

den aus dem Kessel abziehenden Heizgasen noch innewohnt. Eine Nutzbarmachung der Wärme des Frischdampfes findet bei den mit Frischdampf betriebenen Injektoren zur Kesselspeisung statt. Findet Abdampf zur Vorwärmung des Kesselspeisewassers Verwendung, so wird entweder die Speiseleitung des Kessels in die Abdampfleitung der Maschine verlegt (s. Fig. 160, Teil 44; Fig. 170, Teil 5), oder es findet eine direkte Mischung des Abdampfes mit dem Kesselspeisewasser statt, wobei gewöhnlich der Abdampf in einen Raum geleitet wird, von dessen Decke das Speisewasser, fein verteilt, niederrieselt. Die mit Abgasen des Kessels geheizten Vorwärmer (*Economiser*) sind entweder im letzten Zuge oder im Fuchs angeordnet (vgl. Fig. 87, Teil 10).

Für die *Überhitzer* kommt als Material nicht nur Schmiedeeisen, sondern auch Gußeisen in Betracht. Die den Überhitzer bildenden Rohre sind entweder alle hintereinander geschaltet, wobei der Dampf ungeteilt alle Rohre nacheinander durchströmt, oder sie sind parallel geschaltet, in welchem Falle von dem Zuleitungsrohr für den gesättigten Dampf zahlreiche Rohre ausgehen, die in das Ableitungsrohr für den überhitzten Dampf münden. Ferner sind noch Kombinationen üblich, bei denen einzelne Gruppen von Rohren gebildet werden, die dann hintereinander oder parallel geschaltet werden. Zur Beheizung des Überhitzers werden sowohl

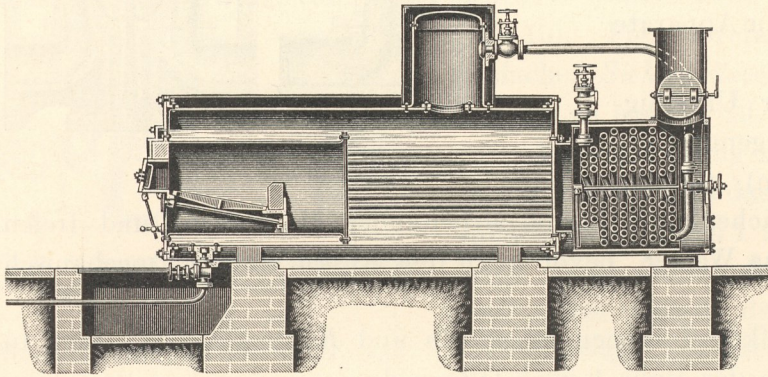


Fig. 99. Heizrohrkessel mit Dampfüberhitzer.

die aus dem Kessel abziehenden Heizgase als auch besondere Feuerungen verwendet. Bei den schmiedeeisernen Überhitzern finden einfache, gerade oder auch U-förmig gebogene Rohre (vgl. Fig. 89, Teil 6, sowie das Klappmodell des Steinmüllerkessels) Verwendung. Ferner sind auch Überhitzer mit gebogenen Rohren gebräuchlich. Einen solchen aus spiralförmig gebogenen Rohren bestehenden Überhitzer zeigt Fig. 99. Schließlich sei

noch auf die Fig. 88 hingewiesen, die einen aus Doppelrohren 5, 6 bestehenden Überhitzer zeigt. Der gesättigte, vom Kessel kommende Dampf durchströmt bei diesem Überhitzer zunächst das innere Rohr 5 und fließt dann durch das äußere, von den Heizgasen bestrichene Rohr 6 zurück. Das Beispiel eines Apparates zum Abrußen von Heizrohren zeigt Fig. 167, Teil 9, 10.

B. Die Dampfmaschinen.

I. Allgemeines.

Schon frühzeitig wurde der Dampf zur Leistung von Arbeit benutzt. Erste Versuche waren der Heronsball und die auf dem Prinzip des Segnerschen Rades beruhende Äolipile. Beide sind schon 120 v. Chr. beschrieben. Trotzdem sind in den folgenden Jahrhunderten auf dem Gebiete der Dampfbenutzung keine nennenswerten Erfolge bis zum Anfange des 18. Jahrhunderts zu verzeichnen. Auch dann war es bei den damaligen Dampfmaschinen nicht die Dampfkraft, sondern der Druck der Atmosphäre, der zum Antriebe der Maschinen benutzt wurde. Der Dampf war lediglich das Mittel zur Erzeugung des für diese sogenannten *atmosphärischen Maschinen* erforderlichen Vakuums. Wichtigste Vertreterin dieser Gattung ist die Dampfmaschine von Newcomen, die seit 1712 zum Fördern von Grubenwasser zu Griff in Warwickshire verwendet wurde.

Die Bewegungsübertragung erfolgt bei dieser Maschine (Fig. 100) durch einen drehbar gelagerten Balancier 5, der an einem Ende mittels Kette mit dem im Zylinder 2 gleitenden Kolben 4 und am anderen Ende, ebenfalls durch Kette, mit dem Pumpengestänge 7 und einem Gegengewicht 6 verbunden ist. Unter dem Arbeitszylinder befindet sich der kugelförmige Dampfkessel 1. Nach Öffnen des Hahnes 3 geht der Kolben 4, infolge des Übergewichtes des Pumpengestänges

und unterstützt durch den Dampfdruck, in die in der Figur veranschaulichte höchste Stellung. Hat er diese erreicht, so wird der Dampfzuleitungshahn 3 geschlossen und der Hahn 11 geöffnet, so daß Kühlwasser aus dem Behälter 10 in den Zylinder 2 eintreten kann. Hierdurch kondensiert sich der Dampf im Zylinder, wodurch wieder der von oben auf den Kolben 4 wirkende Luftdruck das Übergewicht erhält, den Kolben nach unten treibt und das Pumpengestänge 7 aufwärts zieht. Am Schlusse der Kolbenbewegung wird das mit dem Kondensat vermischte Kühlwasser durch Rohr 12 abgeleitet. 8 ist das Gestänge einer kleinen, nicht dargestellten Pumpe, die durch Rohr 9 Kühlwasser in den Behälter 10 drückt. Das Öffnen und Schließen der Hähne mußte durch einen Arbeiter geschehen, bis bald darauf die selbsttätige Steuerung durch einen Knaben Humphrey Potter erfunden wurde, der Balancier und Hähne durch Schnüre verbunden haben soll.

Auf diesem Standpunkt hielt sich die Dampfmaschine, bis sie 1770 der geniale Schotte James Watt durch die glänzendsten Erfindungen zu großer Vollkommenheit brachte. Er benutzte den Dampf nicht mehr zur Schaffung eines Vakuums unter dem Kolben, sondern erhöhte seine Spannkraft über den Druck der Außenluft und ließ den Dampf selbst treibend auf den Kolben wirken. Die Kondensation des Dampfes, die bei der Maschine von Newcomen im Zylinder vor sich ging, nahm er in einem besonderen Kondensator vor. Ferner umgab er den Zylinder mit einem Dampfmantel und schloß ihn gegen die Atmosphäre ab. Später (1782) bildete er die Maschine als doppelwirkende Maschine aus, bei der der Dampf nicht mehr auf eine Seite des Kolbens, sondern abwechselnd auf beide treibend wirkte. Da Watt zögerte, sich die Anwendung des Kurbeltriebes durch ein Patent schützen zu lassen, kamen ihm andere zuvor, und er sah sich lange auf die von ihm erfundene Sonnen- und Planetenradanordnung beschränkt. Gleichzeitig (1778) hiermit wurde von ihm die erste Expansionsmaschine mit $\frac{2}{3}$ -Füllung ausgeführt. Sechs Jahre später erfand er die als Wattsches Parallelogramm berühmte gewordenen Lenkerführung und nahm in das gleiche Patent die Anwendung der Drosselklappe zur Regulierung mit auf, die er mit dem aus dem Mühlenbetrieb übernommenen Zentrifugalregulator in Verbindung brachte. Durch alle diese Verbesserungen war der Dampfmaschine ein unabsehbares Feld eröffnet, und bald bürgerte sie sich in einzelnen Fabriken ein, um sich schließlich zu einer unentbehrlichen Helferin für alle Zweige der Industrie und Technik zu entwickeln. —

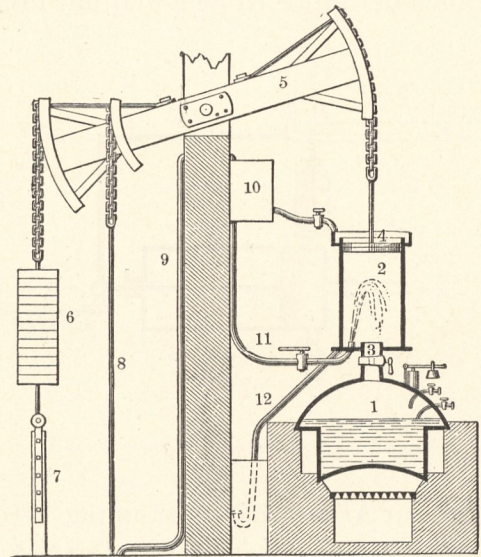


Fig. 100. Newcomens Dampfmaschine.

Die Dampfmaschinen zerfallen in *Kolbendampfmaschinen* und in *rotierende Dampfmaschinen* oder *Dampfturbinen*. Bei den letztgenannten wirkt der Dampf unmittelbar auf fest mit der zu drehenden Welle verbundene Teile; bei den erstgenannten wird in einem Zylinder ein dicht anschließender Kolben durch den Dampf hin und her bewegt, welche Bewegung entweder (z. B. bei Dampfmaschine und Dampfhammer) unmittelbar benutzt oder mittels Kurbeltriebes (s. Fig. 104) in die drehende Bewegung einer Welle, der Kurbelwelle, umgewandelt wird.

II. Kolbendampfmaschinen.

Der Eintritt des Dampfes in die Zylinder wird durch Schieber, Hähne oder Ventile geregelt. Lassen diese den Dampf in den Zylinder ein, während sich der Kolben von einem Zylinderende bis zum anderen bewegt, d. h. während des ganzen Kolbenhubes, so heißt die Maschine *Volldruckmaschine*, bei der also der Dampf nach Beendigung des Hubes mit derselben Spannung entweicht, mit der er eingetreten ist (Eintrittsspannung, Admissionsspannung). Ein großer Teil der im Dampf enthaltenen Arbeit geht hierbei nutzlos verloren, weshalb Volldruckmaschinen nur selten gebaut werden. Viel vorteilhafter arbeiten die *Expansionsmaschinen*, bei denen der Dampfzutritt zum

Zylinder schon abgesperrt wird, wenn der Kolben erst einen Teil seines Hubes zurückgelegt hat, worauf der nun im Zylinder abgeschlossene Dampf bis zur Vollendung des Kolbenhubes expandiert, d. h. sich ausdehnt.

Ein Bild von den Vorgängen im Zylinder gibt das Dampfdiagramm, das entweder nach physikalischen Gesetzen aufgezeichnet oder bei ausgeführten Maschinen mit Hilfe des Indikators aufgenommen wird. Fig. 101 zeigt im Prinzip die Entstehung des Dampfdiagramms. 1 sei der Zylinder einer Dampfmaschine, in dem der Kolben 2 hin und her gleitet. Mit der Kolbenstange 3 sei mittels Bügels 4 eine Schreibtafel 5 starr verbunden, so daß die Tafel dieselbe Bewegung vollführen muß wie der Kolben. Ferner steht der Zylinder 1 noch mit einem Zylinder 13 in Verbindung, in dem sich ein Kolben 12 entgegen dem Druck einer Feder 14 bewegt. Die Kolbenstange dieses Kolbens trägt an ihrem Ende einen Schreibstift 6. Wird der Dampfeinlaß 10 geöffnet, so strömt der Dampf in das Zylinderinnere und wirkt auf beide Kolben. Der kleine Kolben 12 schnell infolge des Dampfdruckes sofort nach oben, bis sich Dampf- und Federdruck das Gleichgewicht halten. Der Schreibstift 6 beschreibt hierbei die senkrechte Linie 6, 7. Gleichzeitig beginnt aber auch der große Kolben und mit ihm die Schreibtafel von links nach rechts zu gehen. Da der Dampf

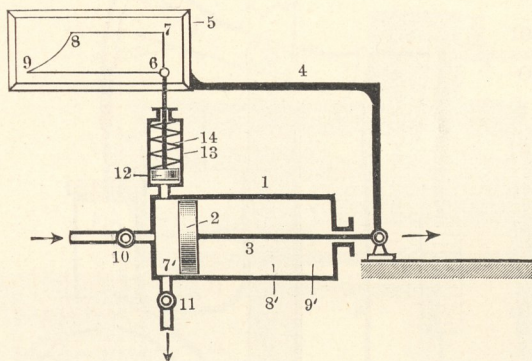


Fig. 101. Entstehung des Dampfdiagramms.

gleichmäßig zuströmt, beschreibt der Stift 6 die wagerechte Linie 7, 8, bis sich der Kolben an der Stelle 8' befindet, in der der Dampfeinlaß abgesperrt werden möge. Das im Zylinderinnern eingeschlossene Dampf-volumen beginnt jetzt zu expandieren. Der Dampfdruck sinkt und mit ihm der kleine Kolben 12. Die vom Schreibstift verzeichnete Linie 8, 9 läßt erkennen, wie der Druck nach und nach abnimmt. Im Punkte 9' hat der Kolben 2 seine Endstellung erreicht, es wird nunmehr der Dampfauslaß 11 geöffnet und das Zylinderinnere mit der äußeren Atmosphäre in Verbindung gebracht. Da der Dampf im Zylinderinnern bis zur Atmosphärenspannung herunterexpandiert sein soll, kann ein weiteres Sinken des Dampfdruckes nicht stattfinden. Der Schreibstift beschreibt daher, während sich der Kolben von der Endstellung 9' in die Anfangsstellung 7' zurückbewegt und den Dampf aus dem Zylinder hinauschiebt, eine wagerechte Linie 9, 6. Der geschlossene Linienzug 6, 7, 8, 9, 6 wird das *Dampfdiagramm* genannt.

In Wirklichkeit wird das Dampfdiagramm mittels einer einfacheren Vorrichtung, des sogenannten *Indikators*, aufgenommen. Die Stelle der Schreibtafel nimmt hier eine kleine Trommel 1 (s. Fig. 102) ein, die mittels eines Schnurzuges 2 mit dem Kreuzkopfe (s. Fig. 104) der Maschine in Verbindung steht. Übt dieser auf Schnur 2 (Fig. 102) einen Zug aus, so wird die Trommel in der einen Richtung gedreht und spannt hierbei eine in ihrem Innern angeordnete Feder, die sich beim Zurückgehen des Kreuzkopfes wieder entspannt und die Trommel in die Anfangsstellung zurückdreht. Im Schnurzug sind geeignete Übersetzungsmechanismen eingeschaltet, so daß die Länge 6, 9 (Fig. 101) des Diagramms nur ein Bruchteil der Länge des Kolbenhubes ist. Ferner steht der Schreibstift nicht mehr unmittelbar mit dem kleinen Kolben 12 (s. Fig. 101) in Verbindung, sondern unter Vermittelung einer Gelenkgeradföhrung 3 (Fig. 102), die um den fest an dem Zylinder angeschraubten Teil 4 drehbar ist. Zur Aufnahme des Diagramms wird auf die Trommel ein Blatt Papier gespannt und der Schreibstift mit dem Handgriff 5 gegen die Trommel gedrückt.

Das Diagramm dient nicht nur zur Beobachtung der Druckverhältnisse im Zylinder, sondern auch zur Aufdeckung von Fehlern in der Dampfverteilung, von Undichtheiten usw. Sein Hauptzweck ist jedoch die Bestimmung der *Maschinenleistung*, d. h. der in der Sekunde geleisteten Arbeit. Als Arbeitseinheit dient (vgl. S. 2) das Meterkilogramm (mkg). Die Leistungseinheit ist hiernach die in der Sekunde geleistete Arbeitseinheit, nämlich das Sekundenmeterkilogramm, oder vielmehr, da sich diese Leistungseinheit für Kraftmaschinen als zu klein herausgestellt hat, die Pferdestärke (PS), das sind 75 sec/mkg.

Soll die Leistung (N) einer Dampfmaschine berechnet werden, so müssen bekannt sein die Größe des Dampfdruckes, die Größe der Kolbenfläche und die Größe des Kolbenhubes sowie die Anzahl der Umdrehungen, die die Kurbelwelle in der Minute macht. Ist die Größe des Dampfdruckes p at (Atmosphären), die Größe der Kolbenfläche F qcm, die Größe des Kolbenhubes l Meter und die Anzahl der Umdrehungen in der Minute n , so wirkt auf den Kolben ein Druck von $F \cdot p$ kg. Hat der Kolben seinen Hub von l Meter zurückgelegt, so ist die hierbei geleistete Arbeit $F \cdot p \cdot l$ mkg. Dieser Weg wird aber in der Minute n -mal zurückgelegt, die minutliche Leistung ist also $F \cdot p \cdot l \cdot n$ mkg oder die sekundliche $N = \frac{F \cdot p \cdot l \cdot n}{60}$ mkg $= \frac{F \cdot p \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75}$ PS. Dieses ist die Leistung, wenn der Dampf nur auf einer Seite des Kolbens wirkt. Die meisten Maschinen sind aber *doppeltwirkend*, d. h. der Dampf wirkt abwechselnd auf beide Seiten des Kolbens. Die Leistung ist daher: $N = 2 \cdot \frac{F \cdot p \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75}$ PS. Die in dieser Gleichung stehenden Größen sind mit

Ausnahme von p und n feststehend und direkt meßbar. Die Tourenzahl n ist mit Uhr oder Geschwindigkeitsmesser ablesbar, und die Spannung p wird aus dem Diagramm ermittelt. Wie oben erläutert, ist über dem kleinen Kolben 12 (Fig. 101) eine Feder 14, die Indikatorfeder, angeordnet. Von dieser Feder wird durch Versuche vorher festgestellt, um wieviel sie sich bei jeder Druckerhöhung zusammendrückt. Wird z. B. die Feder bei jeder Druckerhöhung von 1 at um 1 cm zusammengedrückt und beträgt die Höhe 6, 7 des Diagramms in Fig. 101 3 cm, so ist der Druckunterschied zwischen Eintritts- und Endspannung 3 at. Ist die Maschine eine Volldruckmaschine, wobei während des ganzen Kolbenhubes die Spannung im Zylinder unverändert bleibt, so würde im vorliegenden Beispiel in die obige Gleichung für p der Wert 3 einzusetzen sein. Anders verhält es sich, wenn die Maschine, wie das Diagramm in Fig. 101 zeigt, als Expansionsmaschine gedacht ist. Unter diesen Umständen bleibt die Spannung nur auf dem Kolbenwege 7', 8' unverändert und sinkt hierauf allmählich, bis der Kolben seine Endstellung erreicht hat. In diesem Falle wird eine sogenannte mittlere Spannung bestimmt, die während des ganzen Kolbenhubes in unveränderter Höhe wirkend gedacht ist. Ein Weg zur Bestimmung dieser mittleren Spannung ist folgender. Man denke sich das Diagramm in zahlreiche, zur Höhe 6, 7 parallel verlaufende schmale Streifen zerlegt, summiere die mittleren Höhen dieser Streifen und dividiere dann diese Summe durch die Anzahl der Streifen. Das Resultat ist die mittlere Spannung. Einfacher gestaltet sich deren Bestimmung mit Hilfe des *Planimeters*, das ist ein Instrument zur Messung des Flächeninhaltes des Diagramms. Mittels eines Stiftes wird der äußere Umriß des Diagramms umfahren und dann von einer Skala der Flächeninhalt abgelesen. Nachdem dieses geschehen ist, wird die Höhe eines Rechtecks bestimmt, dessen Fläche gleich dem soeben abgelesenen Flächeninhalt und dessen Länge gleich der Länge des Diagramms ist. Dieses Rechteck denke man sich dann so auf das Diagramm gelegt, daß Grundlinie des Diagramms und Grundlinie des Rechtecks zusammenfallen. Das Expansionsdiagramm ist damit in ein Volldruckdiagramm verwandelt, aus dem die mittlere Spannung des Expansionsdiagramms ohne weiteres ablesbar ist. Diese Spannung wird dann in die Gleichung für N eingetragen.

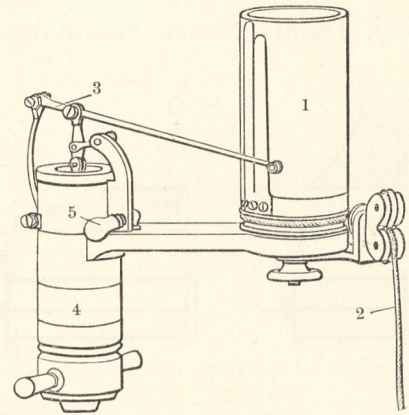


Fig. 102. Indikator.

Befindet sich der Kolben in der Endstellung, so ist zwischen ihm und den abschließenden Flächen des Steuerorgans noch ein Raum vorhanden, der von dem Raum zwischen Zylinderdeckel und Kolbenfläche und dem von diesem Raum zu den Steuerorganen führenden Kanälen gebildet wird (vgl. Fig. 105). Dieser Raum wird, da er den Dampfverbrauch der Maschine ungünstig beeinflusst, *schädlicher Raum* genannt. Seine Größe ist hauptsächlich abhängig von der Wahl der Steuerorgane und beträgt etwa 3—16 Proz. des Hubvolumens des Kolbens.

Die oben N genannte Leistung wird genauer N_i genannt; es ist die *indizierte* Leistung der Maschine. Von ihr ist scharf zu trennen die *effektive* oder *Nutzleistung* N_e . Diese wird mittels des

Bremsdynamometers an der Kurbelwelle gemessen. N_e ist wegen der in der Maschine auftretenden Reibungswiderstände kleiner als N_i . Das Verhältnis $N_e : N_i$ wird mit η bezeichnet und *mechanischer Wirkungsgrad* genannt. η schwankt zwischen 0,75 und 0,92 und ist um so günstiger, je größer die Maschine ist.

Unter der *Füllung* der Maschine ist die Strecke des Kolbenweges zu verstehen, auf der der Dampf eintritt. Ist diese Strecke ein Viertel des Kolbenweges, so heißt es, die Maschine arbeitet mit $1/4$ -Füllung usw. Das umgekehrte Verhältnis wird *Expansionsgrad* genannt. Der Dampf, der in der Dampfmaschine Arbeit geleistet hat, entweicht entweder ins Freie (*Auspuffmaschine*) oder wird in einem besonderen Raume, dem Kondensationsraum, niedergeschlagen, wodurch ein Vakuum entsteht (*Kondensationsmaschine*) und eine Vergrößerung des Druckunterschiedes zwischen beiden Kolbenseiten herbeigeführt wird. Der aus dem Zylinder ausströmende Dampf hat bei Auspuffmaschinen eine Spannung von ungefähr 1,15 at (absolut), bei Kondensationsmaschinen von 0,2 at. Weiter soll der Dampf im Zylinder nicht expandieren. In der Auspuffmaschine kann die Expansion also nicht soweit getrieben werden wie in der Kondensationsmaschine, weshalb letztere eine bessere Ausnutzung des Dampfes gestattet als erstere.

