berlin 1841, veröffentlicht, ebenso in der Sammlung von Zeichnungen für den Verein die „Hütte“, in Wiebe's Skizzenheften, in Armengaud's Publication etc., in Uhländ's Maschinenconstructeur, sowie in den meisten technischen Journalen. Auch kann erwähnt werden: Reech, Mémoire sur les machines à vapeur, Paris 1844, und Alban, Die Hochdruckdampfmaschine, Rostock 1843, sowie Jul. Gaudry, Traité élément et prat. des machines à vapeur, Paris 1856. Zum praktischen Gebrauche zu empfehlen ist das viel verbreitete Werk von Scholl: „Der Führer des Maschinisten“, Braunschweig.

Von neueren Werken über Dampfmaschinen sind außer dem v. Reiche'schen „Dampfmaschinenconstructeur“ insbesondere die Berichte Radinger's über die Dampfmaschinen der Ausstellungen zu Wien und Philadelphia, sowie dessen Werk: „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“, Wien 1870, zu nennen. Hierhin gehören ferner: „Die Schiebersteuerungen“ von Zeuner, Leipzig 1866, sowie: „Die Dampfmaschinensteuerungen auf der Wiener Weltausstellung“, 1873, von Müller-Melchior. Neben der mehrfach genannten Allgemeinen Maschinenlehre von Rühlmann sind ferner „Die Motoren“ von Uhländ, sowie dessen „Corlißmaschinen“ zu nennen.

In Betreff der Theorie der Dampfmaschinen ist zunächst Pambour's Théorie des machines à vapeur, Paris 1844, deutsch von Crelle in dem Journal der Baukunst, Bd. 23, und der dritte Theil der Leçons de mécanique pratique etc. par A. Morin, Paris 1846, anzuführen, in welchem letztern auch Auszüge aus der interessanten Abhandlung von Thomas Wickett: „On the Cornish Engines etc.“ enthalten sind. Formeln, Tabellen und Regeln zur Berechnung der Dampfmaschinen enthalten Redtenbacher's Resultate über den Maschinenbau. Speciell über Wärme, Dampf und Dampfmaschinen handelt Grasshof's Maschinenlehre. Anzuführen ist ferner Rankine, Manual of the steam engine etc., London 1859. Das die Berechnung der Dampfmaschinen erleichternde Tabellenwerk von Grabal wurde schon oben erwähnt, ebenso wie die von Völkers unter dem Titel: Der Indicator, Berlin 1863, herausgegebene Schrift, in welcher auch eine Theorie der Dampfmaschinen enthalten ist.



## Fünfter Abschnitt.

### Heißluft- und Gasmaschinen.

**Calorische Maschinen überhaupt.** Unter calorischen Maschinen §. 321. pflegt man im engern Sinne in der Regel diejenigen Wärmekraftmaschinen zu verstehen, in denen die Spannkraft der erwärmten atmosphärischen Luft zur Arbeitsverrichtung benutzt wird. Es mögen hier aber allgemeiner alle die Kraftmaschinen damit bezeichnet werden, welche durch die Wirkung erwärmter Gase bewegt werden, so daß hierunter also außer den eigentlichen Luftmaschinen, welche atmosphärische Luft als vermittelnden Körper verwenden, auch die Gasmaschinen verstanden sind, in denen die aus der Verbrennung von gasförmigen flüssigen oder festen Brennmaterialien entstehenden Verbrennungsproducte die Stelle des vermittelnden Körpers übernehmen. Diese Maschinen haben erst in den letzten Jahrzehnten eine größere Bedeutung für die Technik und zwar insbesondere für die Kleinindustrie gewonnen, seitdem es gelungen ist, nach vielen mißglückten Versuchen solche Maschinen in einer die Anforderungen der Praxis befriedigenden Weise herzustellen. Man hat aber schon vergleichsweise frühe, nämlich schon im Anfange unseres Jahrhunderts, die Construction von Kraftmaschinen angestrebt, in denen die Spannkraft der erwärmten atmosphärischen Luft an die Stelle des Dampfes in den Dampfmaschinen treten sollte. Hierzu ist man vorzugsweise durch die Betrachtung gelangt, daß in den Dampfmaschinen zur Erzeugung des Dampfes die sehr bedeutende latente Wärme aufzuwenden ist, die nachher größtentheils mit dem entweichenden Dampfe oder dem Kühlwasser des Condensators preisgegeben werden muß. In der Verwendung der atmosphärischen Luft, welche uns von der Natur von vornherein in gasförmigem Zustande geboten ist, glaubte man daher ein Mittel zur Vermeidung des bedeutenden Wärmeverlustes zu haben, zu welchem anscheinend die große latente Wärme des Wasserdampfes Veranlassung war.