Da der Brennstoffverbrauch, wie bei den Dampfkesseln erläutert ist, bei der Erzeugung von Dampf hoher Spannung nur unwesentlich höher ist als bei der Erzeugung von Dampf

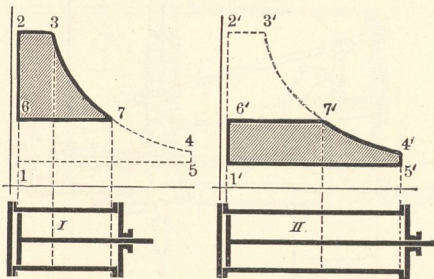


Fig. 103. Arbeit der Verbundmaschine.

niedriger Spannung, so erscheint es zunächst besonders vorteilhaft, mit kleiner Füllung und Dampf von recht hoher Spannung zu arbeiten, der dann recht weit expandiert. Diesem Verfahren haften aber mancherlei Nachteile an. Der Dampf tritt mit hoher Spannung und dementsprechend hoher Temperatur in den Zylinder ein und verläßt ihn am Ende der Expansionsperiode nicht nur mit niedriger Spannung, sondern auch mit niedriger Temperatur. Die letztere teilt sich den Zylinderwandungen mit und wirkt bei der nächsten Füllungsperiode ungünstig auf den zuströmenden heißen Frischdampf. Ferner wird die Gleichförmigkeit des Ganges durch hohe Dampfspannungen bei kleinen Füllungen beeinträchtigt, da am Anfange des Kolbenhubes auf den Kolben ein sehr hoher, am Ende der Expansionsperiode dagegen ein sehr kleiner Druck treibend wirkt. Da weiter die Festigkeit des Kurbelgestänges den höchsten auf den Kolben wirkenden Drucken standhalten muß, ist dieses Gestänge bei mit hohen Drucken und kleinen Füllungen arbeitenden Expansionsmaschinen schwerer, also teurer als bei Maschinen gleicher Leistung für kleine Drucke und große Füllungen.

Beseitigt werden diese Nachteile unter Beibehaltung der Vorteile der hohen Dampfspannungen und kleinen Füllungen durch die *Mehrfachexpansionsmaschinen*, bei denen die Expansion nicht in einem Zylinder, sondern hintereinander in mehreren stattfindet. Das Dampfdiagramm 1, 2, 3, 4, 5 (1', 2', 3', 4', 5'; Fig. 103) einer einzylindrigen Expansionsmaschine denkt man sich durch eine wagerechte Trennungslinie 6, 7 (6', 7') in zwei Teile zerlegt und läßt den Dampf nun nicht mehr einen geschlossenen Kreislauf 1, 2, 3, 4, 5, sondern zwei voneinander getrennte Kreisläufe 6, 2, 3, 7 und 1', 6', 7', 4', 5' vollführen. Nachdem der Dampf in dem ersten Zylinder I, dem *Hochdruckzylinder*, einen Druckabfall 2, 6 erlitten hat, strömt er in einen Zwischenbehälter, den Aufnehmer (*Receiver*), und aus diesem in den zweiten oder *Niederdruckzylinder II*.

Da nunmehr der Druckabfall in jedem der Zylinder nicht so groß ist wie bei einer mit gleicher Füllung und Anfangsspannung arbeitenden Einzylindermaschine, so ist der Gang der Maschine gleichmäßiger als bei einer solchen. Zweckmäßig wird die Trennungslinie 6, 7 (6', 7') so gelegt, daß beide Diagrammhälften flächengleich sind, so daß jeder der beiden Zylinder die Hälfte der Gesamtarbeit leistet. Die Gleichmäßigkeit des Ganges wird gegenüber den Einzylindermaschinen häufig noch dadurch verbessert, daß Hoch- und Niederdruckkolben auf zwei Kurbeln treibend einwirken, die um 90° gegeneinander versetzt sind.

Wie der Druckabfall, ist auch das Temperaturgefälle auf zwei Zylinder verteilt, so daß die

Zylinderwandungen nicht so starken Temperaturschwankungen ausgesetzt sind wie bei einer mit gleicher Anfangsspannung und Füllung arbeitenden Einzylindermaschine. Derartige Maschinen heißen *Verbund-* oder *Compoundmaschinen*. Nach Fig. 103 könnte es scheinen, als arbeite der Niederdruckzylinder mit größerem Kolbenhub als der Hochdruckzylinder. In Wirklichkeit sind aber beide Kolbenhübe gleich, und es wird, um dem in den Niederdruckzylinder überströmenden Dampf volumen des Hochdruckzylinders die Möglichkeit zu geben, sich noch weiter auszudehnen, der Durchmesser des Niederdruckzylinders entsprechend vergrößert. Bei hohen Dampfspannungen (12 at) wird die Expansion auf drei und noch mehr Zylinder verteilt.

Fig. 104 zeigt schematisch das Kurbelgestänge einer einzylinderigen Dampfmaschine. Von dem hin und her gehenden Kolben wird durch die Kolbenstange die Bewegung auf den geradlinig geführten Kreuzkopf (Querhaupt) übertragen und dann dessen hin und her gehende Bewegung mittels der Schubstange (Bleuelstange) und der Kurbel in eine drehende umgewandelt. Dieses Getriebe wird *Schubkurbelgetriebe* genannt. Befindet sich der Kolben in der linken Endstellung, so bildet die Kurbel die geradlinige Verlängerung der Kolben- und Schubstange; befindet er sich in der rechten Endstellung, so deckt die Schubstange in der Zeichnung die Kurbel, beide liegen also ebenfalls in einer geraden Linie. In keiner dieser beiden Endstellungen vermag der Kolben die Kurbel in eine drehende Bewegung zu versetzen, da in beiden Fällen die Richtung der Kraft genau durch die Mitte der Kurbelwelle geht. Diese beiden Stellungen heißen die *Totpunkte* der Maschine. Um in ihnen ein Stehenbleiben der Maschine zu vermeiden, wird auf die Kurbelwelle ein schweres Rad, das *Schwungrad*, gesetzt, das nach dem Trägheitsgesetz, nach dem jeder Körper das Bestreben hat, in seinem augenblicklichen Bewegungszustand zu beharren, der Maschine über diese Punkte hinweghilft.

Das Schwungrad hat außerdem die Bewegung der angetriebenen Kurbelwelle gleichmäßiger zu gestalten. Arbeitet die Maschine z. B. mit Vollfüllung, so ist die auf die Kolbenstange wirkende Kraft während des ganzen Kolbenhubes die gleiche, dagegen ändert sich die auf die Kurbelwelle wirkende Kraft mit dem Winkel, den Kurbel und Schubstange einschließen. Sie ist am größten, wenn dieser Winkel 90° beträgt, etwa in der Stellung der Fig. 104, und nimmt ab, je mehr sich die Maschine den Totpunktstellungen nähert, in denen sie gleich Null wird. In stärkerem Maße treten diese Schwankungen noch bei den mit Expansion arbeitenden Maschinen auf. Die Arbeitsweise des Schwungrades ist nun so zu denken, daß dieses in der Zeit, während der die auf den Kurbelzapfen wirkenden Kräfte am größten sind, Arbeit aufspeichert und diese während derselben Kurbelumdrehung an die anzutreibende Welle abgibt, wenn die auf den Kurbelzapfen wirkenden Kräfte klein sind. Je kleiner der Füllungsgrad und die Tourenzahl der Maschine ist, desto größer oder schwerer muß das Schwungrad sein. Auch bei den Mehrzylindermaschinen, bei denen die Antriebskurbeln gegeneinander versetzt auf der Kurbelwelle sitzen und infolgedessen keine Totpunktstellungen eintreten, finden Kraftschwankungen während eines Kolbenhin- und -herganges statt, so daß auch hier ein Schwungrad angeordnet werden muß, wengleich es nicht so schwer zu sein braucht wie für eine gleichstarke Einzylindermaschine.

Trotz des Schwungrades dreht sich die Kurbelwelle nicht mit gleichbleibender Geschwindigkeit, sondern es finden immer noch Schwankungen während einer Kurbelumdrehung statt. Der Quotient, der aus der Differenz der während einer Kurbelumdrehung vorkommenden höchsten und niedrigsten Geschwindigkeit und der mittleren Geschwindigkeit gebildet wird, heißt *Ungleichförmigkeitsgrad* des Schwungrades. Er beträgt z. B. für Dampfmaschinen zum Antriebe von Pumpen $\frac{1}{20}$ — $\frac{1}{30}$, von Spinnereimaschinen $\frac{1}{100}$, von Drehstrommaschinen $\frac{1}{300}$ usw.

Der *Dampfverbrauch* der Maschinen wird in Kilogrammen gemessen, und zwar wird als Einheit die Dampfmenge genommen, die zur Erzeugung einer indizierten oder effektiven Pferdestärke während einer Stunde gebraucht wird. Der Dampfverbrauch setzt sich aus drei Teilen zusammen,

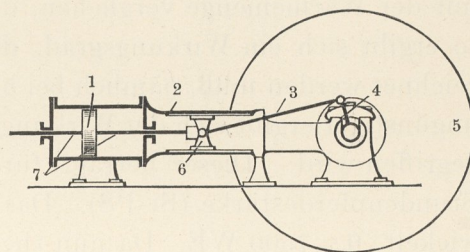


Fig. 104. Kurbelgestänge einer einzylinderigen Dampfmaschine.
(1 Kolben, 2 Geradföhrung, 3 Schubstange, 4 Kurbel, 5 Schwungrad, 6 Kreuzkopf, 7 Kolbenstange.)

dem nutzbaren Dampfverbrauch und den Abkühlungs- und Lässigkeitsverlusten. Ersterer besteht aus den Dampfmenigen, die während jeder Füllungsperiode in den Zylinder einströmen, sowie aus den Dampfmenigen, die hierbei zur Ausfüllung des schädlichen Raumes notwendig sind. Die Lässigkeitsverluste werden durch Undichtigkeiten des Kolbens und der Steuerungsorgane hervorgerufen. Die Abkühlungsverluste entstehen zunächst durch Kondensation beim Eintritt des Dampfes in den Zylinder und machen sich namentlich bemerkbar bei Maschinen mit hohen Dampfspannungen und sehr weit getriebener Expansion. Um sie zu verringern, werden die Dampfzylinder in schlecht wärmeleitende Stoffe eingehüllt, auch häufig mit einem *Dampfmantel* oder *Dampfhemd* versehen, d. h. einem den Zylinder umgebenden Hohlraum, durch den Kesseldampf geleitet wird. Besser liegen diese Verhältnisse bei den Mehrfachexpansionsmaschinen, weil bei diesen das Temperaturgefälle in den einzelnen Zylindern nicht so groß ist. Weiter entstehen Abkühlungsverluste durch Ableitung und Ausstrahlung der Wärme.

Der Dampfverbrauch richtet sich nach der Größe und Gattung der Maschine. Er ist am größten bei kleinen Einzylindermaschinen mit Auspuff und geringer Expansion und am kleinsten bei den großen Dreifachexpansionsmaschinen. Seine Höhe schwankt für die indizierte Pferdestärke und Stunde zwischen 6 und 20 kg für gesättigten Dampf und ist für überhitzten Dampf schon bis auf 4,2 kg heruntergegangen. Wird nun die zur Erzeugung dieses Dampfes erforderliche Wärmemenge mit der Wärmemenge verglichen, die theoretisch einer Stundenpferdestärke entspricht (637 WE), so ergibt sich ein Wirkungsgrad, der selbst für gute Dampfmaschinen als ein sehr schlechter bezeichnet werden muß, nämlich bei 5 kg Dampfverbrauch und 12 at Überdruck etwa 19 Proz. Noch ungünstiger ergibt sich der Wirkungsgrad, wenn auf den Brennstoffverbrauch der Maschine zurückgegriffen wird. Dieser beträgt für gute Dreifachexpansionsmaschinen 0,5 kg Steinkohle für die Stundenpferdestärke (St-PS). Das sind, da 1 kg Steinkohle bei der Verbrennung 7500 WE entwickelt, 0,5 · 7500 WE. Da nun theoretisch zur Erzeugung von 1 St-PS 637 WE nötig sind, ist der Wirkungsgrad $\frac{637}{0,5 \cdot 7500} = 0,169 = 16,9$ Proz. Selbst bei den besten Dampfmaschinen werden nur etwa 10—17 Proz. der im Brennstoff aufgespeicherten Wärme in Arbeit umgesetzt, während der weitaus größere Teil durch Leitung und Strahlung des Kesselmauerwerkes und der Dampfleitungen, sowie durch den Abdampf der Maschine und die Rauchgase des Kessels verloren geht.

1. Die Steuerungen.

Die einzelnen Steuerungen zerfallen in *innere* und *äußere Steuerung*. Erstere besteht aus den Dampfabschlußorganen (in Fig. 106 der Schieber 1), die den Dampf ein- und -auslaß regeln; letztere wird gebildet durch das zum Antriebe der Abschlußorgane dienende Gestänge (Fig. 106, Teil 6, 7, 9, 8), das von der Kurbelwelle oder der Kolbenstange angetrieben wird. Sind die Dampfabschlußorgane sowohl während des Öffnens als auch während des Schließens der Dampfkanäle mit dem äußeren Steuerungsmechanismus in Verbindung, so heißt die Steuerung *zwangsläufig*. Wird diese Verbindung jedoch während des Öffnens der Einlaßkanäle aufgehoben, und schließen nun die Dampfabschlußorgane die Dampfkanäle ab unter der Einwirkung eines Gewichtes, einer Feder usw., so heißt die Steuerung *Ausklink-* oder *Auslössteuerung*. Nach der Art der Dampfabschlußorgane unterscheidet man *Schieber-, Hahn- und Ventilsteuerungen*.

Zur Bestimmung der Abmessungen der Steuerung sowie der Hauptabmessungen der Maschine überhaupt dient das Dampfdiagramm, das zunächst nach Wahl einer geeigneten Dampfspannung entworfen wird. Hierbei sei hervorgehoben, daß das Dampfdiagramm in Wirklichkeit nicht so aussieht, wie es beispielsweise die Fig. 103 zeigt. Zunächst fehlen beim wirklichen Dampfdiagramm die scharfen Ecken. Ferner findet in Wirklichkeit Dampf ein- und -auslaß nicht in den Totpunkten statt, sondern kurz vorher (*Vorein-* und *Vorausströmung*). Würde der Dampf eintritt erst im Totpunkt geöffnet werden, so würde, bevor der schädliche Raum (s. Fig. 105) vollständig mit Frischdampf ausgefüllt ist, der Kolben schon einen kleinen Teil seines neuen Arbeitsweges zurückgelegt haben, wobei, was vermieden werden soll, während dieses Teiles des Arbeitsweges des Kolbens nicht der volle Dampfdruck auf ihn wirkt. Desgleichen würde, wenn das Öffnen des

Auslasses erst im Totpunkte stattfindende, die Spannung im Zylinder nicht sofort, sondern erst während des Kolbenrückganges auf die Auspuffspannung sinken, was ebenfalls einen Verlust bedeutet.

Ferner bleibt der Dampfauslaß nicht bis zum Ende des Kolbenhubes geöffnet, da dieses schwerwiegende Nachteile zur Folge hat. Zunächst würde sich dabei der einströmende Frischdampf mit dem noch im schädlichen Raum des Zylinders befindlichen Auspuffdampf von niedriger Spannung und Temperatur mischen, was Wärme- und infolgedessen Arbeitsverlust nach sich ziehen würde. Weiter würde, wenn der Kolben in die eine Endstellung gelangt ist, also die Expansion ihr Ende erreicht hat, die auf der anderen Kolbenseite erfolgende Frischdampfeinströmung einen jähen Druckwechsel zur Folge haben. Das ganze Gestänge, das vorher in der einen Richtung auf Zug beansprucht war, würde nunmehr in der entgegengesetzten Richtung auf Druck beansprucht werden, woraus sich ein heftiger Stoß in das Maschinengestänge ergäbe. Alles dieses wird dadurch vermieden, daß der Auspuff schon ein erhebliches Stück vor dem Hubende geschlossen wird. Der noch im Zylinder befindliche Auspuffdampf wird durch den weitergehenden Kolben komprimiert; hierdurch wird der schädliche Stoß im Hubwechsel vermieden, ferner aber durch die Kompression des Dampfes gleichzeitig seine Temperatur erhöht, so daß der zuströmende Frischdampf nicht mehr mit Dampf von erheblich niedrigerer Temperatur gemischt wird.

Das Steuerungsschema für eine Schiebersteuerung einfachster Art zeigt Fig. 106. 1 ist der fest mit der Schieberstange 6 verbundene Muschelschieber, der von der Exzenterkurbel 8, 9, die mit der Kurbelwelle 8 der Maschine verbunden ist, unter Vermittlung der Exzenterstange 7 eine hin und her gehende Bewegung erhält. Schieber 1 wird durch den Dampfdruck gegen den Schieberspiegel 2—2 gepreßt, von dem aus Kanäle 14, 14 in das Innere des nicht dargestellten Zylinders führen. Die Stegbreite 3 des Schiebers hat mit der Einlaßöffnung 13 des Kanals gleiche Größe. In der dargestellten Stellung decken sich beide, und der Schieber befindet sich, was auch aus der senkrecht stehenden Exzenterkurbel 8, 9 hervorgeht, in der Mittelstellung. Die Punkte 15, 15' deuten die Totpunktlagen der Maschine an, und die schematisch eingezeichnete Kurbel 8, 15, daß sich der Kolben in der linken Totpunktstellung befindet. Beginnt sich die Maschine im Sinne des Pfeiles zu drehen, so öffnet der nach rechts gehende Schieber 1 den Einlaßkanal 13, 14 und läßt Dampf hinter den Kolben, der nun ebenfalls nach rechts geht. Ist die Exzenterkurbel in die Lage 8, 10 gelangt, so befindet sich der Schieber in der rechten Totpunktstellung, in der der Steg 3 des Schiebers den Steg 4 noch überdecken muß, um eine Verbindung zwischen dem linken Kanal 14 und dem Auspuffkanal 5 zu verhindern. Die Exzenterkurbel dreht sich weiter und bewegt den Schieber wieder nach links, bis er in der Exzenterstellung 8, 11 die gezeichnete Lage wieder erreicht hat. Wie die Exzenterkurbel, hat sich auch die Maschinenkurbel 8, 15 um 180° gedreht und befindet sich nunmehr in der rechten Totpunktstellung 15'. Da der Kanal 13, 14 erst bei der Exzenterstellung 8, 11 abgeschlossen wird, hat der Zylinder während des ganzen Kolbenweges Dampf bekommen. Die Maschine arbeitet also mit Vollfüllung. Die Exzenterkurbel nimmt bei ihrem Weitergange nacheinander die Lagen 11, 12, 9 ein, wobei der Schieber nunmehr nach links eine hin und her gehende Bewegung macht, während welcher der Kanal 13, 14 mit dem in den Auspuff führenden Kanal 5 in und außer Verbindung tritt. In der gleichen Zeit ist die Kurbel aus der Lage 8, 15' in die Lage 8, 15 zurückgekehrt, und der Kolben befindet sich wieder in der linken Totpunktstellung, so daß sich das Spiel wiederholen kann. Die gleiche Arbeitsweise vollführt die rechte Seite des Steuerschiebers, nur mit dem Unterschiede, daß sie den Auslaß 5 steuert, wenn

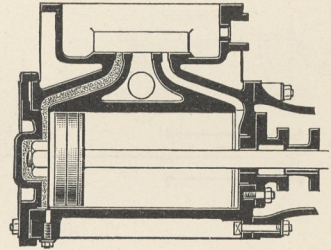


Fig. 105. Schädlicher Raum (fein punktiert).

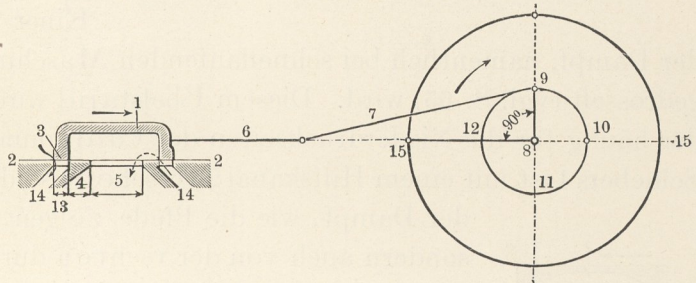


Fig. 106. Muschelschiebersteuerung für Vollfüllung.

die rechte Seite des Steuerschiebers, nur mit dem Unterschiede, daß sie den Auslaß 5 steuert, wenn

die linke den Einlaß 13, 14 öffnet und umgekehrt. Wie das Steuerungsschema erkennen läßt, eilt die Exzenterkurbel 8, 9 der Arbeitskurbel 8, 15 um 90° vor.

Während Fig. 106 eine Steuerung zeigt, mit der der Zylinder volle Füllung erhält, veranschaulichen die Fig. 107, 108 eine solche, bei der die Dampfmaschine mit Expansion arbeitet. Der Steg des Muschelschiebers 3 ist hierbei größer als die Kanalöffnung 8. Der Teil, um den dieser Steg den Kanal 8 in der Mittelstellung des Schiebers nach links überschleift, wird *äußere Überdeckung*; der Teil, um den er ihn nach rechts überragt, *innere Überdeckung* genannt; der ganze Schieber, zum Unterschiede gegenüber dem Schieber in Fig. 106, *Schieber mit Überdeckung*. Da diese Steuerung mit Voreinströmung arbeitet, muß sich der Schieber 3, wenn sich der Arbeits-

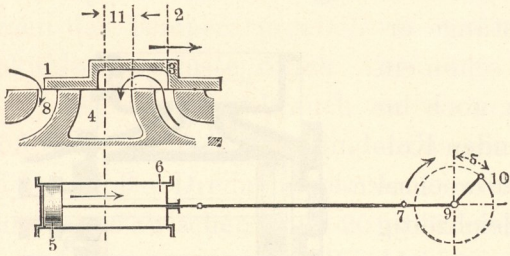


Fig. 107.

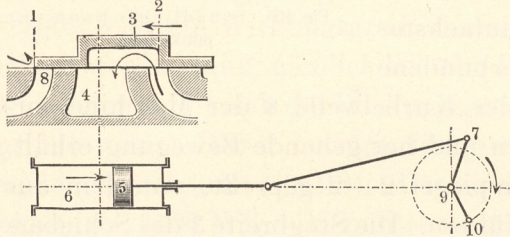
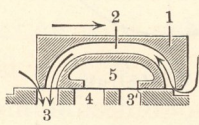


Fig. 108.

Fig. 107 und 108. Muschelschiebersteuerung mit Expansion.

kolben 5 in dem schematisch in bedeutend kleinerem Maßstabe angedeuteten Arbeitszylinder 6 in der linken Totpunktstellung befindet, schon etwas aus der Mittelstellung (in der Zeichnung um das Stück 11) entfernt haben. Um dieses zu erreichen, eilt die Exzenterkurbel 9, 10 der Arbeitskurbel 9, 7 nicht um 90° , sondern um $90^\circ + \delta^\circ$ vor. δ heißt der *Voreilwinkel*. Wie weiter Fig. 108 zeigt, wird der Dampf einlaß abgeschlossen, wenn der Kolben etwa 60 Proz. seines Weges zurückgelegt hat. Die Kante 1 des Schiebers steuert also sowohl den Dampf einlaß als auch den Dampf abschuß. Eine Betrachtung der den Dampf auslaß steuernden Schieberkante 2 lehrt ferner, daß die Ausströmung in den Auslaßkanal 4 schon vor Erreichung der Totpunktlage des Kolbens begonnen hat (Fig. 107) und abgeschlossen sein wird, ehe der Kolben die rechte Totpunktlage erreicht (Fig. 108), so daß in dem Raume rechts vom Kolben eine Kompression des Dampfes stattfinden kann.

Einer der Mängel des Muschelschiebers ist der, daß der Dampf, namentlich bei schnelllaufenden Maschinen, beim Abschlusse der Füllungsperiode stark gedrosselt (vgl. S. 65) wird. Diesem Übelstand wird abgeholfen durch den *Trickschieber* (Fig. 109), der häufig für die Niederdruckseiten der Compoundmaschinen verwendet wird. Der Rücken des Schiebers 1 ist mit einem Hilfskanal 2 versehen, so daß, wenn sich der Schieber nach rechts bewegt,

Fig. 109.
Trickschieber.

der Dampf, wie die Pfeile zeigen, nicht nur von der linken Seite des Schiebers, sondern auch von der rechten durch den Kanal 2 hindurch in den Einlaßkanal 3 eintreten kann. Es findet also eine Verdoppelung des Eintrittsquerschnittes statt. Die Verhältnisse beim Auspuff sind wie beim gewöhnlichen Muschelschieber: der Dampf tritt aus dem Kanal 3' durch die Schieberhöhlung 5 hindurch in den Auslaßkanal 4. Ferner finden auch Flachschieber Verwendung, die bei einfacher

Einströmung eine doppelte Ausströmung zulassen (siehe z. B. Fig. 160, Teil 51).

Bei größeren Maschinen und hohen Dampfdrücken lassen sich die vorstehend beschriebenen *Flachschieber*, falls nicht besondere Entlastungsvorrichtungen angeordnet sind, nicht mehr verwenden, weil die Schieberreibungen infolge des auf den Schieber wirkenden Dampfdruckes zu groß werden, ein Übelstand, der bei dem *Kolbenschieber* (Fig. 110) nicht auftritt, denn bei diesem heben sich die allseitig auf die Kolbenwandung wirkenden Dampfdrucke auf. Der Kolbenschieber ist ein Rotationskörper, der dadurch entstanden gedacht werden kann, daß die Längsschnittfläche eines Flachschiebers (Fig. 107) um eine zu seiner Bewegungsrichtung parallele Achse rotiert. Die Wirkungsweise dieses Schiebers entspricht infolgedessen der des gewöhnlichen Muschelschiebers mit Überdeckung. Einen Kolbenschieber mit doppelter Einströmung zeigt die Fig. 153.

Zu der Ausbildung der äußeren Steuerung wird bemerkt, daß die Kurbel zum Antriebe des Schiebers wegen ihrer geringen Länge, die gleich der Hälfte des Schieberweges ist, nicht als Kurbel ausgebildet wird, sondern als *Exzenter*, das ist eine kreisförmige Scheibe, die auf der Pleuelstange 1

(Fig. 111 u. 112) derart fest angeordnet ist, daß ihr Mittelpunkt 2 nicht mit dem Mittelpunkte 3 der Kurbelwelle zusammenfällt. Der Abstand 2, 3 beider Mittelpunkte ist gleich der Länge der Exzenterkurbel und heißt *Exzentrizität*. Gewöhnlich besteht die Exzenter Scheibe aus zwei durch Bolzen 4 zusammengehaltenen Hälften 5 und 6. Auf der Exzenter Scheibe sitzt drehbar der Exzenterbügel, der ebenfalls aus zwei durch Schrauben miteinander verbundenen Teilen 7 und 8 besteht; von diesen ist der erstere fest mit der Exzenterstange 9 verschraubt, die ihrerseits mit der gerade geführten Schieberstange 10 drehbar bei 11 verbunden ist.

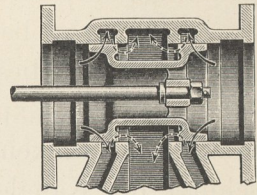


Fig. 110.
Kolbenschieber.

Zur Veränderung der Füllung wird häufig die Größe der Exzentrizität und des Voreilwinkels mit der Hand oder mittels eines Reglers (Regulators) dadurch verändert, daß das beweglich auf der Kurbelwelle sitzende Exzenter verschoben wird. Hierbei wird aber nicht nur die Stelle des Dampfabschlusses verschoben, sondern gleichzeitig in einer oft unerwünschten Weise auch die drei anderen Punkte des Diagramms: Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression. Vermieden wird dies bei den *Doppelschiebersteuerungen*, bei denen

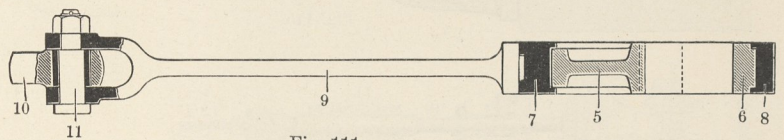


Fig. 111.

auf dem Rücken eines *Grundschiebers*, der sich auf dem Schieberspiegel hin und her bewegt, ein *Expansionsschieber* gleitet. Der Grundschieber, dessen Bewegungsverhältnisse unverändert bleiben, welche Füllung auch erzielt werden soll, steuert Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression und schließt den Dampfeintritt bei recht hoher Füllung ab. Der von der Hand oder vom Regulator beeinflusste *Expansionsschieber* dagegen bemißt lediglich die

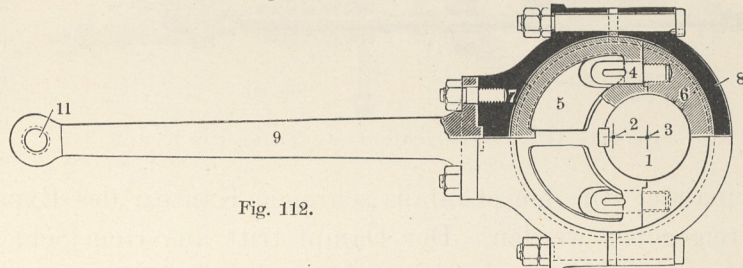


Fig. 112.

Fig. 111 und 112. Exzenter.

Dauer des Dampfeintrittes. Eine größere Füllung, als der Grundschieber zuläßt, kann mit dieser Steuerung nicht erzielt werden. Zu ihrem Antriebe ist für jeden Schieber ein Exzenter erforderlich, die nebeneinander auf der Kurbelwelle angeordnet sind. Die bekanntesten derartigen Steuerungen sind die *Meyer-* und die *Ridersteuerung*.

Die Fig. 113 und 114 zeigen eine *Meyersteuerung*. Auf dem Schieberspiegel mit den Dampfeinlaßkanälen 1 und dem Dampfauslaßkanal 2 gleitet der Grundschieber 3 mit den Durchlaßkanälen 4. 5 und 6 sind die steuernden Kanten des Grundschiebers, von denen die erstere die Voreinströmung, letztere Voraustritt und Kompression so wie beim gewöhnlichen Muschelschieber regelt. Diese drei Punkte des Diagramms liegen bei jeder Füllung fest, während der vierte, das Ende der Füllungsperiode, durch die Kanten 7 der Expansionsschieberplatten 8 und 9, die auf dem Rücken des Grundschiebers schleifen, gesteuert wird. Die Änderung der

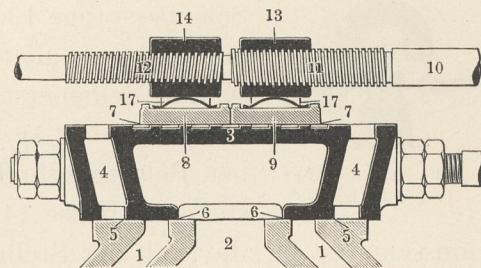


Fig. 113.

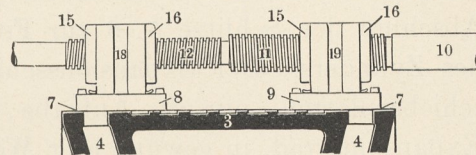


Fig. 114.

Fig. 113 und 114. Doppelschiebersteuerung von Meyer.

Füllung erfolgt durch Verstellen der beiden Platten 8, 9 gegeneinander, wobei die größte Füllung erzielt wird, wenn sie dicht zusammen (Fig. 113), und die kleinste, wenn sie weit auseinanderstehen (Fig. 114). Verstellt werden die Platten durch Verdrehen der mit Rechts- und Linksgewinde 11, 12 versehenen Expansionsschieberstange 10. Auf den Gewindeteilen dieser Stange sitzen die Muttern 13, 14, die an ihren Enden flanschartige Ansätze 15, 16 tragen, mit denen sie Ansätze 18, 19 der Schieberplatten umgreifen. Wird die Schieberstange in dem einen oder dem anderen Sinne gedreht, so bewegen sich die Muttern 13, 14, die am Mitdrehen verhindert

werden, auseinander oder gegeneinander und nehmen hierbei mit ihren Ansätzen 15, 16 die Schieberplatten mit. Durch Federn 17, die sich gegen die Muttern legen, werden die Expansionsplatten gegen den Rücken des Grundschiebers gepreßt. Diese Steuerung findet viel Anwendung für die Niederdruckzylinder von Mehrfachexpansionsmaschinen. Einen Meyerschieber mit doppelter Kanaleröffnung zeigt die Fig. 160.

Während bei der Meyersteuerung die Verstellung gewöhnlich mit der Hand vorgenommen wird, geschieht dieses bei der *Ridersteuerung* (Fig. 115—117) durch den Regulator, und zwar durch Verdrehen des Expansionsschiebers 2, der mit zylindrischer Gleitfläche auf dem hohlzylindrisch gestalteten Rücken des Grundschiebers 1 gleitet. Bei der Meyersteuerung laufen die Durchlaßschlitze der Kanäle 4 auf dem Rücken des Grundschiebers parallel den Zylinderkanälen 1 (siehe

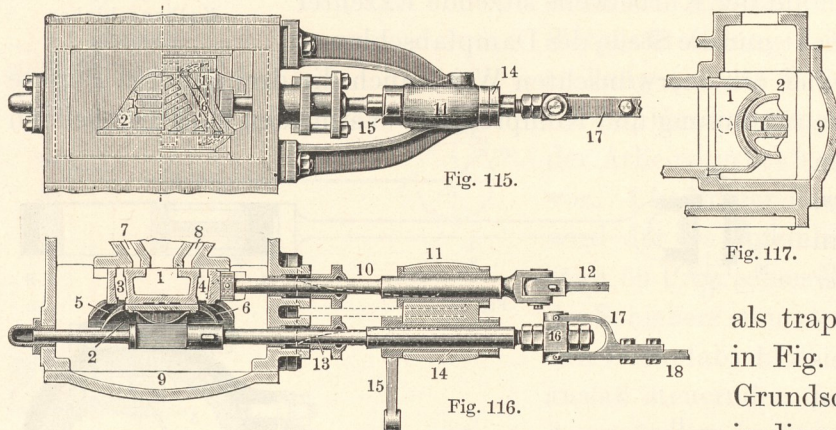


Fig. 115—117. Doppelschiebersteuerung von Rider.

Fig. 113); bei der Ridersteuerung sind die Durchlaßkanäle des Grundschiebers 1 an der dem Expansionsschieber 2 zugekehrten Seite nicht parallel, sondern geneigt zu den Zylinderkanälen 7, 8 angeordnet (s. Teil 6 in Fig. 115).

Der Expansionsschieber selbst ist als trapezförmige Platte ausgebildet (Teil 2 in Fig. 115). Die beiden Kanäle 3, 4 des Grundschiebers münden an dessen Rücken in die schrägen Schlitze 5, 6, die bei der relativen Bewegung der beiden Schieber gegen-

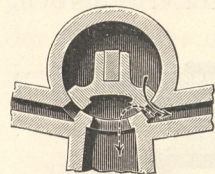


Fig. 118. Drehschieber oder Hahn.

einander von den ebenfalls schrägen Kanten des Expansionsschiebers abwechselnd verdeckt und freigegeben werden. Der Dampf tritt aus dem Schieberkasten 9 durch den Schlitz 5 (6) in den Kanal 3 (4) ein und gelangt durch den Kanal 7 (8) nach dem Zylinder. Mit dem Grundschieber, dessen Wirkungsweise sich mit dem des Meyerschiebers deckt, ist fest verbunden die in dem Bock 11 geradlinig geführte Schieberstange 10, die ihre Bewegung durch die Exzenterstange 12 von dem Grundexzenter erhält. Der Expansionsschieber 2 wird angetrieben von der Schieberstange 13, die in der unverschiebbar, aber drehbar gelagerten Hülse 14 hin und her gleitet, sich aber nicht gegen sie verdrehen kann. Ferner kann sich die Schieberstange 13 in dem gabelförmig gestalteten Kopfe 17 der Exzenterstange 18 bei 16 drehen. Am Hebel 15 greift der Regulator an und dreht bei Belastungsänderungen der Maschine die mit ihm aus einem Stück bestehende Hülse 14 und mit dieser die Expansionsschieberstange 13 mit Expansionsschieber 2. Je nach der Stellung des Regulators gelangt der breitere oder schmalere Teil des Expansionsschiebers (s. die Aufsicht, Fig. 115) zur Wirkung, was einen früheren oder späteren Abschluß der Schlitze 5, 6 zur Folge hat, entsprechend einer kleineren oder größeren Füllung des Zylinders. Der Expansionsschieber hat hiernach, wie beim Meyerschieber die Expansionschieberplatten, nur die Aufgabe, das Ende des Dampfeintritts, also die Füllung oder den Expansionsgrad, in gewünschter Weise herbeizuführen. Der Riderschieber, der auch als Kolbenschieber ausgebildet wird, findet häufig Verwendung als Steuerorgan für die Hochdruckzylinder von Mehrfachexpansionsmaschinen.

Während bei den vorstehend beschriebenen Steuerungen das Steuerorgan eine geradlinig hin und her gehende Bewegung macht, vollführt es eine Drehbewegung bei den *Hahn- oder Drehschiebersteuerungen*. Denkt man sich die Gleitfläche des einfachen Muschelschiebers und den zugehörigen Schieber Spiegel zylindrisch gekrümmt um eine senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung und parallel zum Schieber Spiegel gerichtete Achse, und läßt man den so gestalteten Schieber um diese seine Achse schwingen, dann hat man den Drehschieber oder Hahn (Fig. 118). Der dem Muschelschieber entsprechend ausgebildete Hahn steuert gleich diesem den Dampfein- und -auslaß

auf beiden Zylinderseiten. Meist verwendet man jedoch zwei oder vier Hähne, die an den Enden des Zylinders eingebaut sind. Bei vier Hähnen können Ein- und Auslaß unabhängig voneinander gesteuert werden. Die Verwendung getrennter Organe für den Ein- und Auslaß hat den Vorteil, daß die abwechselnd auftretende Erwärmung und Abkühlung der Wände der Steuerorgane vermieden und die mit der Eintrittskondensation zusammenhängenden Dampfverluste vermindert werden. Ferner werden die Dampfwege verkleinert, (d. h. die schädlichen Räume vermindert, was eine weitere Dampfersparnis bedeutet. Die Bewegung der Hähne erfolgt wie bei der Schiebersteuerung von der Kurbelwelle aus durch Exzenter, wobei die äußere Steuerung sowohl zwangsläufig als auch als Ausklinkmechanismus ausgeführt wird.

Bei einer der ältesten Hahnsteuerungen, der *Corlißsteuerung*, werden die Einlaßhähne durch einen Ausklinkmechanismus gesteuert, während die Auslaßhähne zwangsläufig bewegt werden. Fig. 119 zeigt eine zwangsläufige Hahnsteuerung einer stehenden Maschine, wie sie für die Niederdruckzylinder der Mehrfachexpansionsmaschinen benutzt wird. 1, 1 sind die Einlaßhähne, 2, 2 die Auslaßhähne, die mittels der auf ihren Achsen sitzenden Kurbeln 3 durch die vier Stangen 8 von der Schwingscheibe 4 aus bewegt werden; letztere wird ihrerseits in Schwingung versetzt von der Exzenterstange 5, die nach einem auf der Kurbelwelle 6 sitzenden Exzenter 7 führt.

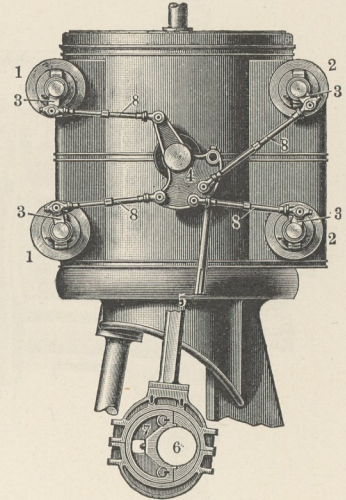


Fig. 119. Hahnsteuerung.

Die gleichen Vorteile wie die Drehschiebersteuerungen zeigen die *Ventilsteuerungen*, die ebenfalls zu den Steuerungen mit vier Dampfwegen gehören. Als Dampfabschlußorgan dient hier ein infolge seiner Bauart vom Dampfdruck zum größten Teil entlastetes Ventil, das als Doppel- (s. Fig. 120 u. 121) oder Viersitzventil (s. Fig. 122) ausgebildet ist. Wie Fig. 120 zeigt, bewegen sich die abdichtenden Flächen bei 1 und 2 beim Öffnen und Schließen des Ventils senkrecht zueinander; es findet also kein Schleifen dieser Flächen aufeinander statt wie bei den bisher beschriebenen Steuerungen, mithin geringere Reibung und Abnutzung. Ferner vertragen die Ventile von allen Abschlußorganen am besten hohe Dampfspannungen und Temperaturen (Überhitzung). Für Ein- und Auslaß müssen getrennte Ventile verwendet werden, so daß eine doppelwirkende Maschine vier Ventile besitzt. Den Einbau dieser Ventile zeigt die Fig. 122. Auf der oberen Seite des Zylinders befinden sich die Einlaß- und auf der unteren die Auslaßventile. Zwischen den beiden Einlaßventilen sitzt das mittels Handrades zu öffnende Dampfeinlaßventil. Der Frischdampf wird bei 1 zugeführt, geht durch den Dampfmantel 2 des Zylinders, hierbei dessen Lauffläche heizend, und gelangt nach Öffnen des Dampfeinlaßventils in den Dampfraum 3 der Zylindereinlaßventile. Wie er aus diesem in den Zylinder gelangt, zeigt am besten Fig. 120. Nach der Arbeitsleistung entweicht der Dampf durch die unten am Zylinder angeordneten Dampfauslaßventile in dem Auspuffkanal 4.

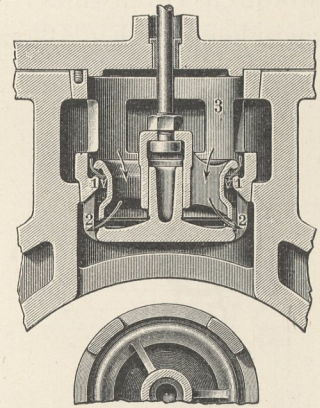


Fig. 120 und 121. Doppelsitzventil (Schnitt und Grundriß).

Bei den Ventilsteuerungen können nach der Art des Antriebes für die Einlaßventile zwei Hauptgruppen unterschieden werden, nämlich einerseits *zwangsläufige* und andererseits *Ausklink-, Auslös- oder freifallende Ventilsteuerungen*. Bei den erstgenannten bleibt stets der Zusammenhang zwischen der äußeren Steuerung und den Ventilen bestehen; bei den letztgenannten wird er kurz vor dem Ventilschluß unterbrochen, und die Ventile werden durch Feder oder Gewichtskraft beschleunigt auf ihren Sitz gedrückt. Die Auslaßventile werden bei beiden zwangsläufig gesteuert. Von den zahlreichen Ventilsteuerungen seien als Beispiel einer zwangsläufigen Ventilsteuerung die *Lentzsteuerung*, als Beispiel einer Ausklinksteuerung die *Sulzersteuerung* beschrieben.

Die Fig. 123 und 124 (s. auch Fig. 169) zeigen die Lentzsteuerung, und zwar stellt Fig. 123 einen an einem Ende des Dampfzylinders durch die Ventile gelegten Schnitt und Fig. 124 eine

Ansicht dar. Die Bewegung der Steuerung wird abgeleitet von der Steuerwelle 1, die, wie aus Fig. 124 ersichtlich ist, parallel der Zylinderachse verläuft. Die Bewegungsübertragung von der Kurbelwelle auf die Steuerwelle erfolgt durch Kegelräder derart, daß Kurbel- und Steuerwelle gleiche Umdrehungszahl haben. *Antrieb und Lagerung der Steuerwelle sind genauer aus dem Klappmodell der Zweizylindermaschine ersichtlich.* Auf der Steuerwelle sitzt fest der Gleitklotz oder Stein 2, auf dem das Exzenter 3 verschoben werden kann. Dieses Exzenter überträgt seine

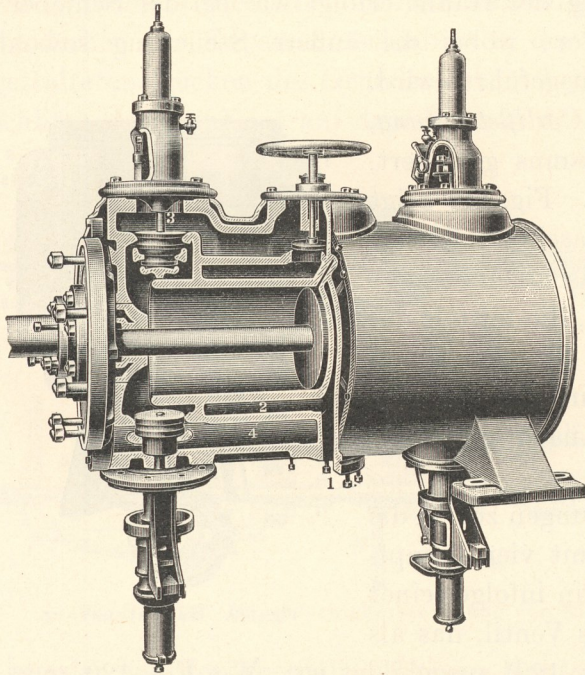


Fig. 122. Dampfzylinder mit eingebauten Viersitzventilen.

Bewegung durch Exzenterstange 4 auf einen drehbar gelagerten Winkelhebel 5, dessen einer Schenkel als Kurvenscheibe ausgebildet ist, gegen welche die an der Ventilspindel angeordnete Rolle 6 durch die nachstellbare Feder 7 gedrückt wird. Bei der Drehung des Winkelhebels im Sinne des Uhrzeigers wird die Rolle entgegen dem Federdruck angehoben und das Einlaßventil 8 geöffnet, so daß der durch Rohr 9 zugeleitete Frischdampf einströmen kann. Dreht sich der Winkelhebel in der anderen Richtung, so wird das Ventil durch den Federdruck 7 geschlossen. Die Ventilspindeln 10 werden nicht durch Packungsstopfbüchsen abgedichtet, sondern gleiten reibungsfrei in gußeisernen Dichtungsbüchsen und sind mit eingedrehten Rillen versehen, die wie eine Labyrinthdichtung wirken. Die Steuerung der Auslaßventile 11 erfolgt auf ähnliche Weise, nur ist hier das Exzenter nicht beweglich, sondern fest auf der Steuerwelle angeordnet und überträgt mittels Exzenterstange 12 und Hebel 13 die Bewegung auf das Ventil 11.

Die Regulierung erfolgt durch Verschiebung des Einlaßexzenters 3 auf dem Stein 2, wodurch Voreilwinkel und Exzentrizität geändert werden. Die Verschiebung wird durch einen zwischen den Einlaßexzenter des Hochdruckzylinders auf der Steuerwelle angeordneten Achsenregler bewirkt, der aus einem lose auf der Welle sitzenden Trägheitsring 14 besteht, in dessen Innern Pendelgewichte sitzen. Erfolgt durch eine Mehrbelastung der Maschine eine kleine Geschwindigkeitsabnahme, so eilt der Trägheitsring infolge seines Beharrungsvermögens vor und unterstützt so die Wirkungsweise der Pendelgewichte, die sich zusammenziehen und durch geeignete Übertragungsmechanismen die Einlaßexzenter derart verstellen, daß die Exzentrizität und damit die Füllung vergrößert wird. Umgekehrte Wirkungsweise findet statt bei Entlastung der Maschine, die eine Vergrößerung der Umdrehungszahl zur Folge hat, der der Trägheitsring nicht so rasch zu folgen vermag. Da das Beharrungsvermögen des Trägheitsringes wesentlich zur raschen Verstellung der Steuerung

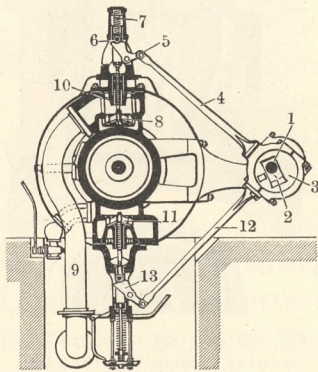


Fig. 123. Lentzsteuerung.

beiträgt, heißt dieser Regler auch *Beharrungsregler*. Die Lentzsteuerung findet häufig auch für stehende Maschinen Verwendung (siehe z. B. Fig. 161—164).