Die Ansicht, daß die große Wärmemenge, welche man aufwenden muß, um zunächst das Wasser aus dem tropfbar in den gasförmigen Zustand zu versetzen, für die Nutzleistung verloren gehe, ist durch die mechanische Wärmetheorie widerlegt. Nach derselben (s. §. 224) ist vielmehr die von einer bestimmten Wärmemenge  $Q$  im günstigsten Falle, d. h. durch einen Carnot'schen Kreisproceß überhaupt erreichbare Nutzleistung durch

$$L = \frac{Q}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

ausgedrückt, wenn  $T_1$  und  $T_2$  die absoluten Temperaturen bedeuten, zwischen denen dieser Proceß verläuft, und es ist diese Arbeit ganz unabhängig von der Natur des vermittelnden Körpers. Diese Nutzleistung muß daher unter sonst gleichen Umständen, d. h. für dieselben Temperaturen  $T_1$  und  $T_2$  für jede Wärmeeinheit denselben Betrag haben, ob man Luft oder Wasserdampf oder sonst einen beliebigen Körper als den vermittelnden verwendet. Es geht hieraus auch hervor, daß die seinerzeit in Vorschlag gebrachten Aetherdampfmaschinen die erwartete höhere Leistung nicht ergeben konnten, welche man aus dem niedern Siedepunkte und der geringern latenten Wärme der Aetherdämpfe herleiten zu können glaubte. Aus der Darstellung in §. 320 ist auch ersichtlich, daß die ganze, von den Feuergasen an das Wasser übertragene Wärmemenge als diejenige  $Q$  in dem Kreisproceße betrachtet werden muß, von welcher natürlich nur der überhaupt verwandelbare Antheil  $Q \frac{T_1 - T_2}{T_1}$  in Arbeit umgesetzt werden kann.

Es muß im geraden Gegentheile zu der erwähnten frühern Ansicht die große latente Wärme des Wasserdampfes als ein besonderer Vortheil für die Construction der Dampfmaschinen angesehen werden, insofern es dadurch ermöglicht wird, in einem verhältnißmäßig kleinen Raume eine beträchtliche Wärmemenge zur Verwendung zu bringen, d. h. also, die Dimensionen der Maschinen entsprechend klein zu halten. Demgemäß zeigen denn auch alle calorischen Maschinen bedeutend größere Cylinderdurchmesser, als Dampfmaschinen von gleicher Stärke, und hiermit stehen sowohl die größeren Anlagekosten als auch die vermehrten schädlichen Widerstände im Verhältniß.

Wenn trotzdem die calorischen Maschinen vom theoretischen Gesichtspunkte aus größere Leistungen versprechen, so ist der Grund davon gemäß jener allgemeinen Leistungsformel darin zu suchen, daß der Luft eine höhere Temperatur  $T_1$  ertheilt werden kann als dem Dampfe, indem der letztere, wenigstens so lange er sich im gesättigten Zustande befindet, mit zunehmender Temperatur so hohe Spannungen annimmt, daß die Festigkeit der verwendbaren Materialien nicht mehr ausreichend ist. Während z. B. Wasserdampf schon bei 200° C. eine Spannung von circa 15 Atmosphären hat, wie man



sie wohl kaum jemals in einem Dampfkessel zulassen wird, erreicht die Spannung der gewöhnlichen atmosphärischen Luft von mittlerer Beschaffenheit bei einer solchen Temperatur höchstens den Betrag von 1,75 Atmosphären. Man ist daher bei den Luftmaschinen in Betreff der anzuwendenden höchsten Temperatur nur durch die Haltbarkeit der Metalle bei höheren Temperaturen beschränkt, und verwendet dabei Temperaturen von 600 bis 800° C. nicht selten. Nimmt man nun etwa eine Erhitzung der Luft nur bis zu 300° C. an, so ließe sich bei einer adiabatischen Abkühlung bis zu einer mittlern Temperatur der Atmosphäre von 12° C. nach der allgemeinen Formel

$$L = \frac{Q}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

eine theoretische Leistung gleich  $\frac{573 - 288}{573} = 0,50$  oder 50 Proc. von

der in der Wärme enthaltenen Arbeit erwarten. Dagegen berechnet sich diese Arbeit für eine Dampfmaschine, die mit Dampf von 180° C. entsprechend einer Spannung von 10 Atmosphären arbeitet, nur zu  $\frac{453 - 288}{453} = 0,36$