Fig. 125 zeigt das Beispiel einer *Sulzersteuerung* und zwar einen am Ende des Hochdruckzylinders durch die Ventile gelegten Schnitt. Auch hier liegt parallel zur Achse des Dampfzylinders die Steuerwelle 1, die von der Kurbelwelle durch Kegelräder angetrieben wird und das fest mit ihr verbundene Exzenter 2 trägt. Das gegabelte Ende der Exzenterstange 3 wird durch zwei auf der Außenseite der Gabel sitzende, um den fest am Gestell angeordneten Zapfen 4 schwingende Lenker 5 geführt. Innerhalb der Gabel, drehbar um den die Exzenterstange mit den Lenkern 5 verbindenden Bolzen 6, der um den Zapfen 4 eine Kreisbewegung beschreibt, sitzt der als Winkelhebel 7, 8

ausgebildete aktive Mitnehmer. Der passive Mitnehmer ist ein um den feststehenden Zapfen 4 schwingender Doppelhebel 9, 10. Sobald sich der Arm 7 des aktiven Mitnehmers auf den Arm 9 des passiven aufsetzt und ihn nach unten bewegt, wird durch den Arm 10, der sich gegen einen Bund der Ventilschindel 11 legt, das Einlaßventil 12 gehoben. Dem aktiven Mitnehmer wird vom Exzenter 2 durch die Stange 13, den Winkelhebel 14, der um den Zapfen 16 schwingt, und die Stange 15, die bei 8 angreift, eine Bewegung erteilt derart, daß 7 auf 9 während der Abwärtsbewegung von links nach rechts gleitet, bis eine Ausklinkung stattfindet, worauf das Ventil sich unter Einwirkung der Feder 32 freifallend

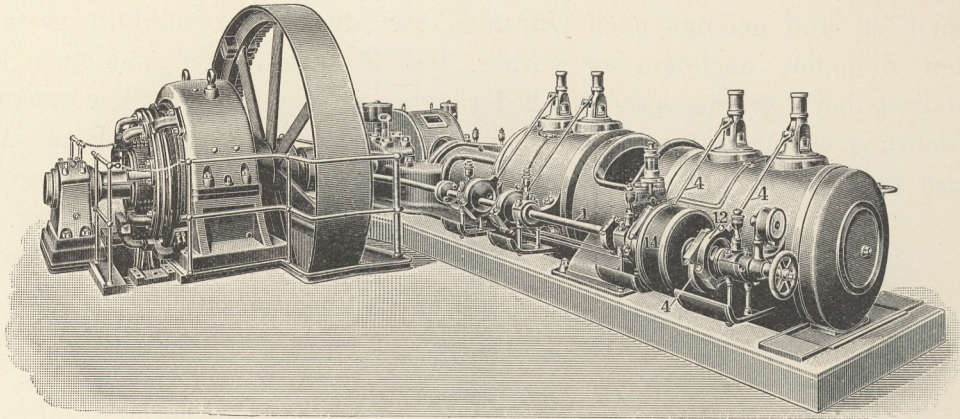


Fig. 124. 300 PS-Tandemdampfmaschine mit Lentzsteuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

schließt. Die Schlußgeschwindigkeit wird durch einen Luftpuffer geregelt, der von einem in dem Zylinder 17 gleitenden, an der Ventilschindel 11 befestigten Kolben 18 gebildet wird. Während der Aufwärtsbewegung des Kolbens 18 wird durch Ventil 19 Luft angesaugt, die beim Kolbenniedergang nur durch eine enge, mittels einer Regulierschraube einstellbare Öffnung ausströmen kann, also hemmend auf den Ventilschluß wirkt. Der Zeitpunkt der Ausklinkung und damit die Füllung des Zylinders wird bestimmt durch die Stellung des vom Regulator beeinflussten aktiven Mitnehmers. Der nicht dargestellte Regulator wirkt durch Stange 23 auf den Hebel 22 ein und verdreht bei einer Änderung des Arbeitswiderstandes der Maschine die Regulierwelle 20 und den fest auf ihr sitzenden Hebel 21, wodurch der Drehpunkt 16 des Winkelhebels 14 eine Verstellung erfährt. Je mehr hierdurch der Arm 7 des aktiven Mitnehmers nach rechts verschoben wird, desto früher erfolgt die Ausklinkung und der Schluß des Ventils, was einer Verkleinerung der Füllung der Maschine entspricht. Das Umgekehrte findet statt, wenn der Arm 7 des Mitnehmers durch den Regulator nach links verschoben wird. Der Dampfauslaß kann verschieden gesteuert werden. In der Figur geschieht es durch eine auf der Steuerwelle neben dem Exzenter sitzende unrunde Scheibe 24 (*Daumen, Daumensteuerung*). Die durch den Lenker 26 geführte Stange 25 trägt am oberen gegabelten Ende eine Rolle 27 und ist mit ihrem unteren Ende mit dem Hebel 28 verbunden, der um einen festen Drehpunkt schwingt und an der Ventilschindel 29 des Auslaßventils 30 angreift. Sobald der Vorsprung der unrunder Scheibe auf die Rolle drückt, wird durch Vermittelung von 25, 28 und 29 das Auslaßventil 30 geöffnet. Sein Schluß wird bewirkt durch die Feder 31.

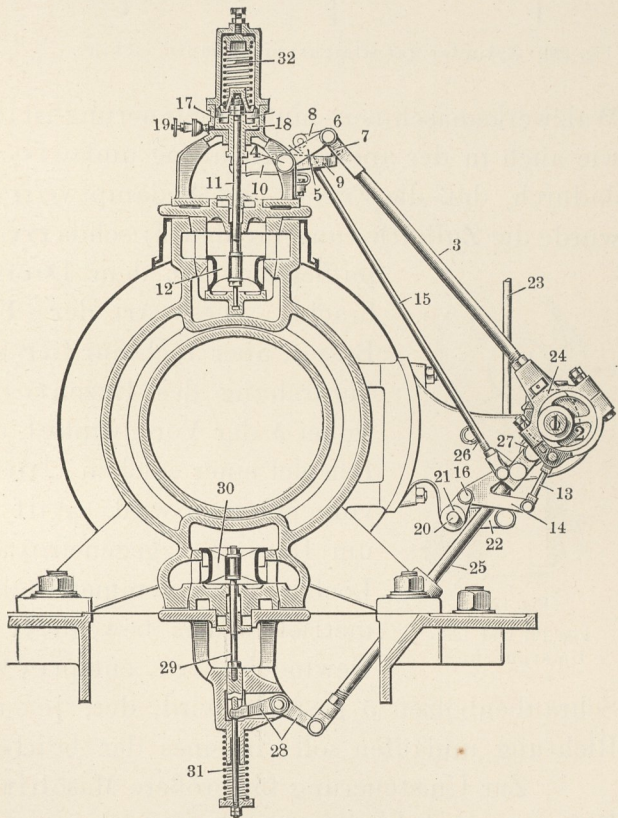


Fig. 125. Sulzersteuerung.

Wie oben ausgeführt ist, haben die mit getrennten Organen für Ein- und Auslaß arbeitenden

Hahn- und Ventilsteuerungen den mit einem einzigen Organ ausgerüsteten Steuerungen gegenüber den Vorteil eines geringen schädlichen Raumes und einer geringen Eintrittskondensation. Viel stärker treten diese Vorteile auf bei der *Gleichstromdampfmaschine* von Professor Stumpf, bei der, wie Fig. 126 zeigt, die Auslaßorgane durch in der Mitte des Dampfzylinders angeordnete, vom Arbeitskolben gesteuerte Auslaßschlitze ersetzt sind. Der Dampf strömt bei 1 zu und gelangt nach Öffnung der durch Kurvenschub gesteuerten Einlaßventile 2 in den Zylinder, nachdem er vorher den Zylinderdeckel und einen kleinen Teil des Zylindermantels bei 3 geheizt hat. Nach der Arbeitsleistung strömt der expandierte Dampf in derselben Richtung weiter und durch die in der Mitte des Zylinders gelegenen Auspuffschlitze 4 aus, kehrt also nicht wieder, wie bei allen vorstehend beschriebenen Maschinen, zu den vom Frischdampf beheizten Flächen zurück. Da somit der eintretende Frischdampf nur mit beheizten Wänden, der ausströmende Dampf nur mit den gekühlten Auspuffschlitzen in Berührung kommt, werden alle Wandabkühlungsverluste vermieden, die bei den anderen Dampfmaschinen dadurch auftreten, daß der expandierte Dampf am Ende des Arbeitshubes seine Richtung umkehrt und durch ein am Einlaßende gelegenes Auslaßorgan ausströmt. Ein Vorteil der Gleichstromdampfmaschine ist ihr günstiger Dampfverbrauch.

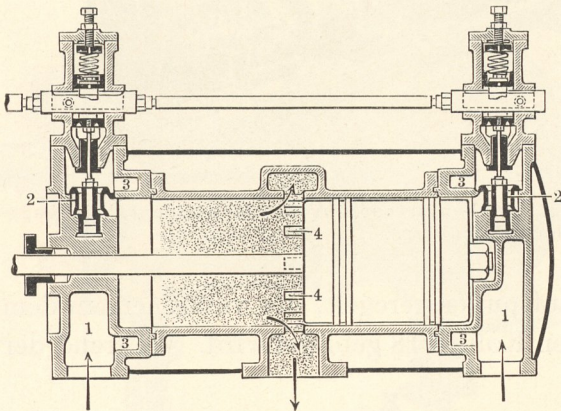


Fig. 126. Zylinder der Gleichstromdampfmaschine.

Walzwerksmaschinen, muß die Steuerung so eingerichtet sein, daß die Dampfmaschine in der einen wie auch in der anderen Richtung umlaufen kann. Früher geschah dies bei kleineren Maschinen dadurch, daß die Frisch- und Abdampfwege vertauscht wurden. Durch einen Umsteuerschieber wurde die Zuführleitung für den Frischdampf mit der Auspuffleitung der Maschine, und die Auspuffleitung mit dem Dampfeintrittsstutzen der Maschine in Verbindung gebracht.

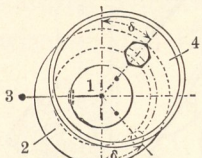


Fig. 127.

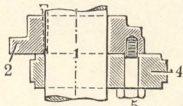


Fig. 128.

Fig. 127 und 128.
Umsteuerung.

Besser, aber auch nur für kleine Maschinen geeignet, ist die Umsteuerung durch Verdrehung des Exzenters auf der Steuerwelle um den Winkel $180 - 2\delta$, wobei δ der Voreilwinkel der Exzenterkurbel ist. Fig. 127 u. 128 zeigen das Beispiel einer solchen Umsteuerung, die während des Stillstandes der Maschine vorgenommen wird. Auf Steuerwelle 1 sitzt fest eine Scheibe 2, die mit zwei um $180 - 2\delta$ gegeneinander versetzten Gewindelöchern versehen ist; diese Löcher liegen symmetrisch zur Antriebskurbel 3 der Maschine. Auf der Symmetrielinie des beweglich auf der Welle sitzenden Exzenters 4 ist eine den Gewindelöchern entsprechende Durchbohrung vorgesehen, durch die ein Schraubenbolzen 5 gesteckt wird, der, je nachdem die Maschine in der einen oder anderen Richtung umlaufen soll, in eines der beiden Gewindelöcher eingeschraubt wird.

Zur Umsteuerung für größere Maschinen, wie Schiffsmaschinen, Lokomotiven usw., dienen Kulissen- und Lenkersteuerungen.

In Fig. 129 ist die *Kulissensteuerung* von Stephenson schematisch dargestellt, die häufig bei Fördermaschinen Verwendung findet. Fest auf der Kurbelwelle 1 sitzen die Antriebskurbel 1, 2 und neben dieser zwei Exzenter 1, 3 und 1, 4, von denen das erstere der Kurbel um den Winkel $90 + \delta$ voreilt, das zweite um $90 + \delta$ nacheilt. Diese Exzenter sind durch die Stangen 5, 6 gelenkig mit einer Kulisse 7 verbunden, deren Unterstützungspunkt 9 von dem einen Ende einer am Winkelhebel 11, 12 hängenden Stange 10 gebildet wird. Der Winkelhebel ist im Punkte 13 drehbar gelagert und wird in seiner jeweiligen Stellung durch den feststellbaren, um Punkt 15 schwingenden Hebel 17 gehalten, mit dem er durch Stange 14 in Verbindung steht. In der Kulisse 7

sitzt gleitbar ein Stein 8, der die Antriebsbewegung auf die Schieberstange 19 überträgt. Wird der Hebel 17 in die Lage 18 gebracht, so wird die Kulisse gesenkt, und es gelangt ihre obere Hälfte zur Einwirkung auf den Stein 8: die Maschine läuft vorwärts. Da hierbei der Antrieb hauptsächlich durch das Exzenter 1, 3 erfolgt, heißt dieses das *Vorwärtsexzenter*. Das Umgekehrte ist der Fall, wenn Hebel 17 in die Lage 16 ausgeschwungen wird. Hierbei wird die Kulisse 7 gehoben, und es arbeitet ihre untere Hälfte, so daß die Maschine rückwärts läuft. Das Exzenter 1, 4 heißt das *Rückwärtsexzenter*. Durch diese Steuerung wird nicht nur eine Umsteuerung der Maschine bewirkt, sondern durch Feststellen des Hebels 17 in einer der Zwischenstellungen auch eine Füllungsänderung. Bauliche Ausbildung und Anordnung einer derartigen Umsteuervorrichtung lassen die Fig. 159, 160 erkennen.

3. Die Reguliervorrichtungen der Dampfmaschine.

Jede Kolbendampfmaschine besitzt zwei Reguliervorrichtungen, nämlich das Schwungrad und den Regulator. Das schon oben erwähnte *Schwungrad* hat die Aufgabe, die während einer Umdrehung der Maschine auftretenden Ungleichförmigkeiten zu beseitigen. Im Gegensatz hierzu hat der *Regulator* die Aufgabe, die Geschwindigkeit der Maschine während mehrerer Umdrehungen zu regeln und dafür zu sorgen, daß die Umdrehungszahl der Maschine möglichst konstant bleibt.

Die einfachste Regulierung ist die in Fig. 130 dargestellte, schon von Watt angewandte *Drosselregulierung*. An einer senkrecht stehenden, von der Kurbelwelle durch Kegeiräder angetriebenen Spindel 1 sind zwei Gewichtshebel oder Pendel 2 gelenkig angeordnet, die sich bei Erhöhung der Tourenzahl, also bei Abnahme der von der Dampfmaschine zu leistenden Arbeit, durch die Zentrifugalkraft heben. Diese Bewegung pflanzt sich mittels der Stangen 3 auf die Muffe 4 fort und wird durch Gestänge 5 auf Hebel 6 übertragen, auf dessen Drehzapfen die Drosselklappe 7 im Dampfzuleitungsrohr fest angeordnet ist. Durch die Verdrehung der Drosselklappe findet eine Verengung des Durchflußquerschnittes des Dampfzuleitungsrohres statt. Der Dampf wird an dieser Stelle am Weiterströmen gehindert oder, technisch ausgedrückt, *gedrosselt* und hat hinter der Klappe eine geringere Spannung, mit der er nun in die Maschine eintritt und so deren Leistung verringert. Eine Erhöhung der Leistung kann durch diese Regulierungsart nicht stattfinden, es müßte denn schon beim normalen Betriebe mit abgedrosseltem Dampfe gearbeitet werden. Dieses Regelungsverfahren ist einfach, aber unwirtschaftlich, da die im Kessel erzeugte hohe Dampfspannung vor der Maschine künstlich verringert wird.

Vorteilhafter sind die Regelungsverfahren, bei denen der Regulator auf die Steuerung einwirkt und die Füllung der Maschine verändert wird, die Eintrittsspannung des Dampfes also unverändert bleibt. Die Regulatoren hierfür zerfallen in *Kegel-* und *Flachregler*. Bei ersteren (Fig. 130) bewegen sich die Pendel bei jeder Geschwindigkeitsänderung in einer anderen Ebene; bei letzteren schwingen sie ständig in einer zur Drehachse des Regulators senkrechten Ebene. Ferner kann unterschieden werden zwischen *Muffen-* und *Exzenterreglern*, je nachdem die Pendel auf eine mit Stellzeug verbundene Muffe oder unmittelbar auf das steuernde Exzenter einwirken. Wird der Fliehkraft der Schwungmassen durch Gewichte das Gleichgewicht gehalten, so wird von *Gewichtsreglern* oder, wenn dazu Federn dienen, von *Federreglern* gesprochen. *Beharrungsregler* sind solche, bei denen die Kraft zur Verstellung des Stellzeuges hauptsächlich von der Trägheit sich drehender Massen ausgeübt wird (s. auch Fig. 124, Teil 14). Schließlich können die Regler noch in *unmittelbar* und *mittelbar wirkende* eingeteilt werden. Zu den ersteren gehören alle vorstehend genannten, zu den letzteren diejenigen, bei denen der Regler erst eine besondere Hilfskraft zur Verstellung der Steuerung einschaltet (*Servomotor*, s. Fig. 185).

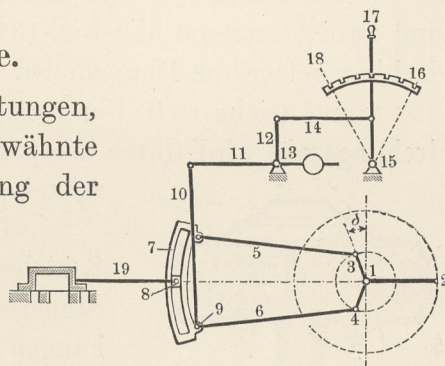


Fig. 129. Kulissensteuerung von Stephenson.

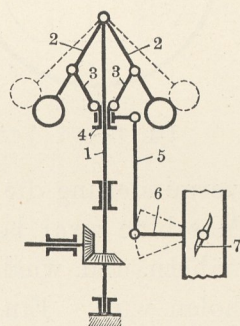


Fig. 130. Drosselregulierung mittels Schwingkugelregulators.

Die Kegelregler sind auf die mannigfachste Weise und ähnlich wie in Fig. 130 ausgebildet worden. Die einzelnen Systeme unterscheiden sich durch die Art der Pendelaufhängung (s. auch Fig. 155) und der Bewegungsübertragung auf die Muffe. Da sich die Pendel infolge der großen Massen bei Belastungsänderungen der Maschine nicht gleich in die neue Gleichgewichtslage einstellen, sondern mehrere Male um diese schwingen, sind zur Verhinderung dieses Übelstandes Ölbremesen vorgesehen.

Das Beispiel eines *Federregulators* zeigen Fig. 131—133. Innerhalb zweier zylindrisch ausgebohrter Schwunggewichte 1, 1, die senkrecht zur Drehachse ausschlagen, befinden sich zwei Druckfedern, die der Fliehkraft entgegenwirken und durch eine Mutter 2 angespannt werden. Die Übertragung der Schwungmassenbewegung auf die Muffe 3 erfolgt durch Winkelhebel 4, 5 und zwei Stangen 6, die Fig. 133 veranschaulicht. Von der Muffe 3 wird die Bewegung auf einen drehbar gelagerten Doppelhebel 7 übertragen, dessen anderes Ende 8 durch eine Stange mit der Steuerung (siehe z. B. Fig. 115—117, Teil 15) in Verbindung steht. Eine Änderung der Umdrehungszahl wird durch Anspannen oder Lösen einer Zusatzfeder 9 bewirkt, deren Verstellung mittels einer Gewindespindel bewerkstelligt wird.

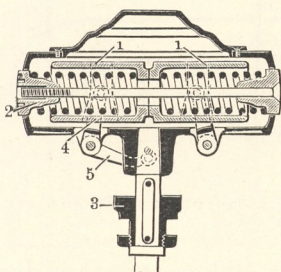


Fig. 131.

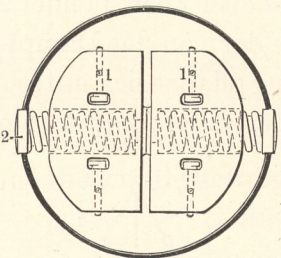


Fig. 132.

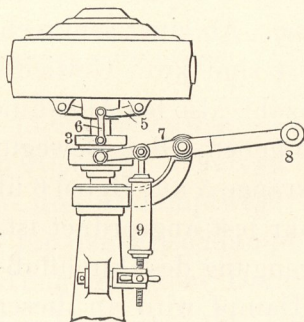


Fig. 133.

Fig. 131—133. Federregulator von Hartung.

Die zu den Exzenterreglern gehörenden *Achsenregler* sitzen bei den Schiebersteuerungen auf der Kurbel-, bei den Ventilsteuerungen auf der Steuerwelle. Innerhalb einer fest mit der Welle verbundenen Trommel hängen zwei durch Federn zusammengehaltene Schwunggewichte, deren bei Geschwindigkeitsänderungen pendelnde Bewegung auf das steuernde Exzenter übertragen wird, hierbei dessen Voreilwinkel und Hub verstellend. *Einbau und Antrieb eines Achsenreglers bei einer Ventilsteuerung zeigt das aufklappbare Modell der Zweizylinderdampfmaschine.*

Ein brauchbarer Regulator muß stabil sein, d. h. bei wachsender Umdrehungszahl der Maschine muß der Ausschlag der Schwungmassen zunehmen. Stabil sind die *statischen* Regulatoren, bei denen jeder Umdrehungszahl der Maschine eine bestimmte Kugelstellung entspricht. Diese Regulatoren sind aber nicht brauchbar, denn läuft z. B. infolge Widerstands-

verminderung die Maschine rascher und stellt der Regulator auf kleinere Füllung ein, so wird die Maschine zwar langsamer laufen, aber die Regulatorgewichte werden sich auch wieder einander nähern und wieder eine größere Füllung einstellen, worauf sich das Spiel von neuem wiederholen wird. Ein Regulator, bei dem zu jeder Kugelstellung dieselbe Umdrehungszahl gehört, heißt nun ein nicht statischer oder *astatischer*. Auch diese Regulatoren sind für gewöhnliche Dampfmaschinen nicht brauchbar; denn wird diese Normalgeschwindigkeit nur im geringsten geändert, so geht der Regulator sofort in die höchste oder tiefste Lage. Derartige Regulatoren sind im indifferenten Gleichgewicht und nur als indirekt wirkende zu gebrauchen, die an den Hubgrenzen eine Hilfskraft, einen sogenannten Servomotor (s. Fig. 185), einschalten. Die gebräuchlichen Regulatoren stehen in der Mitte zwischen beiden Regulatorarten und werden als *pseudoastatische* bezeichnet. Sie sind nur in einer bestimmten Stellung astatisch, dürfen aber nicht bei jeder Änderung der Umdrehungszahl sofort in ihre äußersten Lagen gehen.

Die meisten Regulatoren sind *Geschwindigkeitsregulatoren*, d. h. sie halten bei wechselnder Belastung der Maschine eine nahezu bestimmte Umdrehungszahl fest, was z. B. bei Dampfmaschinen durch Änderung der Füllung geschieht. Bei Pumpen und Kompressoren ist nun infolge der unveränderlichen Druckhöhe der Widerstand für die einzelne Umdrehung konstant, also eine konstante Füllung des Dampfzylinders erforderlich. Die Umdrehungszahl hingegen soll je nach Bedarf an Wasser- oder Luftmenge in weiten Grenzen verändert werden können. Diese Aufgabe, Veränderung der Leistung durch Veränderung der Umdrehungszahl bei konstanter

Füllung, lösen die *statischen Leistungsregulatoren*, die sich von Hand oder selbsttätig auf kleinere oder größere Umlaufszahlen einstellen lassen. Die Einstellung erfolgt durch einfache Verlängerung oder Verkürzung der das Regulatorstellzeug mit dem Steuerhebel der Maschine verbindenden Stange.

4. Die Kondensation.

Die mit Auspuff arbeitenden Dampfmaschinen, bei denen der Dampf nach der Arbeitsleistung ins Freie entweicht, zeigen mancherlei Übelstände. Zunächst pufft der Dampf mit etwas über Atmosphärenspannung aus. Zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 1 at Spannung sind aber 637 WE erforderlich, die auf diese Weise ungenutzt ins Freie gehen. Ferner muß bei Auspuffmaschinen dem Kessel ständig neues Speisewasser zugeführt werden, was oft ungünstig ist, denn gutes Kesselspeisewasser (frei von Kesselstein bildenden Salzen) ist nicht häufig. Um diesen Übelständen abzuweichen, wird der Dampf, nachdem er in der Maschine Arbeit geleistet hat, in einem mit dem Dampfzylinder in Verbindung stehenden Raum, dem *Kondensator*, niedergeschlagen. Hierdurch wird, da Dampf von 1 at einen ungefähr 1700mal so großen Raum einnimmt wie Wasser, die Spannung des austretenden Dampfes vor dem Kolben bedeutend unter den Atmosphärendruck herabgebracht. Es wird ein Unterdruck (Vakuum) erzeugt, so daß der Überdruck des hinter dem Kolben wirkenden Dampfes erhöht und die Leistung der Dampfmaschine ohne Erhöhung des Dampfverbrauches vergrößert wird. Obwohl nicht die ganze durch Kondensation gewonnene Arbeit ausnutzbar ist, da ein Teil zum

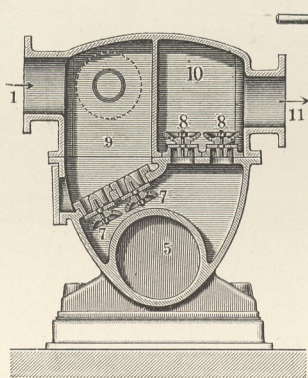


Fig. 134.

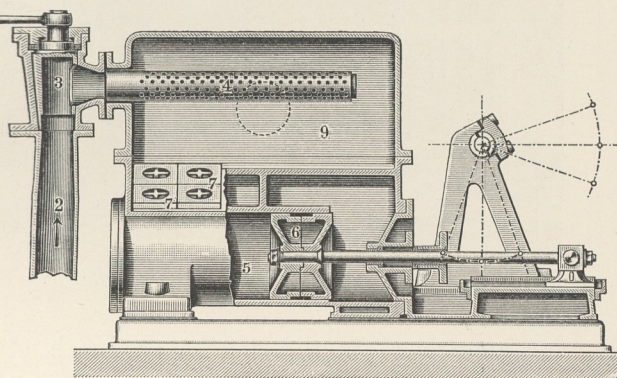


Fig. 135.

Fig. 134 und 135. Einspritzkondensator mit liegender Luftpumpe.

Betrieb des Kondensationsapparates verwendet werden muß, verbleibt doch ein so großer Arbeitsgewinn, daß für die gleiche Leistung der Dampfmaschine ein beträchtlich niedrigerer Dampfverbrauch und damit eine Brennmaterialersparnis von 25—33 Proz. erzielt wird. Wenn trotzdem nicht jede Dampfmaschine mit einer Kondensationseinrichtung ausgestattet wird, so liegt das teils daran, daß eine solche Einrichtung die Dampfmaschine komplizierter macht, ihre Wartung erschwert und ihre Anschaffungskosten erhöht, teils daran, daß die im Verhältnis zum Speisewasser bedeutende Kühlwassermenge (bei Einspritzkondensation das 20—25fache, bei Oberflächenkondensation das 30—50fache des von der Maschine verbrauchten Dampfgewichtes) sich häufig nicht beschaffen läßt, oder daß das Brennmaterial sehr billig ist, also eine Ersparnis daran nicht nötig erscheint. Man baut ohne Kondensation Lokomotiven, die meisten Lokomobilen und sonstige transportable Dampfmaschinen (ausgenommen Schiffsmaschinen); ebenso kleine, billige Dampfmaschinen; ferner in vielen Fällen die Fördermaschinen der Bergwerke usw. Bei diesen Maschinen wird in neuerer Zeit statt des Kondensators häufig ein sog. *Wärmespeicher* (s. Niederdruckturbinen, S. 92) angeordnet.

Je nachdem der zu kondensierende Dampf mit dem Kühlwasser unmittelbar in Berührung gebracht wird oder durch Metallwände von ihm getrennt bleibt, unterscheidet man *Misch-* oder *Einspritzkondensation* und *Oberflächenkondensation*. Bei großen Anlagen mit mehreren Dampfmaschinen wird der Abdampf in einem gemeinsamen Kondensator verdichtet: *Zentralkondensation*.

Fig. 134 und 135 zeigen das Beispiel einer Mischkondensation. Bei 1 tritt der von der Maschine kommende Abdampf ein und mischt sich mit dem durch 2 zuströmenden Kühlwasser, das infolge des im Kondensator herrschenden Unterdruckes (bis auf etwa 7 m Saughöhe) angesaugt wird. Die Menge des Kühlwassers kann mittels des Hahnes 3 geregelt werden, während seine gute Verteilung durch das in den Kondensationsraum hineinragende gelochte Einspritzrohr 4 bewirkt

wird. Das Kühlwasser mit dem Kondensat (d. h. mit dem aus dem Dampf niedergeschlagenen Wasser) und die durch Undichtheiten sowie durch das Wasser in den Kondensationsraum 9 gelangende Luft werden durch die Luftpumpe 5, 6 entfernt, die, da sie Flüssigkeit und Luft fördert, *nasse Luftpumpe* genannt wird. Die Luftpumpe ist doppelwirkend; sie saugt das Gemisch durch

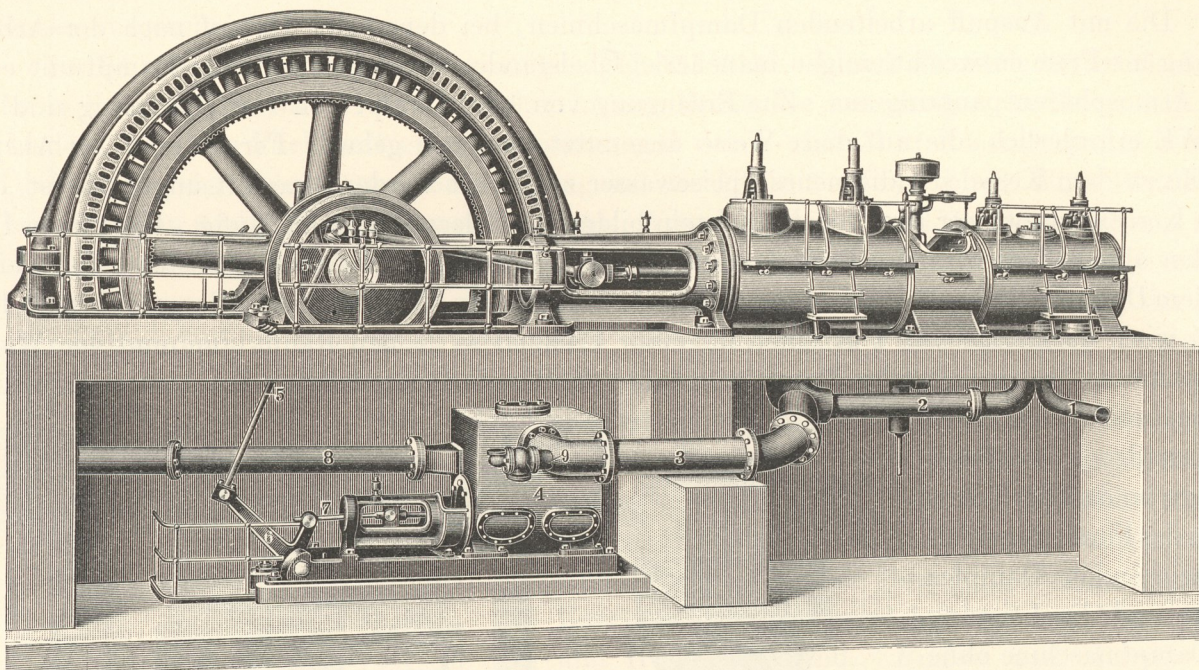


Fig. 136. Dampfdynamo mit Einspritzkondensation. Von Gebr. Sulzer.

die Saugventile 7 an und drückt es durch die Druckventile 8 in den Druckraum 10, aus dem es bei 11 abfließt. Der Kondensator wird entweder in gleicher Linie mit dem Dampfzylinder auf-

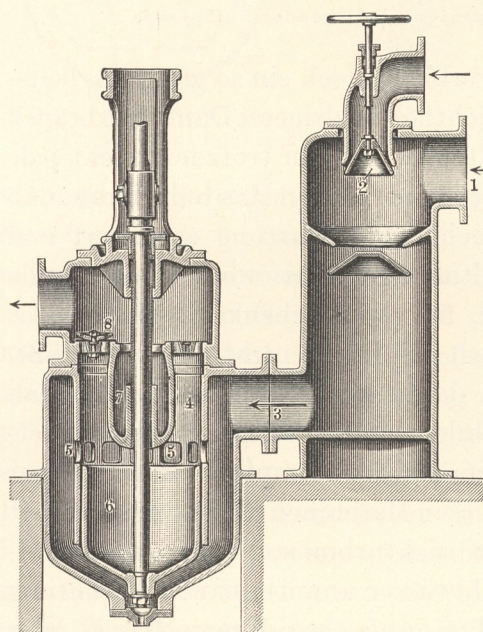


Fig. 137. Einspritzkondensator mit stehender Luftpumpe.

Kühlwasserkegel. Das Luft-, Dampf- und Wassergemenge fließt dann durch 3 der Pumpe zu, die statt der Saugventile in der Lauffläche des Zylinders 4 Schlitze 5 besitzt, die während eines Teiles des Nieder- und Aufganges des Kolbens 6 freigelegt werden und das Gemenge in den Pumpenraum einlassen. Sobald beim Aufgang des Kolbens die Schlitze 5 geschlossen sind, wird bei seiner Weiterbewegung durch den Verdränger 7 zuerst das Luftdampfgemenge und darauf ein

gestellt, so daß die Kolbenstange der Luftpumpe die Verlängerung der Kolbenstange des Dampfzylinders bildet, oder er wird, wie Fig. 136 veranschaulicht, tiefer als die Dampfmaschine angeordnet. Diese Figur zeigt eine mit Sulzersteuerung ausgerüstete *Dampfdynamo*, deren Anker als Schwungrad ausgebildet ist. 1 ist das Dampfzuleitungsrohr, 2 das Überströmrohr vom Hoch- zum Niederdruckzylinder und 3 das zur Luftpumpe 4 führende Abdampfrohr, in das bei 9 Kühlwasser eingespritzt wird. Die Luftpumpe wird von der Verlängerung des Kurbelzapfens der Maschine angetrieben, von der eine Stange 5 zum Schenkel 6 eines drehbar gelagerten Winkelhebels führt, dessen anderer Schenkel durch Stange 7 mit dem Kreuzkopf der Luftpumpe in Verbindung steht. 8 ist das Abflußrohr der Luftpumpe.

Eine Anordnung, bei der der Kondensator unabhängig von der Luftpumpe und letztere stehend ausgebildet ist, zeigt Fig. 137. Der Dampf tritt bei 1 ein und strömt gegen den durch den verstellbaren Einspritzkegel 2 gebildeten

Teil des eingeschlossenen Wassers durch die Druckventile 8 gedrückt. Der Antrieb der Luftpumpe erfolgt bei liegenden Maschinen ähnlich wie in Fig. 136, bei stehenden Maschinen mittels Gelenkstangen und Balanciers (s. Fig. 165, Teil 17, 18) von dem Kreuzkopfzapfen aus. Eine andere Bauart einer stehenden Luftpumpe zeigt Fig. 170, Teil 10.

Die bisher beschriebenen Kondensatoren arbeiten nach dem *Parallelstromprinzip*, d. h. bei ihnen fließen Dampf und Kondensationserzeugnisse in gleicher Richtung und werden durch eine gemeinsame Naßluftpumpe abgesaugt. Bei der *Gegenstromkondensation* bewegen sich Wasser und Dampf im Kondensator entgegengesetzt, und das warme Wasser sowie die Luft werden getrennt durch gesonderte Pumpen abgeführt. Vorteile der Gegenstromkondensation sind: geringerer Kühlwasserbedarf bei besserem Vakuum, kleinere Abmessungen der Pumpen, von denen allerdings für Luft und Warmwasser je eine vorhanden sein muß, und niedrigerer Arbeitsbedarf der Pumpen.

Fig. 138 zeigt schematisch eine Weißsche Zentralgegenstromkondensation. In den hoch angeordneten Kondensator 1 tritt unten durch das Rohr 3 der zu kondensierende Abdampf ein, oben durch Rohr 4 das Kühlwasser. Durch die Abwärtskrümmung von 3 wird der Dampf gezwungen, erst im Kondensator seine Richtung zu ändern, und außerdem veranlaßt, möglichst lange im unteren Teile des Kondensators, dem eigentlichen Kondensationsraume, zu bleiben. Durch die Überfälle 2 wird das Kühlwasser verteilt und gelangt mit dem entgegenströmenden Dampf in Berührung, wobei dessen Kondensation erfolgt. Das warme Wasser wird unten in der Nähe des Dampfeintrittes, wo es am heißesten ist, aus dem Kondensator abgeführt, und zwar durch ein unter dem Wasserspiegel des Warmwasserbehälters ausmündendes, 10 m hohes, sogenanntes barometrisches Fallrohr 5, dessen Ende eine Rückschlagklappe 19 trägt, um den Rücktritt des Wassers in das Rohr zu verhindern. An Stelle des Fallrohres kann auch eine Warmwasserpumpe treten, in welchem Falle die hohe Lage des Kondensators nicht nötig ist. Die Luft wird oben an der Stelle, wo es wegen des dort eintretenden Kühlwassers am kältesten ist, durch Rohrleitung 6, 7 mittels der trockenen Luftpumpe 8 abgesaugt. Um zu verhüten, daß bei zu starkem Absaugen der Luftpumpe Wasser aus dem Kondensator in diese gelangt, ist eine Sicherheitsvorrichtung vorgesehen, die aus Wasserabscheider 9 und Abfallrohr 10 mit Klappe 11 besteht. Gelangt zu viel Wasser in die Sicherheitsvorrichtung, so strömt es in den Behälter 12 aus und fließt durch eine Überlaufrinne in den Eimer 13, der nunmehr nach unten geht und ein Ventil 14 öffnet, wodurch Luft atmosphärischer Spannung in die Saugleitung eingelassen wird. Der Wasserübertritt in die Teile 9, 10 hört jetzt auf, der Eimer 13 entleert sich, und das Ventil wird durch das Gewicht 15 wieder geschlossen. Zur Regulierung der vom Kondensator angesaugten Luftmenge von Hand ist ein Hahn 18 vorgesehen. Die Zuführung des Kühlwassers erfolgt durch die als Kapselräder- oder Rotationspumpe ausgebildete Kaltwasserpumpe 16, die durch die Saugwirkung des Kondensators unterstützt wird. Kaltwasserpumpe 16 und Luftpumpe 8 erhalten ihren Antrieb durch eine kleine Dampfmaschine 17.

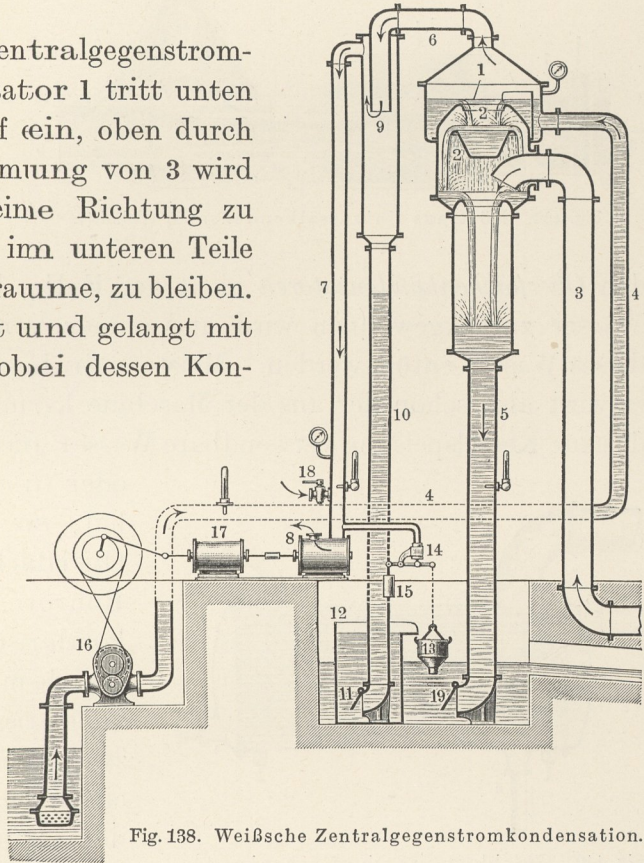


Fig. 138. Weißsche Zentralgegenstromkondensation.

Um zu verhüten, daß bei zu starkem Absaugen der Luftpumpe Wasser aus dem Kondensator in diese gelangt, ist eine Sicherheitsvorrichtung vorgesehen, die aus Wasserabscheider 9 und Abfallrohr 10 mit Klappe 11 besteht. Gelangt zu viel Wasser in die Sicherheitsvorrichtung, so strömt es in den Behälter 12 aus und fließt durch eine Überlaufrinne in den Eimer 13, der nunmehr nach unten geht und ein Ventil 14 öffnet, wodurch Luft atmosphärischer Spannung in die Saugleitung eingelassen wird. Der Wasserübertritt in die Teile 9, 10 hört jetzt auf, der Eimer 13 entleert sich, und das Ventil wird durch das Gewicht 15 wieder geschlossen. Zur Regulierung der vom Kondensator angesaugten Luftmenge von Hand ist ein Hahn 18 vorgesehen. Die Zuführung des Kühlwassers erfolgt durch die als Kapselräder- oder Rotationspumpe ausgebildete Kaltwasserpumpe 16, die durch die Saugwirkung des Kondensators unterstützt wird. Kaltwasserpumpe 16 und Luftpumpe 8 erhalten ihren Antrieb durch eine kleine Dampfmaschine 17.

Eine besondere Gattung der Einspritzkondensatoren bilden die *Wasserstrahlkondensatoren*, bei denen der zu verdichtende Dampf gleichzeitig mit dem Kühlwasser in den luftleer gemachten Verdichtungsraum eintritt, wo er sich unmittelbar mit dem Wasser mischt. Eine besondere Pumpe zum Hinausschaffen des Kühlwassers und des Kondensates aus dem Kondensator ist

hier nicht nötig; diese Arbeit wird durch die lebendige Kraft des Einspritzwassers oder des Abdampfes verrichtet.

Fig. 139 zeigt einen Körtingschen Universalkondensator, bei dem eine besondere Förderpumpe für das Kühlwasser nicht nötig ist. Bei 1 wird der Abdampf zugeführt und gelangt durch zahlreiche schräge Löcher in die Mischdüse 2, wo er mit dem bei 3 eintretenden, die Düse 4 durchströmenden Kühlwasser zusammentrifft. Der Ausfluß des Gemisches erfolgt bei 5. Zur Inbetriebsetzung des Kondensators läßt man während kurzer Zeit bei 6 durch eine dritte Düse 7 Frischdampf in die Wasserdüse eintreten, wodurch das Kühlwasser angesaugt und durchgetrieben wird. Läßt man nun den Abdampf eintreten, dann arbeitet der Kondensator weiter, und der Frischdampf kann abgestellt werden. Die Mischdüse läßt sich der jeweils zu kondensierenden

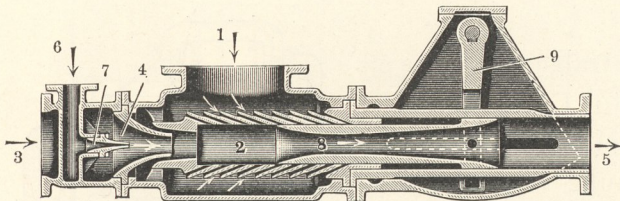


Fig. 139. Körtings Universalkondensator (Schnitt).

Abdampfmenge entsprechend regulieren durch Verschieben des Düsenrohres 8 mittels des von außen einstellbaren Hebels 9. Sehr geeignet sind diese das Kühlwasser selbst ansaugenden Kondensatoren für Flußdampfer.

Während bei den vorstehend beschriebenen Kondensatoren eine Mischung des Kühlwassers mit dem Kondensat stattfindet, ist dieses bei

den *Oberflächenkondensatoren* nicht der Fall, bei denen der kondensierte Dampf als destilliertes Wasser zurückgewonnen wird und immer wieder zur Kesselspeisung dient; vorher muß jedoch dieses Wasser entölt werden. Meistens findet diese Entölung schon vor dem Kondensator statt, es wird also schon der aus der Maschine kommende Dampf durch Ölabscheider geleitet. Kann das zur Kesselspeisung verwendbare Wasser nicht billig beschafft werden, wie z. B. auf Seedampfern

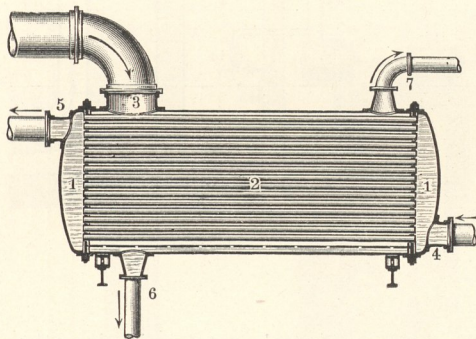


Fig. 140. Geschlossener Oberflächenkondensator (Längsschnitt).

oder in manchen Grubenbezirken, wo man nur saure Wasser hat, so greift man deshalb zur Oberflächenkondensation. Oberflächenkondensatoren bestehen aus einem System von Rohren, die von Kühlwasser durchflossen und von dem zu kondensierenden Dampf umspült werden, oder umgekehrt. Bei dem in Fig. 140 dargestellten *geschlossenen* Oberflächenkondensator sind in einem kesselartigen Zylinder zwischen zwei ebenen Rohrböden 1, 1 zahlreiche Rohre 2 dicht nebeneinander eingesetzt, die von dem bei 3 eintretenden Abdampf umspült werden. Das Kühlwasser wird bei 4 zugeführt, durchströmt die Rohre und verläßt den Kondensator bei 5. Das Kondensat wird bei 6 und die Luft bei 7 durch je

eine Pumpe entfernt; beide können aber auch gemeinsam durch eine nasse Luftpumpe abgeführt werden. Bei den *offenen* Oberflächenkondensatoren ist ein Rohrbündel entweder liegend in einem offenen Wasserbehälter angeordnet (Bassinkondensator), wobei der Dampf durch die Rohre strömt, oder stehend, wobei das Kühlwasser in den vom Dampf umspülten Rohren aufsteigt. Bei den *Rieselkondensatoren* rieselt das Kühlwasser in fein verteiltem Zustande über die Oberfläche von Schlangenrohren, die vom Abdampf durchzogen werden. Diese Kondensatoren sind sehr wirksam und erfordern wenig Wasser, weil die Wärmeabgabe durch Verdunsten unterstützt wird.

Von der durch die Kondensation gewonnenen Arbeit muß ein Teil für den Betrieb der Kondensationsanlage abgerechnet werden. Häufig ist aber nicht nur diese Arbeit sehr erheblich, sondern es macht überhaupt die Beschaffung der nötigen Wassermenge Schwierigkeiten. So verbraucht z. B. eine Maschinenanlage von 10 000 PS, wie sie bei elektrischen Zentralen nicht selten ist, bei einem Dampfverbrauch von 5,6 kg für die St-PS, in der Stunde $5,6 \cdot 10\,000 = 56\,000$ kg Dampf. Da der Kühlwasserverbrauch bei Oberflächenkondensation im Mittel das 40fache des verbrauchten Dampfgewichtes ist, wird er $56\,000 \cdot 40 = 2\,240\,000$ kg = 2240 cbm in der Stunde betragen, das sind 37,3 cbm in der Minute. Ist die ununterbrochene Neubeschaffung einer solchen

Wassermenge nicht möglich, so wird das aus dem Kondensator kommende warme Kühlwasser in einer Rückkühlanlage wieder abgekühlt. Hierzu dienen *Kühltürme* oder *Kaminkühler* (Fig. 141), in denen das Wasser fein verteilt über Rieselböden herabfließt. Durch die aus dem Wasser aufsteigende Wärme wird in dem Kamin ein Luftzug erzeugt, wodurch unten Luft nachgesaugt wird, die mit dem Wasserregen in Berührung kommt. Hierdurch verdunstet ein Teil des Wassers, und die hierbei entstehende Kälte dient zur Abkühlung des übrigen. Auch die Rückkühlanlage verursacht übrigens Kosten und verbraucht Arbeit.