oder etwa zu 36 Proc. von der Arbeitsfähigkeit der angewandten Wärme. Diese Verhältnisse erklären es, warum man den calorischen Maschinen in der neuern Zeit ein so großes Interesse zugewendet hat, und daß in Folge dessen eine bedeutende Zahl der verschiedensten Constructionen solcher Maschinen bekannt geworden ist. Wenn trotzdem die erzielten Erfolge weit hinter den Erwartungen zurückgeblieben sind, indem die wirklich erreichten Leistungen von den berechneten theoretisch möglichen wesentlich abwichen, so ist der Grund dafür hauptsächlich darin zu erkennen, daß es nicht möglich ist, die Luft von der hohen ihr mitgetheilten Temperatur  $T_1$  arbeitsverrichtend ohne Wärmeabfuhr auf die Temperatur  $T_2$  der Atmosphäre abzukühlen. Es entweicht vielmehr die gebrauchte Luft immer mit einer beträchtlich höhern Temperatur  $T_2$  und in Folge davon ist die erreichbare Arbeit

$$L = \frac{Q}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

entsprechend kleiner. Ferner wurde schon bemerkt, daß für eine bestimmte Leistung die Dimensionen der calorischen Maschinen sehr große und daher auch die Nebenhindernisse sehr bedeutende sind. Hierzu gesellen sich die Nebelstände, die aus der anzuwendenden hohen Temperatur der Luft folgen, bei welcher die Schmierung der Kolben erschwert wird und das nahezu rothglühende Gußeisen der Cylinder eine gewisse Durchlässigkeit für die Luft zeigt, in Folge deren ein Entweichen der letztern und damit ein erheblicher Verlust entsteht. Man denkt daher in neuerer Zeit kaum mehr daran, die calorischen Maschinen als Ersatz der Dampfmaschinen bei der Erzeugung

beträchtlicher Betriebskräfte anzusehen, sondern begnügt sich damit, dieselben als Hilfsmittel der Kleinindustrie zu betrachten, der es darauf ankommt, geringere Betriebskräfte in einfacher Art zu beschaffen. In Hinsicht der Einfachheit muß vorzugsweise der Wegfall des Dampfkessels und der Nothwendigkeit einer steten Wartung desselben gegenüber den Dampfmaschinen ins Gewicht fallen. Bei den Gasmaschinen tritt hierzu noch der Vortheil, daß dieselben jederzeit in Betrieb gesetzt werden können, ohne eines vorherigen längern Anheizens zu bedürfen und in dem Zustande der Ruhe auch nicht zu den Verlusten Veranlassung geben, die bei Dampfkesseln aus der Abkühlung entstehen.

Im Allgemeinen kommen die calorischen Maschinen hinsichtlich ihrer Wirkungsweise darauf hinaus, daß eine gewisse Menge Luft von bestimmter Spannung durch Erwärmung in eine höhere Spannung versetzt wird, in Folge deren sie auf einen Kolben eine treibende Kraft in ähnlicher Weise ausüben kann, wie dies in den Dampfmaschinen seitens des Dampfes geschieht. Wenn man hierbei stets dasselbe Luftquantum in dem vollständig abgeschlossenen Cylinder zur Verwendung bringt, so nennt man die Maschine eine geschlossene zum Unterschiede von den sogenannten offenen, bei welchen nach jedem Kolbenlaufe das gebrauchte Luftquantum aus dem Cylinder ausgestoßen wird, um einer neu aus der Atmosphäre angefangnen Luftmenge Raum zu geben. Es ergiebt sich leicht, daß bei den geschlossenen Maschinen die Verwendung ein und derselben Luft nur dadurch zu ermöglichen ist, daß man dieselbe nach jedesmaliger Wirkung durch Abkühlung in eine niedere Spannung versetzt, vermöge deren sie dem Rückgange des Kolbens einen Widerstand entgegensetzt, der kleiner ist als die beim Kolbenhingange durch die warme Luft ausgeübte Wirkung. Bei allen geschlossenen Maschinen ist daher außer der Feuerung zum Erhitzen der Luft gleichzeitig eine Kühlvorrichtung anzuordnen. Wenn auch bei den offenen calorischen Maschinen meistens Kühlvorrichtungen angebracht werden, so haben dieselben in der Regel nur den Zweck, einer übermäßigen Erwärmung des Cylinders vorzubeugen, welche mancherlei Nachtheile für den regelrechten Betrieb im Gefolge haben müßte.

Man unterscheidet nach Delabar bei den Heißluftmaschinen ferner noch solche mit offener und solche mit geschlossener Feuerung, je nachdem die Verbrennungsproducte der Feuerung frei in die Atmosphäre entlassen werden, oder in den Cylinder gelangen, um daselbst als die eigentliche Betriebsluft zu wirken. Es ist deutlich, daß diese letztere Anordnung einer geschlossenen Feuerung nur möglich ist bei einer offenen Maschine, die nach jedem Kolbenlaufe mit neuen Gasen arbeitet, während die offenen Feuerungen ebensowohl bei den offenen wie bei den geschlossenen