5. Die verschiedenen Bauarten der Dampfmaschinen.

Nach der Bauart zerfallen die Dampfmaschinen in zwei Hauptgruppen: die *liegenden* und die *stehenden* Dampfmaschinen. Bei ersteren liegt die Zylinderachse wagerecht, bei letzteren steht sie senkrecht. Die Anlagekosten der liegenden Maschinen sind geringer, dafür braucht aber die stehende zu ihrer Aufstellung nur halb soviel Bodenfläche und einfachere Fundamente. Ferner sind bei der liegenden Maschine die Teile leichter zugänglich; daher ist die Wartung einfacher als bei der stehenden. Bei der liegenden Maschine sind die Zylindergleitflächen einseitig belastet, bei der stehenden nicht. Erstere eignet sich mehr für hochüberhitzten Dampf und geringere Tourenzahlen, letztere mehr für gesättigten und schwach überhitzten Dampf und hohe Tourenzahlen. In wirtschaftlicher Hinsicht sind beide bei guter Ausführung gleichwertig.

Im folgenden seien zunächst schematisch die gebräuchlichen Hauptanordnungen der Dampfmaschine dargestellt. Fig. 142 u. 143 zeigen eine einfache *Einzylindermaschine*, deren Zylinder auf einem Fuße ruht. Der die Gleitführung für den Kreuzkopf und das Lager für die Kurbelwelle tragende Rahmen wird wegen seines an ein Bajonett erinnernden Grundrisses als *Bajonettrahmen* bezeichnet. Die nach der Kurbel zu liegende Seite der Maschine wird die vordere und die andere die hintere genannt. Die Schubstange der Maschine (s. Fig. 104) wirkt abwechselnd drückend und ziehend auf den Kurbelzapfen. Ist sie im ersteren Falle nach oben gerichtet, so übt der Kreuzkopf stets nur einen gegen die untere Seite der Geradföhrung gerichteten Druck aus. Derartige Maschinen werden rechtsumlaufend genannt. Liegt die Schubstange dagegen, während sie drückend auf den Kurbelzapfen wirkt, in der unteren Hälfte des Kurbelkreises, so ist der Druck in der Geradföhrung stets nach oben gerichtet und die Maschine heißt linksumlaufend. Mit anderen Worten, *vorwärts-* oder *rechts-umlaufend* heißt eine Maschine, deren obere Schwungradhälfte sich von den Dampfzylindern wegdreht; umgekehrt heißt sie *rückwärts-* oder *links-umlaufend*. Die letztgenannte Bauart wird nach Möglichkeit vermieden, da die den Druck aufnehmende Fläche eine gute und regelmäßige Schmierung verlangt, die natürlich bei untenliegender Gleitfläche leichter zu erreichen ist. Einzylindermaschinen müssen stets angedreht werden, d. h. die Maschine muß in eine Lage gedreht werden, bei der die Steuerung so steht, daß dem Dampf der Zutritt in den Zylinder geöffnet ist. Kleinere Maschinen werden durch Drehen des Schwungrades angedreht; größere Maschinen haben hierzu ein besonderes Schaltwerk, das neben dem Schwungrad angeordnet ist, in das die Zähne eingegossen sind (s. Fig. 157, Schalthebel 19; Fig. 162, Zähne 25).

Eine einzylindrige *stehende* Maschine zeigt Fig. 144. Sehr häufig wird bei diesen Maschinen die Geradföhrung nicht, wie in der Figur dargestellt, doppel-, sondern einseitig (s. Fig. 154 u. 163) ausgebildet, da der Druck, wie oben ausgeführt, stets nur in einer Richtung gegen die Geradföhrung wirkt.

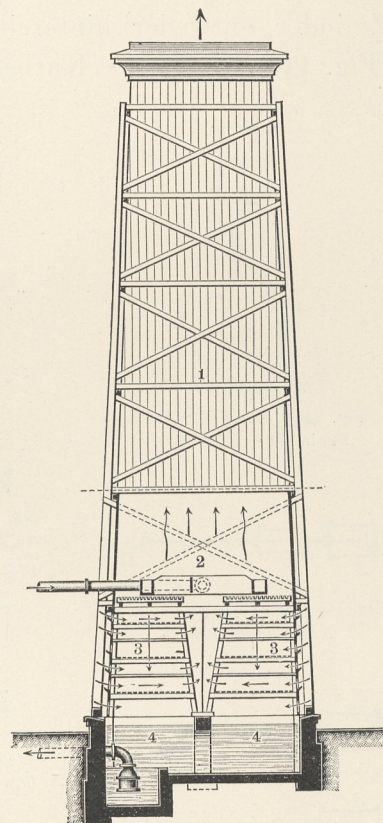


Fig. 141. Kaminkühler von Balcke & Co. (1 Kamin, 2 Wasserverteilung, 3 Rieselböden, 4 gekühltes Wasser.)

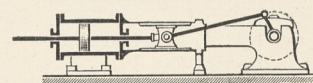


Fig. 142.

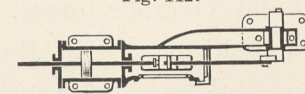


Fig. 143.

Fig. 142 und 143. Einzylindermaschine (Bajonettmaschine).

Von den Mehrzylindermaschinen sind zunächst die *Zwillingsmaschinen* zu nennen, die durch Kuppelung zweier gleichgroßer und gleichausgebildeter Einzylindermaschinen an eine Kurbelwelle entstehen (s. Fig. 155). Die Kurbeln sind gewöhnlich derart gegeneinander versetzt, daß die Maschine in jeder Lage angehen kann; deshalb ist diese Maschinengattung für Lokomotiven, Fördermaschinen usw. besonders geeignet. Bei den *Verbund-* oder *Compoundmaschinen* expandiert der Dampf zunächst arbeitverrichtend in einem Hochdruckzylinder und strömt aus diesem in den *Aufnehmer* oder *Receiver*, aus dem er in den Niederdruckzylinder gelangt. Hierbei sind die Zylinder entweder hintereinander angeordnet (*Tandemaschine*, Fig. 145) oder nebeneinander (Fig. 146), wobei die Kurbeln um 90° oder 180° gegeneinander versetzt sind. Namentlich bei Raddampfern viel benutzt wird die *schrägliegende Maschine* (Fig. 147), die gewöhnlich als Verbundmaschine mit mehreren nebeneinanderliegenden Zylindern ausgebildet ist.

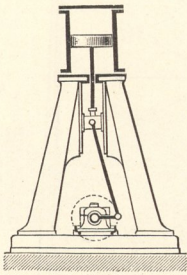


Fig. 144. Einzylindrige stehende Maschine.

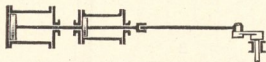


Fig. 145. Verbundmaschine (Tandemaschine).

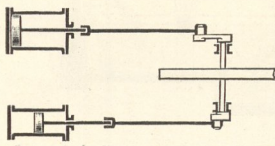


Fig. 146. Verbundmaschine.

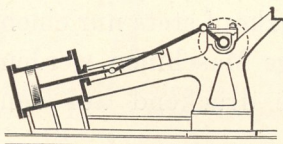


Fig. 147. Schrägliegende Dampfmaschine.

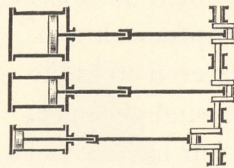


Fig. 148. Dreifach-Expansionsmaschine. (Drei um 120° gegeneinander versetzte Kurbeln.)

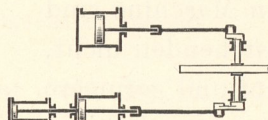


Fig. 149. Dreifach-Expansions-Tandemaschine. (Zwei um 90° gegeneinander versetzte Kurbeln.)

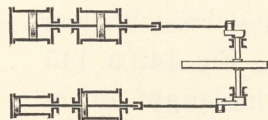


Fig. 150. Dreifach-Expansionsmaschine mit vier Zylindern. (Zwei um 90° gegeneinander versetzte Kurbeln.)

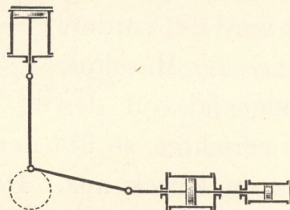


Fig. 151. Dreifach-Expansionsmaschine. (Hochdruck- und Mitteldruckzylinder liegend, Niederdruckzylinder stehend, sämtlich auf eine Kurbel arbeitend.)

Zahlreicher sind die Anordnungsmöglichkeiten bei den *Dreifach-Expansionsmaschinen*. Entweder liegen die drei Zylinder nebeneinander mit um 120° gegeneinander versetzten Kurbeln (Fig. 148), oder für Hoch- und Mitteldruckzylinder wird die Tandemanordnung gewählt, und der Niederdruckzylinder liegt daneben, wobei die Kurbeln um 90° gegeneinander versetzt liegen (Fig. 149); oder schließlich wird der Niederdruckzylinder bei sehr großen Maschinen geteilt, und es bildet jeder Teil mit dem Hoch- bzw. Mitteldruckzylinder eine Tandemaschine (Fig. 150).

Schließlich sei noch auf eine Kombination der stehenden mit der liegenden Anordnung hingewiesen, wie sie Fig. 151 für eine Dreifach-Expansionsmaschine veranschaulicht. Das Beispiel einer schnellaufenden liegenden Einzylinderdampfmaschine zeigt Fig. 152. Die Maschine wird für normale Nutzleistungen von 16—100 PS. gebaut und soll diese erreichen bei einer minutlichen Umdrehungszahl von 150—200 und einem Eintrittsüberdruck von 5,5—11,5 at. Für die kleineren Leistungen

ist der Dampfzylinder, wie bei der dargestellten Ausführungsform, freitragend angeordnet und lediglich mit der als Rundführung ausgebildeten Kreuzkopfgleitbahn verschraubt. Der Rahmen liegt mit seiner ganzen Länge auf dem Fundament auf und umschließt vollständig die Kurbellaufbahn. 1 ist das Dampfzuleitungsrohr und 2 das Dampfabsperrenteil. Die Steuerung, deren Regelung durch einen bei 4 eingekapselten Achsregler erfolgt, wird durch einen vollkommen entlasteten Kolbenschieber (Fig. 153) bewirkt. Der Dampf wird bei 1 dem Raume 2 des Schieberkastens zugeführt und gelangt durch die Durchbrechungen 3 der Schieberführungsbüchse 4 in deren Innenraum. Wie die linke Seite der Fig. 153 erkennen läßt, arbeitet der Schieber mit doppelter Einströmung. Der Abdampf entweicht durch die Öffnungen 5, die durch ein Gußstück 6 (Fig. 152) miteinander verbunden sind, in das Abdampfrohr 3, das den Dampf je nach der Stellung eines nicht dargestellten Wechselventils ins Freie oder in einen Kondensator entläßt. Die Schmierung der einzelnen Teile erfolgt durch Tropföler. Den Dampfzylinder bedient eine von der Schieberstange angetriebene Schmierpumpe 5, die das Öl in den Schieberkasten preßt, wo es sich

mit dem Dampf innig mischt und durch diesen den Schieber- und Kolbengleitflächen zugeführt wird. Zylinder und Schieberkasten sind von einem gemeinsamen Mantel umgeben, der mit wärmeisolierenden Stoffen, wie Kieselgur, Filz usw., ausgefüllt ist, um die Wärmeverluste zu verringern. Die Übertragung der Bewegung auf die angetriebenen Maschinen erfolgt von dem als Riemenscheibe ausgebildeten Schwungrade.

Eine kleine Einzylindermaschine stehender Bauart zeigt Fig. 154. Auch diese Maschine ist für hohe Umdrehungszahlen (250—800 in der Minute) bestimmt und wird für kleine Leistungen (4—60 PS) gebaut. Der Dampfzylinder ruht mit einem die Kreuzkopfführung enthaltenden

Ständer und zwei Säulen auf der Grundplatte. Zur Abführung des Niederschlagwassers ist der Zylinder mit Entwässerungshähnen und zum Schutze gegen Wasser schläge mit Sicherheitsventilen 2 versehen. 3 sind Stutzen zum Anschrauben des Indikators. Der Dampf wird der Maschine durch das Dampfabsperrentil 1 zugeleitet. Als Steuerung findet ein Kolbenschieber, ähnlich wie in Fig. 153 dargestellt, Ver-

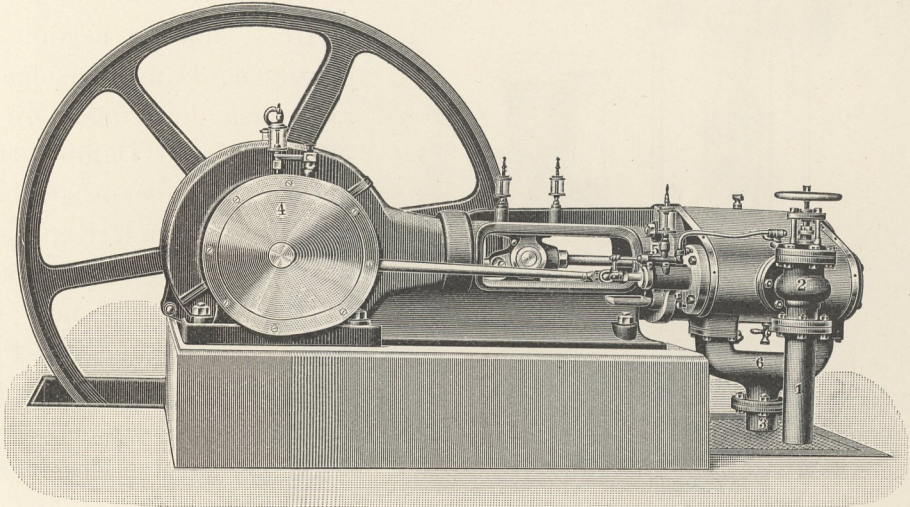


Fig. 152. Liegende Einzylinder-Dampfmaschine von A. Borsig.

wendung. Die Schmierung erfolgt durch Tropföler, zum Teil aber auch durch Schmierleitungen, die von einem gemeinsamen, hoch angeordneten Schmierbehälter 4 ausgehen. Diese führen das Öl zu kleinen, an den bewegten Teilen (Kurbel- und Exzenterstange) vorgesehenen Auffangbehältern 5, von denen es durch an den Stangen entlang geführte Leitungen 6 den Verbrauchsstellen zugeführt wird.

Von den Mehrzylindermaschinen sind die einfachsten, die *Zwillingsmaschinen*, durch Zusammenbau zweier gleichartiger Einzylindermaschinen entstanden. Bei der in Fig. 155 dargestellten Maschine sind die Zylinder beider Maschinen dicht aneinandergelagert und die Antriebskurbeln um 90° gegeneinander versetzt. Die Schieberkasten 1 liegen auf den Außenseiten der Zylinder und erhalten den Dampf durch ein von oben kommendes Rohr, das sich hinter dem Absperrventil 2 gabelt und zu jedem Schieberkasten einen Zweig 3 entsendet. Als Steuerung dient eine Ridersteuerung (s. Fig. 115—117), die von dem zwischen beiden Maschinen angeordneten Regulator beeinflusst wird. Von dem durch die Regulatormuffe verstellbaren, um einen festen Punkt drehbar gelagerten Hebel 4 geht zu dem Expansionsschieber jeder Maschine eine Stange 5, die diesen Schieber bei jedem Heben und Senken der Muffe verstellt. 6 ist die Expansions- und 7 die Grundschieberstange.

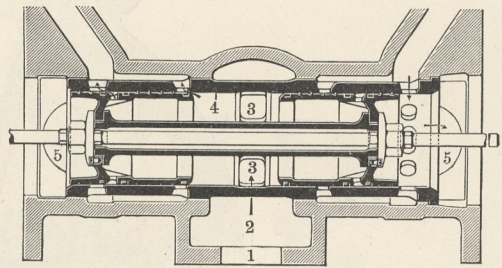


Fig. 153. Kolbenschieber mit doppelter Einströmung.

Ausführungsformen der *Tandemmaschine* sind schon in den Fig. 124 und 136 abgebildet.

Bei den Zweifach-Expansionsmaschinen, deren Kurbeln um 90° verstellbar sind, ist zwischen beiden Zylindern der schon erwähnte Sammelraum (Aufnehmer, Receiver) nötig, in dem sich der Dampf aufhält, wenn er den kleinen Zylinder verläßt, jedoch wegen der eigentümlichen Kurbelstellung noch nicht in den großen Zylinder eintreten kann. Fig. 156 veranschaulicht die Wirkungsweise einer derartigen *Verbund-* oder *Compoundmaschine*. Die beiden rechtwinklig gegeneinander verstellten Kurbeln sitzen in Wirklichkeit auf einer Welle, sind aber der größeren Anschaulichkeit wegen so gezeichnet, als ob sie auf verschiedenen Wellen angebracht wären. Bei Kurbelstellung 1

befindet sich der kleine oder Hochdruckkolben in der Mitte seines Aufganges, der große oder Niederdruckkolben im oberen Totpunkte. Dabei drückt der Kesseldampf von unten gegen den kleinen Kolben, oder der Dampfeintritt zum Hochdruckzylinder ist schon abgesperrt, und die Expansion hat begonnen. Der während der ersten Hälfte des Aufganges des kleinen Kolbens

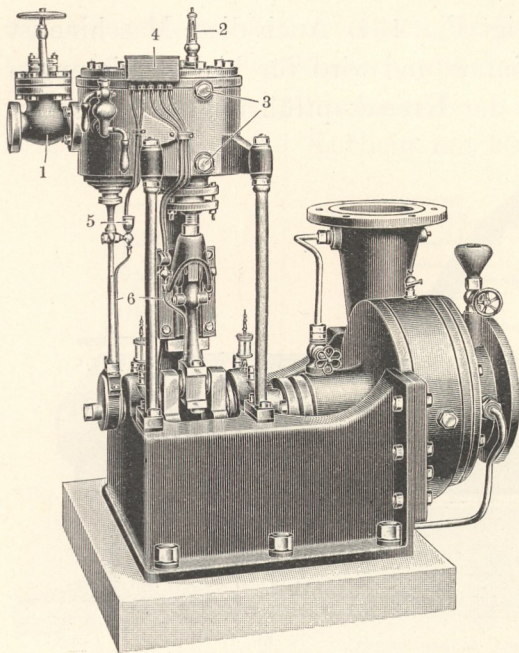


Fig. 154. Stehende Einzylinder-Dampfmaschine von A. Borsig, direkt gekuppelt mit einer Kreiselpumpe.

ausgetretene Dampf wurde von dem zwischen beiden Zylindern befindlichen Receiver aufgenommen und beginnt in diesem Moment (Stellung 1) von oben gegen den großen Kolben zu wirken. Bei der Kurbelstellung 2 befindet sich der kleine Kolben am Ende seines Aufganges, und es beginnt jetzt der unter ihm wirksam gewesene Dampf in den Receiver zu treten, der inzwischen den großen Zylinder mit Dampf gespeist hat. Nachdem der Dampfzutritt aus dem Receiver in den großen Zylinder abgeschlossen ist, beginnt der Dampf in diesem durch Expansion zu wirken. Während des Überganges von 2 zur Stellung 3 ist die Expansion im großen Zylinder beendet; inzwischen ist der kleine Kolben unter Einwirkung des Frischdampfes oder dessen Expansion bis in die Mitte seines Niederganges gekommen und hat dabei einen Teil des unter ihm befindlichen Dampfes in den Receiver gedrängt, der sich nun wieder nach dem großen Zylinder hin öffnet. Dabei wirkt jetzt der Receiverdampf von unten gegen den großen Kolben, wobei dieser die unter 4 dargestellte Stellung erreicht.

Von Stellung 4 gehen die Kolben und Kurbeln zurück in die Stellung 1 usw.

Eine liegende Verbundmaschine zeigt Fig. 157 im Grundriß. Hochdruckzylinder 1 und

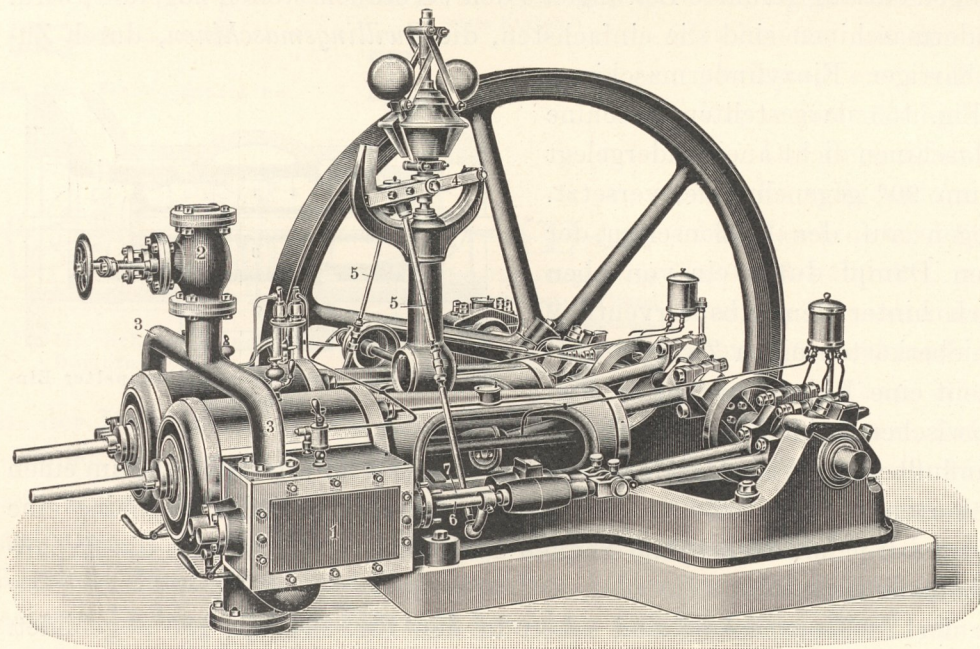


Fig. 155. Liegende Zwillings-Dampfmaschine von Wegelin & Hübner.

Niederdruckzylinder 2, beide mit Schiebersteuerung versehen, wirken auf die beiden auf der gemeinsamen Kurbelwelle 3 sitzenden, unter 90° gegeneinander verstellten Kurbeln 4, 5. Bevor der durch 6 zuströmende Arbeitsdampf in die Maschine gelangt, wird er durch den Wasserabscheider 7 geführt, in dem er von dem noch in feinverteiltem Zustande in ihm enthaltenen Wasser befreit wird, das

teils durch Kondensation in der Rohrleitung entsteht, teils aus dem Kessel mitgeführt wird.

Einen solchen *Wasserabscheider* zeigt die Fig. 158. Der bei 1 eintretende Dampf muß sich um das in den Austrittsstutzen 3 eingesetzte, unten geschlossene Rohr 4 herumbewegen, da dieses nur auf der dem Eintrittsstutzen abgewandten Seite mit Löchern versehen ist. Hierbei trennt sich das Wasser vom Dampf, weil es von diesem, bei der geringeren im Wasserabscheider

herrschenden Geschwindigkeit, nicht mehr mitgerissen wird und niedersinkt, auch infolge seiner größeren Trägheit dem Dampf in seiner gekrümmten Bahn nicht mehr folgen kann, sondern abgeschleudert wird. Das abgeschiedene Wasser wird durch die Öffnung 2 abgeführt.

Nach dem Durchgange durch den Wasserabscheider und das Absperrventil 8 (Fig. 157) gelangt der Dampf in den Schieberkasten 9 des Hochdruckzylinders, der mit einer vom Regulator 10 beeinflussten Doppelschiebersteuerung ausgerüstet ist. Nach der Arbeitsleistung im Hochdruckzylinder 1 strömt der Dampf durch den Receiver 11 nach dem Niederdruckzylinder 2 über. Aus diesem gelangt der verbrauchte Dampf durch Rohr 12 und Wechselventil 13 (dessen Inneres Fig. 170, Teil 6 erkennen läßt) entweder durch 14 ins Freie oder durch 15 nach dem Kondensator 16, dessen Luftpumpe von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckzylinders angetrieben wird. Durch 17 wird dem Kondensator das Einspritzwasser zugeführt und durch 18 Kondensat und Kühlwasser abgeführt.

Zum Andrehen der Maschine dient die Schaltvorrichtung 19. Ein genaueres Bild von der Anordnung einer liegenden Verbundmaschine gibt das Klappmodell der Zweizylindermaschine.

Eineschrägliegende Schiffsmaschine, wie sie vielfach für Flußrad-dampfer Verwendung findet, ist die in den Fig. 159 und 160 dargestellte, von Gebr. Sachsenberg in Roßlau gebaute Zweizylindermaschine, die bei 40 Proz. Füllung des Hochdruckzylinders und 45 Umdrehungen 1250 PS leistet. Die Maschine besteht aus dem Hochdruckzylinder 1 und dem

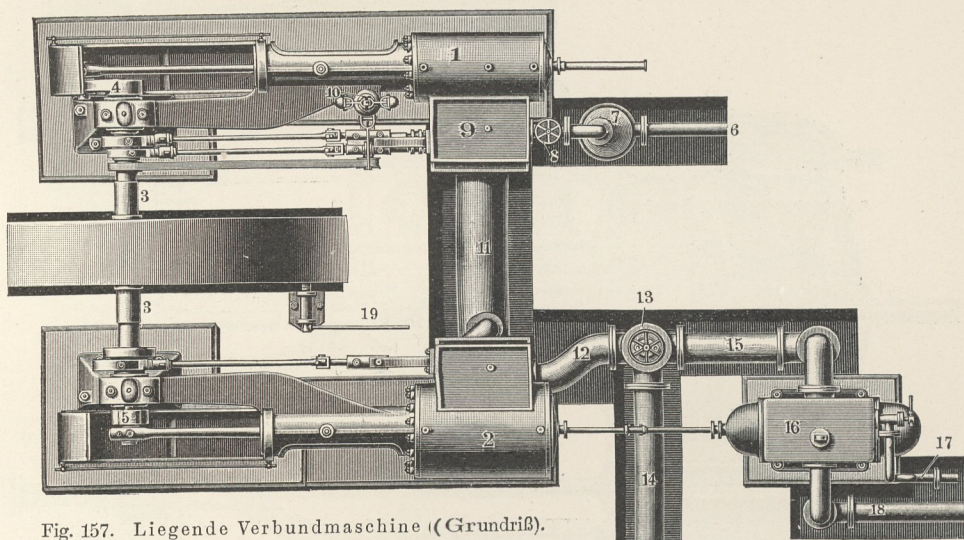


Fig. 157. Liegende Verbundmaschine (Grundriß).

daneben liegenden Niederdruckzylinder 2, von denen ersterer von einem Dampfmantel 3 umgeben ist. Der Frischdampf wird von den vor und hinter der Maschine liegenden Kesseln zu den Rundschiebern 6, 7 geführt, nach deren Öffnung mittels der Hebel 8, 9 der Dampf durch den Stutzen 12 in den Hochdruckschieberkasten tritt. Außerdem sitzt an der gleichen Stelle noch ein Anlaßschieber 10, der durch Hebel 11 so eingestellt werden kann, daß der Dampf entweder unmittelbar in den Hochdruckzylinder oder vor oder hinter den Niederdruckzylinderkolben geführt wird. Der Hochdruckzylinder hat Meyersteuerung (s. Fig. 113 und 114). Die von dem Exzenter 14 angetriebenen Expansionsschieberlappen 50 gestatten eine doppelte Kanaleröffnung und werden durch Drehen des Handrades 13 zwecks Füllungsänderung einander genähert oder voneinander entfernt. Nach der Arbeitsleistung im Hochdruckzylinder wird der Dampf durch einen um den Hochdruckzylinder führenden Kanal 4 in den Schieberkasten 5 des Niederdruckzylinders geleitet. Der Niederdruckzylinder wird durch einen Flachschieber 51 gesteuert, der einfache Einströmung, aber doppelte Ausströmung zuläßt, die in das an der Unterseite des Niederdruckzylinders angeschlossene Abdampfrohr 43 erfolgt.

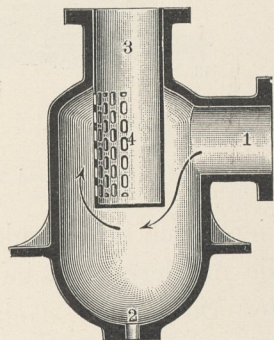


Fig. 158. Wasserabscheider.

Die Umsteuerung geschieht durch eine Stephenson'sche Kulisse (vgl. Fig. 129). Diese (15 in Fig. 159/160) wird von dem Vorwärtsexzenter 23 und dem Rückwärtsexzenter 24 angetrieben und ist an der Stange 16 aufgehängt. Das andere Ende dieser Stange ist mit dem einen Schenkel des Winkelhebels 17 gelenkig verbunden, der fest auf der drehbar gelagerten Welle 18 sitzt und mit seinem anderen Schenkel durch Stange 19 an das Schneckenrad 21 angelenkt ist. In das Schneckenrad greift eine

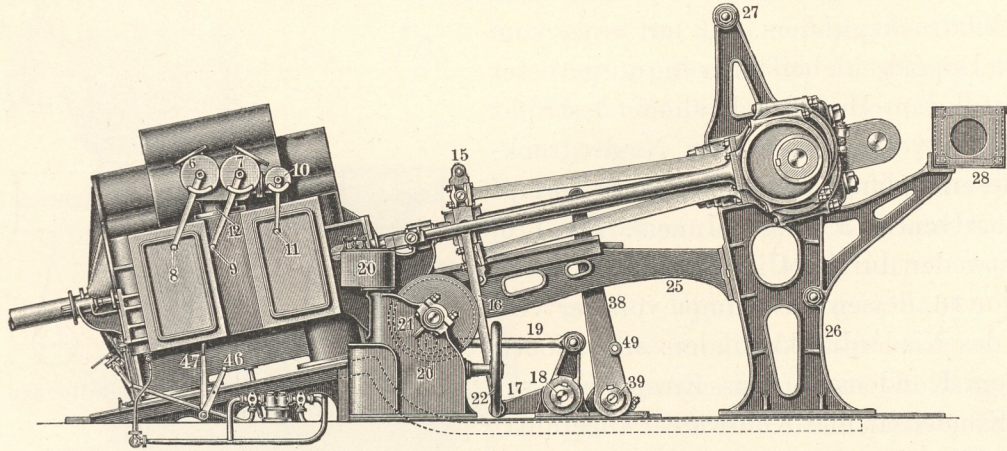


Fig. 159.

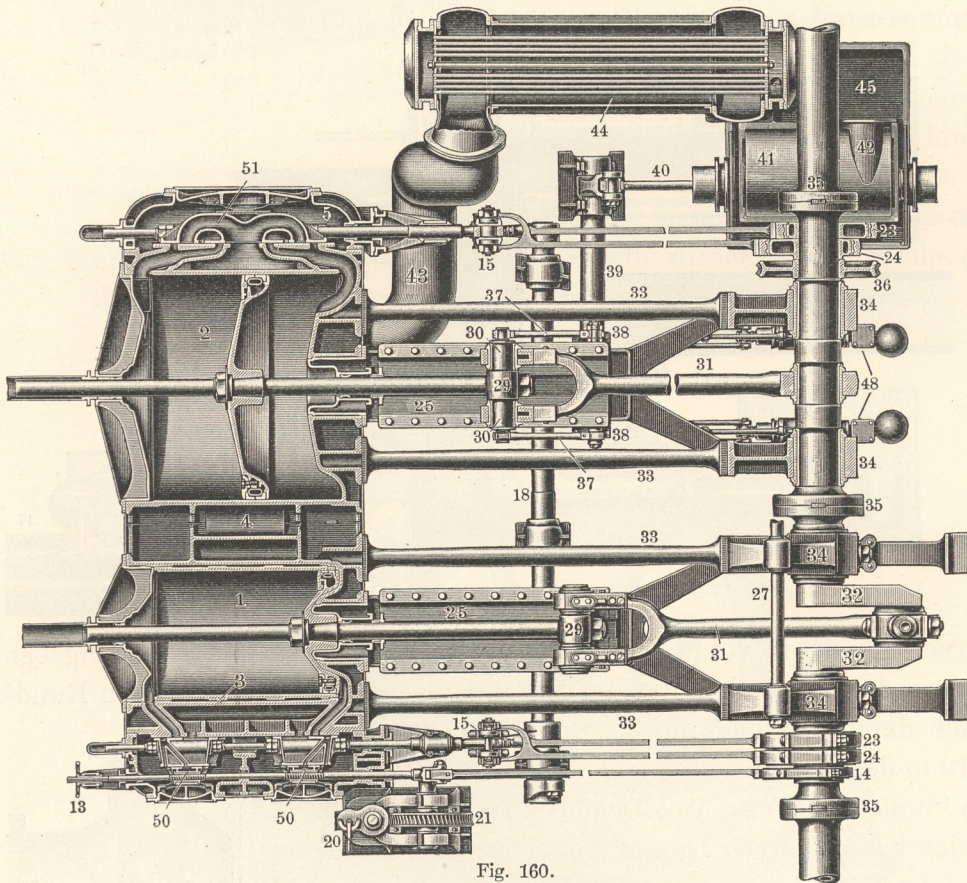


Fig. 160.

Fig. 159 und 160. Schrägliegende Schiffsmaschine (Verbundmaschine).

auf der Spindel des Handrades 22 sitzende Schnecke ein. Das Heben und Senken der Kulisse erfolgt durch Drehen des Winkelhebels 17, indem die Schnecke von Hand oder mittels einer kleinen Dampfmaschine 20 gedreht wird. Gleichzeitig wird auch die zu dem Niederdruckzylinder gehörige Kulisse verstellt, denn wie ersichtlich (Fig. 160), ist die Welle 18 unter der Maschine nach der Niederdruckseite hin verlängert und steht am dortigen Ende ebenfalls mit der Kulisse 15 in Verbindung. Die Bewegung der Kolben wird auf die Kreuzköpfe 29 übertragen, an deren seitliche Zapfen 30 die an einem Ende gabelförmigen Schubstangen 31 angreifen, die mit ihren anderen Enden auf die Kurbeln 32 treibend wirken. Die Kurbelwelle ist aus vier durch Scheibenkuppelungen 35 fest miteinander verbundenen Stücken zusammengesetzt. An die mittleren Stücke greifen die Schubstangen 31 an; auf den äußeren sitzen die Schaufelräder des Dampfes. Gelagert ist die Kurbelwelle in vier von den Stahlgußböcken 26 getragenen Lagern 34, deren Deckel mit Wasserkühlung versehen sind. Mit den Zylindern sind die Böcke 26 durch die Gleitbahnen 25 der Kreuzköpfe und die Säulen 33 verbunden. Außerdem werden sie unter sich durch Anker 27 zusammengehalten und stehen mit dem Schiffskörper durch die Träger 28 in Verbindung. Der durch das Rohr 43 abziehende Abdampf gelangt zunächst in den Vorwärmer 44 für das Kesselspeisewasser und aus diesem in den Einspritzkondensator 45, der sein Betriebswasser

Fig. 159 und 160. Schrägliegende Schiffsmaschine (Verbundmaschine).

dem Fluß entnimmt. Kühlwasser und Kondensat werden von der Naßluftpumpe 41 abgesaugt und durch ein sich an den Stützen 42 anschließendes Rohr nach außen in den Fluß abgeführt. Der Antrieb der Luftpumpe erfolgt von dem Kreuzkopf des Niederdruckzylinders aus, dessen Zapfen 30 in kleinere Zapfen auslaufen, die durch Stangen 37 mit drehbaren Hebeln 38 verbunden sind; letztere übertragen ihre Bewegung durch die Welle 39 auf einen anderen Hebel, an den die Kurbelstange 40 der doppeltwirkenden Luftpumpe angreift. Von dem Zapfen 49 des

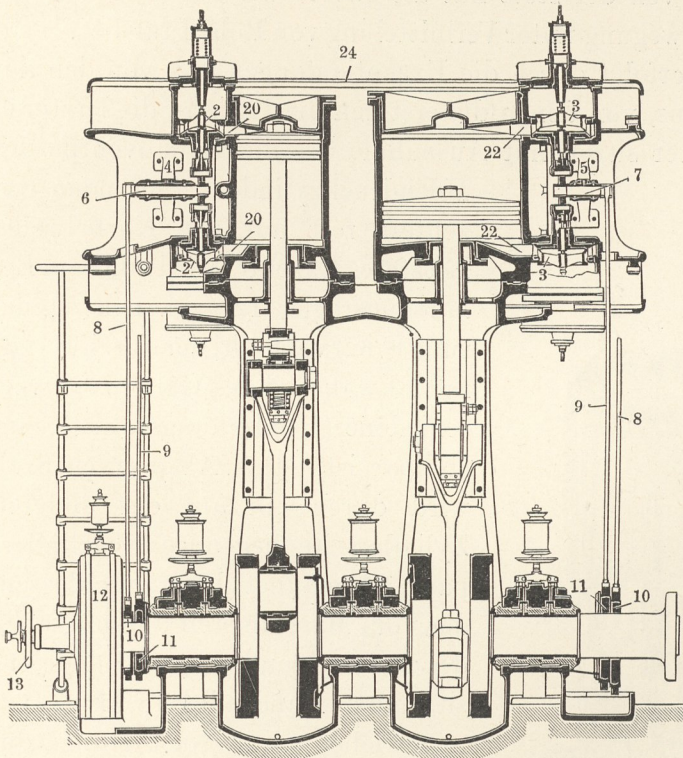


Fig. 161.

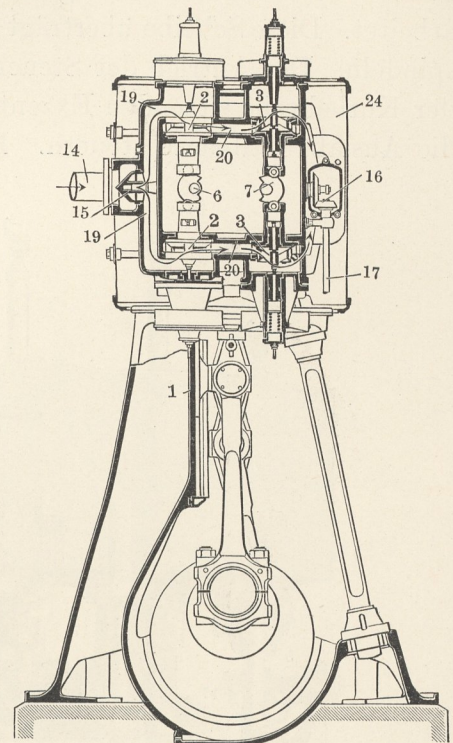


Fig. 163.

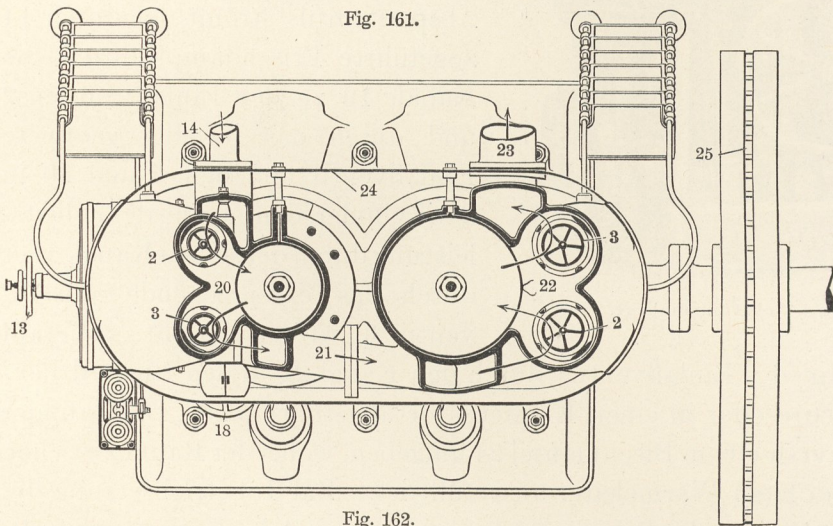


Fig. 162.

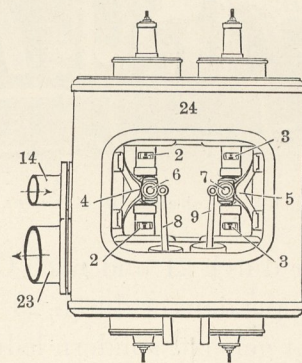


Fig. 164.

Fig. 161—164. Stehende Verbundmaschine mit Lentzsteuerung von Gebr. Meer, München-Gladbach.

Hebels 38 wird ferner noch der Antrieb der Hilfspumpen, Speise- und Lenzpumpen 48 abgeleitet. Zum Drehen der Maschine in kaltem Zustande dient das auf der Kurbelwelle sitzende Schneckenrad 36, das von einem Schaltwerk angetrieben wird. Am Maschinistenstand befindet sich ferner neben der Umsteuermaschine 20 noch ein Hebel 46 für das Einspritzventil des Kondensators sowie ein Hebel 47 zum Öffnen und Schließen der Zylinderentwässerungshähne.

Als Steuerorgane finden bei den stehenden Maschinen vorzugsweise Kolben- und Flachschieber Verwendung, nicht selten auch Ventilsteuerungen. Eine mit Ventilsteuerung (System Lentz) ausgerüstete stehende Verbundmaschine von Gebr. Meer in München-Gladbach zeigen die Fig. 161—164. Die Maschine leistet bei 200 minutlichen Umdrehungen 200 PS. Hoch- und

Niederdruckzylinder ruhen auf einem die Gleitbahnen 1 für die Kreuzköpfe tragenden Ständer, der mit der Grundplatte zusammengegossen und an seiner Vorderseite durch zwei Säulen unterstützt ist. Jeder Zylinder ist seitlich mit vier in einer Ebene liegenden Ventilen versehen, von denen die beiden Einlaßventile 2, 2 und die beiden Auslaßventile 3, 3 untereinander liegen. Zwischen den Ein- und Auslaßventilen befindet sich je ein Bock 4, 5, der das Lager für die die Steuernocken tragenden Wellen 6, 7 bildet. Zur Steuerung der beiden Ein- und Auslaßventilpaare dient je eine aus zwei Nocken zusammengesetzte Scheibe, von der stets nur die obere oder die untere Hälfte arbeitet. Diese Scheibe überträgt die Steuerbewegung unter Vermittlung von Rollen auf die Ventilspindeln. Der Antrieb der Steuerwellen 6, 7 erfolgt durch die Exzenterstangen 8, 9 von den auf der Kurbelwelle sitzenden Exzentern 10, 11 aus, von denen die ersteren die Einlaß-, die letzteren die Auslaßventilpaare steuern. Diese Exzenter sitzen mit Ausnahme des die Einlaßventile des

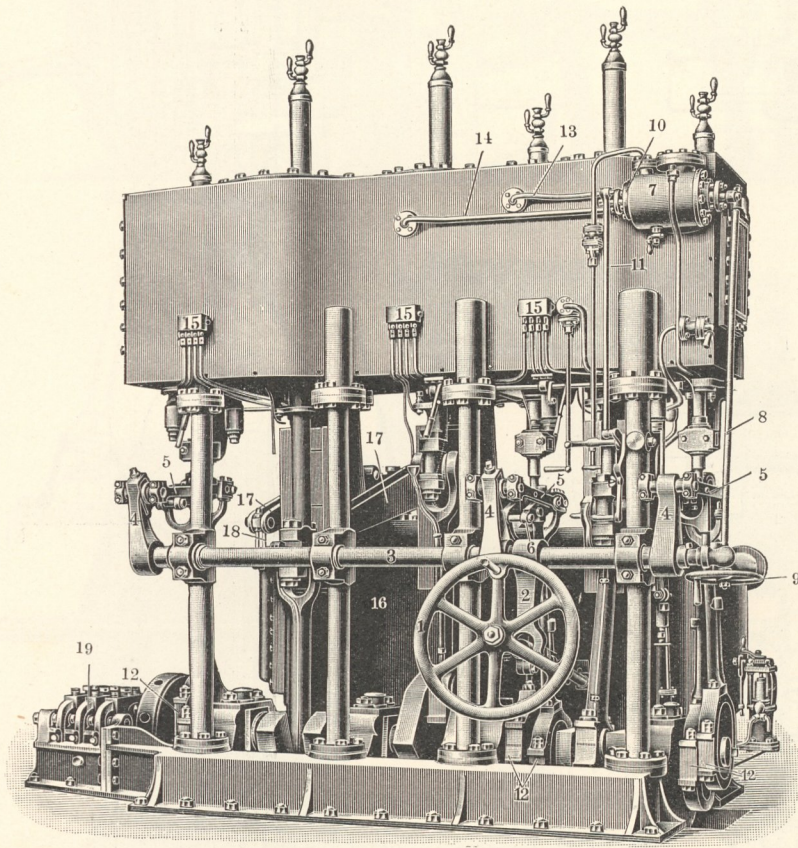


Fig. 165. Stehende Dreifachexpansions-Schiffsmaschine.

Hochdruckzylinders steuernden Exzenter fest auf der Kurbelwelle. Letzteres Exzenter wird von dem Beharrungsregler 12 (vgl. Lentzsteuerung S. 62) verstellt, der durch Handrad 13 während des Ganges auf verschiedene Umdrehungszahlen einstellbar ist. Das Absperrventil 15 wird durch ein auf der anderen Zylinderseite liegendes Kegelpaars 16 geöffnet bzw. geschlossen, das vom Maschinisten durch Drehen des auf der senkrechten Spindel 17 sitzenden Handrades 18 (Fig. 162) angetrieben wird. Nach Öffnen des Absperrventils strömt der durch 14 zugeführte Frischdampf durch die Kanäle 19 zu den Einlaßventilen 2 und durch das jeweilig geöffnete Einlaßventil und den Kanal 20 in den Zylinder, den er nach der Arbeitsleistung durch denselben Kanal, aber durch das entsprechende Auslaßventil 3 wieder verläßt. Hierauf

strömt er durch 21 und nach Öffnung des Einlaßventils durch den Kanal 22 in den Niederdruckzylinder, aus dem er durch 23 ins Freie oder in einen Kondensator abgeführt wird. Die Zylinder sind nicht geheizt, sondern lediglich von einem Blechmantel 24 umgeben, wobei der Raum zwischen Mantel und Zylinder mit einem schlechten Wärmeleiter ausgefüllt ist. Zur Inbetriebsetzung der Maschine dient ein Schaltwerk, das in einen in das Schwungrad eingegossenen Zahnkranz 25 eingreift. Bei hochgespanntem Dampf (10 at und darüber) und großen Leistungen finden vorteilhaft die *Dreifach-Expansionsmaschinen* Verwendung, die bis zu den größten Abmessungen gebaut werden. Sie empfehlen sich namentlich für wenig veränderliche Kraftleistungen, bei denen es auf größtmögliche Dampfersparnis ankommt. Ohne Kondensation werden sie selten ausgeführt. Bei den liegenden Dampfmaschinen wird die Anordnung der Firma Gebr. Sulzer in Ludwigshafen a. Rh., bei der auf einer Seite der Maschine Hoch- und Mitteldruckzylinder hintereinander liegen (Tandemanordnung) und auf der anderen Seite der Niederdruckzylinder, bevorzugt (s. Fig. 149). Die Antriebskurbeln sind hierbei um 90° gegeneinander versetzt. Das Dampfabsperrentil befindet sich, wie aus Fig. 122 zu ersehen ist, in der Mitte auf der oberen Hälfte des Hochdruckzylinders; dessen Steuerung wird vom Regulator beeinflusst, der seinen Antrieb von der Steuerwelle aus

mittels Schraubenräder erhält. Nur die Steuerung des Hochdruckzylinders ist als Ausklinksteuerung ausgebildet. Die Einlaßventile des Mittel- und Niederdruckzylinders erhalten eine ähnliche Steuerung wie die Auslaßventile, die nur von Hand einstellbar ist.

Während sich bei den liegenden Dreifach-Expansionsmaschinen die Zweikurbelmaschinen einer gewissen Beliebtheit erfreuen, werden bei der stehenden Bauart die Zylinder gewöhnlich nebeneinander angeordnet und die Kurbeln um 120° gegeneinander versetzt. Eine derartige Maschine zeigt die in Fig. 165 dargestellte Schiffsmaschine von 300 indizierten Pferdestärken der Firma Gebr. Sachsenberg in Roßlau a. d. Elbe. Als Steuerorgan finden Kolben- und Flachschieber Verwendung, die von Stephenson'schen Kulissen bewegt werden. Die Umsteuerung der Maschine erfolgt durch Drehen des an ihrer Vorderseite angeordneten großen Handrades 1, wodurch der Hebel 2 eine hin und her schwingende Bewegung erhält, die durch die Steuerwelle 3 auf die Hebel 4 übertragen wird, deren Enden durch die Stangen 5 mit den Kulissen 6 verbunden sind. Die Enden der Kulissen werden von den neben den Antriebskurbeln sitzenden Exzentern 12 angetrieben. Der im Gehäuse 7 sitzende Dampfabsperrschieber wird durch Drehen der Spindel 8 mittels des Handrades 9 geöffnet bzw.

geschlossen. Neben dem Hauptabsperrschieber sitzt noch ein Hilfsschieber 10, der durch ein Gestänge 11 geöffnet wird und durch die Leitungen 13, 14 Dampf in den Mittel- bzw. Niederdruckreceiver einläßt, um das für Schiffsmaschinen erforderliche rasche Anspringen zu sichern. Zur Schmierung der einzelnen Teile dienen neben den üblichen Schmierpumpen und Schmiergefäßen noch drei Ölbehälter 15, von denen Ölleitungen nach den verschiedenen Teilen führen. Der Abdampf wird in den hinter der Maschine liegenden Kondensator 16 geleitet, hinter dem eine Luftpumpe stehender Bauart angeordnet ist; der Antrieb dieser Luftpumpe erfolgt durch die Doppelhebel 17, die ihre Bewegung mittels der Gelenkstangen 18 vom Kreuzkopfe des Niederdruckzylinders erhalten. Da die Welle von dem auf ihr sitzenden Propeller einen axialen Schub erhält, ist ein Teil von ihr als Druckwelle ausgebildet und mit angeschmiedeten Ringen versehen, die sich gegen ein Drucklager 19 stützen.

Eine der beiden gewaltigen *Vierfach-Expansionsmaschinen* des Schnell dampfers *Kaiser Wilhelm II.* ist in der Abteilung „Schiffbau“ dargestellt.

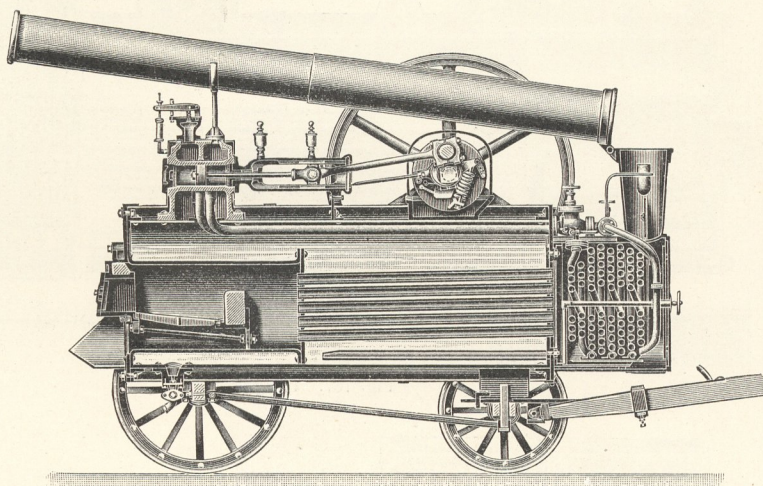


Fig. 166. Fahrbare Heißdampflokobile von R. Wolf.

Die Lokomobilen.

Die Lokomobilen sind von der Stelle bewegliche, mit allen Betriebsteilen, einschließlich des Kessels, auf einem Wagen angeordnete Dampfmaschinen. Sie werden benutzt, wo es sich um eine vorübergehende Arbeitsleistung handelt, wie bei Dreschmaschinen, Dampfpflügen usw., aber auch in Betrieben, die eine häufige Ortsveränderung der Maschine bedingen, wie Betrieb von Sägen im Walde, Trockenlegen von Baugruben usw. Eine derartige Lokobile zeigt Fig. 166. Der auf dem Wagengestell ruhende Röhrenkessel mit in der Rauchkammer angeordnetem Überhitzer dient als Unterlage für die liegende Dampfmaschine, deren Zylinder in dem Dampfdom eingelagert ist. Da die Zylinder und Lager unmittelbar auf der Kesselwandung ruhen, müssen Einrichtungen vorgesehen sein, die die Ausdehnungen beim Warmwerden des Kessels unschädlich machen.

Als Brennmaterial dienen Stein- und Braunkohle, Holz, Torf, Sägespäne, häufig auch, namentlich in Rußland und Rumänien, Stroh, Rohpetroleum und Naphtha (vgl. Fig. 79). Zur Vermeidung von Feuersgefahr müssen die Lokomobilen Funkenfänger tragen und dürfen nur

in feuersicher bedachten Gebäuden aufgestellt werden. Bei Lokomobilen, die einen in der Rauchkammer angeordneten Überhitzer besitzen, ist ein Funkenfänger überflüssig, da die glühenden Kohleteilchen der Rauchgase auf den kälteren Wandungen der Überhitzerschlange zum Verlöschen gebracht werden und infolge der fortwährenden Richtungsänderung in der Rauchkammer zu Boden fallen. Da es für die Haltbarkeit des Kessels und für gute Ausnutzung des Brennstoffs wichtig ist, die Kesselwand möglichst rein zu halten und Kesselstein schnell entfernen zu können, werden für die Lokomobilen meist ausziehbare Röhrenkessel (s. Fig. 83) benutzt.

Die einfachen Lokomobilen, etwa bis zu 30 Pferdestärken, werden in der Regel mit nur einem

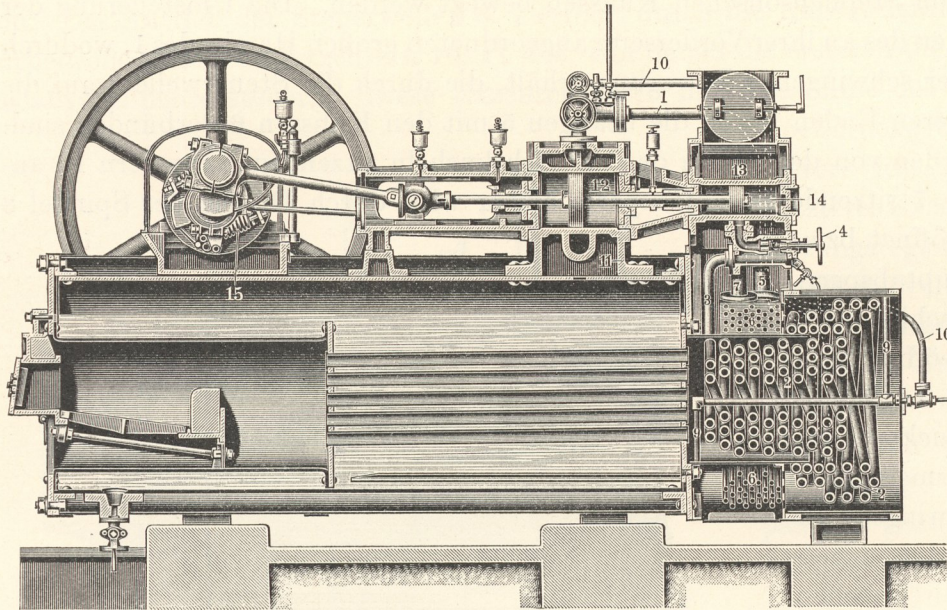


Fig. 167. Längsschnitt.

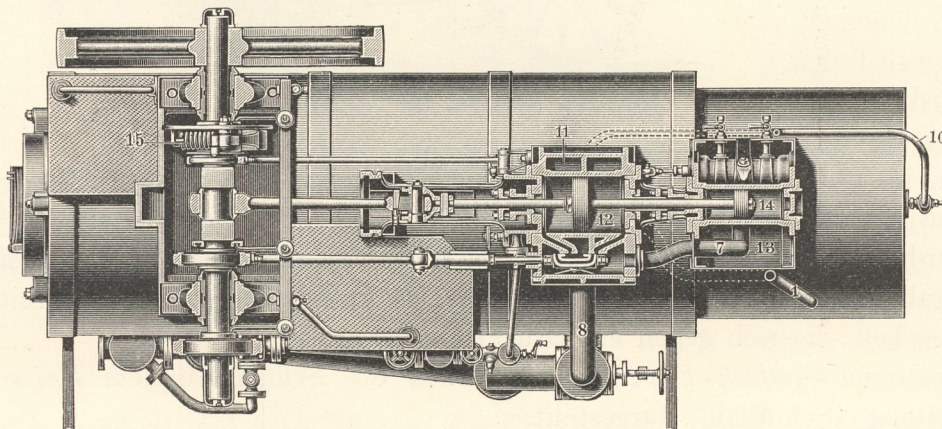


Fig. 168. Grundriß.

Fig. 167 und 168. Heißdampf-Tandemlokomobile von R. Wolf.

Zylinder und die kleineren nur mit einfacher Expansionssteuerung versehen, die von Hand auf verschiedene Füllungen eingestellt werden kann. Der Regulator wirkt hier auf eine Drosselklappe, die den Dampfzutritt und damit die Leistung und Umdrehungszahl der Maschine selbsttätig regelt (s. Fig. 130). Die größeren haben eine vom Regulator beeinflusste Ridersteuerung. Für größere Leistungen sind außerdem die Maschinen mehrzylindrig ausgebildet.

Die Betriebskraft der Lokomobile kann in mannigfaltiger Weise auf die Arbeitsmaschine übertragen werden. Zumeist erfolgt der Antrieb von dem als Riemen- oder Seilscheibe ausgebildeten Schwungrade. Durch Anbringen einer Pumpe auf dem Wagen kann die Lo-

komobile zu einer fahrbaren Pumpmaschine, durch Vereinigung mit einer Dynamomaschine zu einer provisorischen Beleuchtungsanlage benutzt werden.

Während früher unter Lokomobile allgemein eine fahrbare Dampfmaschine verstanden wurde, hat R. Wolf die sogenannte *Halb- oder Industrielokomobile*, die auf Tragfüßen gelagert ist, geschaffen, die in allen Industriezweigen große Verbreitung gefunden und zum Bau von Lokomobilen von sehr großen Leistungen, bis zu 1000 PS, geführt hat. Für diese großen Leistungen werden Verbundlokomobilen mit Kondensationseinrichtung benutzt. Gegenüber Maschinenanlagen mit getrenntem Dampfkessel nehmen diese Halblokomobilen nur wenig Raum ein und bedürfen keines großen Maschinenhauses und schweren Fundaments mit Verankerung. Sie sind rasch aufzustellen, die Bedienung ist einfacher, Reinigung und Revision sind bequemer, die Anschaffungs-, Aufstellungs- und Betriebskosten geringer als bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine gleicher Leistung. Auch fällt der bei getrenntem Dampfkessel durch lange Leitungen

unvermeidliche Dampfverlust fort. Ein weiterer wichtiger Fortschritt war die Einführung der *Heißdampflokomobile* von R. Wolf, dem die Lokomobile mit zweifacher Überhitzung gefolgt ist. Nach Versuchen haben derartige Lokomobile einen Dampf- und Wärmeverbrauch, der dem der besten ortfesten Maschinen gleichkommt. Fig. 167 und 168 zeigen die Anordnung einer *Heißdampf-Tandemlokomobile*. Der im Kessel erzeugte Dampf tritt, nachdem er den im Dampfdom 11 liegenden Niederdruckzylinder 12 beheizt hat, durch 1 in die größeren Windungen des Vorüberhitzers 2 und strömt aus diesen durch die kleineren, unmittelbar vor den Heizrohren liegenden Windungen und durch das Rohr 3 nach Öffnung des Absperrventils 4 zu dem in der Rauchkammer 13 angeordneten Hochdruckzylinder 14. Hat er in diesem expandierend gewirkt, so tritt er durch Rohr 5 in den als Aufnehmer dienenden Zwischenüberhitzer 6 und wird aus diesem durch 7 in den Niederdruckzylinder 12 geleitet, von dem aus er durch 8 in den Einspritzkondensator abströmt. Die aus den Heizrohren kommenden Verbrennungsgase bespülen also zunächst die in einem Blechmantel eingeschlossenen inneren Windungen des Vorüberhitzers, kehren dann ihre Bewegung um, umströmen dessen äußere Windungen, hierauf den als Nachüberhitzer ausgebildeten Aufnehmer 6 und gelangen nach Heizung des Hochdruckzylinders ins Freie. Zum Abrußen (Rußentfernung) der Heizrohre und Spirale dient die drehbare Vorrichtung 9, der durch Rohr 10 Dampf zugeführt wird. Dieser Dampf strömt durch kleine Öffnungen der senkrechten Rohre 9 aus und bestreicht die zu reinigenden Rohre. Als Steuerung dient für den Hochdruckzylinder ein entlasteter, von einem auf der Kurbelwelle sitzenden Achsenregler 15 beeinflusster Kolbenschieber, für den Niederdruckzylinder ein Trickschieber.

Abweichend hiervon rüstet die Firma Heinrich Lanz in Mannheim ihre Lokomobile mit Ventilsteuerung System

Lentz (Fig. 169) aus. Die Ventile sind unterhalb der Zylinder, und zwar in dem sonst ungenutzt bleibenden Zwischenraum zwischen Kessel und Zylinder, eingebaut. Quer zur Zylinderachse sitzt unter dem Zylinder die den Steuernocken 2 tragende Steuerwelle 1, die durch ein auf der Maschinenwelle sitzendes Exzenter in schwingende Bewegung versetzt wird und die Ventile entgegen dem Druck der Federn 3 öffnet. Fig. 170 zeigt die Seitenansicht einer Lanzschen Verbundlokomobile mit Schnitt durch die Kondensations- und Speisewassereinrichtung. Der Dampf fließt durch 1 aus dem Kessel nach dem Überhitzer und von diesem durch 2 nach dem Hochdruckzylinder. Der Antrieb der die Steuernocken tragenden Welle 18 erfolgt durch die Exzenterstange 3. Damit die im Abdampf enthaltene Wärme nicht mit dem Kühlwasser nutzlos verloren geht, sitzt zwischen Arbeitszylinder und Kondensator 8 noch ein Speisewasservorwärmer 5, dem der Abdampf durch 4 zuströmt und dann je nach Stellung des Wechselventils 6 entweder durch 7 ins Freie oder in den

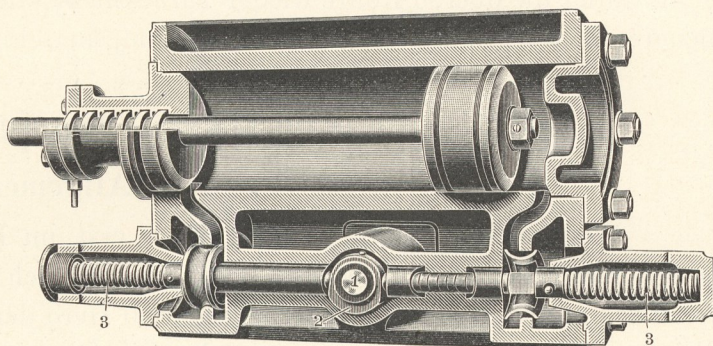


Fig. 169. Lokomobil-Ventilsteuerung System Lentz.

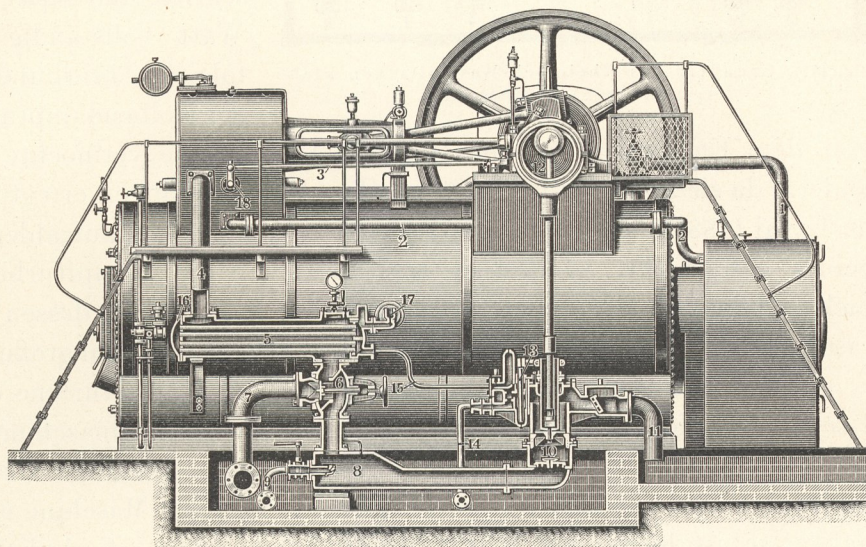


Fig. 170. Schnitt durch die Kondensations- und Speisewassereinrichtung einer Lanzschen Verbundlokomobile.

Kondensator 8 entweicht, der das Einspritzwasser durch 9 erhält. Kondensat und Kühlwasser werden durch die Pumpe 10, deren Kolben mit einem Ventil versehen ist, das beim Niedergehen des Kolbens dem Kondensat den Durchtritt nach dem Raum oberhalb des Kolbens gestattet, in das ins Freie führende Rohr 11 geleitet. Angetrieben wird die Pumpe vom Exzenter 12, das gleichzeitig die mit dem Pumpenkolben der Luftpumpe verbundene Speisewasserpumpe 13 antreibt. Diese saugt das Speisewasser durch 14 an und drückt es durch 15 in den Vorwärmer 5, von dem es zunächst die unteren Rohre durchströmt, hierauf an der hinteren Stirnwand bei 16 emporgeht, durch die oberen Rohre wieder zurückfließt und durch das Rohr 17 in den Kessel tritt. — In neuerer Zeit hat auch die Gleichstromdampfmaschine im Lokomobilbau Verwendung gefunden.

III. Die Dampfturbinen.

1. Allgemeines.

Wenn sich auch die Dampfturbine erst im Laufe der letzten 20 Jahre zu einer brauchbaren Kraftmaschine entwickelt hat, ist sie doch eigentlich die älteste Dampfkraftmaschine, denn schon vor über 2000 Jahren beschrieb Hero der Ältere Vorrichtungen, bei denen strömender Wasserdampf in einer dem Segnerschen Wasserrade (vgl. S. 24) ähnlichen Vorrichtung treibend

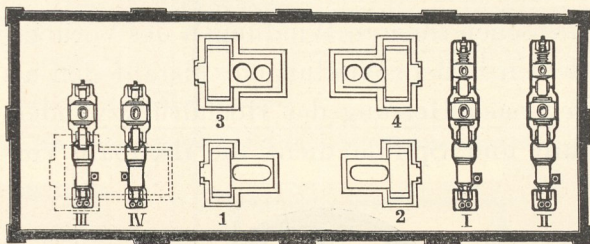


Fig. 171. Grundriß des Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerkes, Essen-Ruhr.

wirkte. Obwohl im Laufe der beiden nächsten Jahrtausende viele Konstruktionen auftauchten und von dem italienischen Mathematiker G. Branca 1628 sogar schon eine Freistrahlturbine beschrieben wurde, machte die Entwicklung doch keine weiteren Fortschritte und geriet nach den Erfindungen von James Watt vollständig ins Hintertreffen. Das hierauf folgende Jahrhundert wurde fast ausschließlich von der Kolbendampfmaschine beherrscht. Auch die 1884

von dem Engländer Parsons gebaute Axialturbine vermochte hieran zunächst noch nichts zu ändern, da sie zu wenig bekannt wurde. Aufmerksamkeit erregte erst die Erfindung des Schweden de Laval (1889); da aber seine Turbine sehr hohe Umlaufzahlen aufwies, blieb ihr Verwendungsgebiet beschränkt, so daß es schien, als ob die Dampfturbine eine weittragende Bedeutung nicht erlangen würde. Hier trat nun wieder Parsons ein, dessen Bemühungen und Erfolge der so rasch vor sich gegangene Umschwung der Verhältnisse zum großen Teil zugeschrieben werden muß.

Vor der Kolbendampfmaschine hat die Dampfturbine den Vorteil, daß sie lediglich im Kreise umlaufende Teile besitzt, während die Kolbenmaschine hin und her gehende Teile hat. Bei großen Maschinen erreichen diese Gestänge gewaltige Gewichte, die bei jedem Hube beschleunigt und verzögert werden müssen. Soll die Maschine einen einigermaßen ruhigen Gang haben, so ist hierzu ein sehr schweres Schwungrad erforderlich, ein Maschinenteil, der bei den Dampfturbinen ganz fortfällt. Desgleichen fehlt bei den Dampfturbinen die Steuerung, durch die Bau und Wartung großer mehrzylindriger Kolbenmaschinen kompliziert werden. Während Kolbenmaschinen meistens erst von Hand oder mit einer besonderen Maschine in die zum Anspringen geeignete Stellung gedreht werden müssen, gehen die Dampfturbinen sofort von jeder Stellung aus an. In bezug auf Wartung und Ölverbrauch (letzterer ist eigentlich nur bei den Lagern vorhanden) stellt die Dampfturbine geringe Anforderungen. Da der Dampf mit dem Öl nicht in Berührung kommt, fällt auch bei den mit Kondensation arbeitenden Turbinen der Ölabscheider fort, der bei Kolbenmaschinen unbedingt erforderlich ist, wenn das Kondensat als Kesselspeisewasser Verwendung finden soll. Schließlich ist noch ein großer Vorteil der Dampfturbinen ihr geringer Raumbedarf. Wie groß dieser, verglichen mit dem der Kolbenmaschinen, ist, zeigt der in Fig. 171 dargestellte Grundriß des Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerkes A.-G. in Essen-Ruhr. Die mit arabischen Ziffern bezeichneten Maschinen bedeuten Kolbendampfmaschinen, 1 und 2 solche zu je 600 PS und 3 und 4 solche zu je 1200 PS. Mit römischen Ziffern

sind die Dampfturbinen (System Brown, Boveri-Parsons) bezeichnet, und zwar I und II solche zu je 10000 PS und III und IV solche zu je 7500 PS. An der Stelle, an der die Dampfturbinen III und IV von insgesamt 15000 PS stehen, stand ursprünglich eine einzige Kolbendampfmaschine von 3500 PS. Die Figur zeigt ohne weiteres die bedeutende Platzersparnis, wobei nicht unberücksichtigt bleiben darf, daß die Kolbendampfmaschinen solche stehender Bauart waren, die außerdem in der Höhe bedeutend mehr Platz beanspruchten als die erheblich stärkeren Dampfturbinen.

Auch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit steht die Dampfturbine der Kolbendampfmaschine nicht nach. Überhitzter Dampf ist bei Dampfturbinen ebenfalls von Vorteil, nicht nur in wärmetechnischer Hinsicht, sondern auch, weil hierdurch wirksam das Eindringen kleiner Wasserteilchen in die Maschine verhindert wird, die wegen der großen Geschwindigkeiten starke Abnutzungen der Schaufeln zur Folge haben; solche Abnutzungen machen sich bei Verwendung überhitzten Dampfes so gut wie gar nicht bemerkbar. Von großem Einfluß auf den Dampfverbrauch ist die Höhe des Vakuums, da die Dampfturbine eine viel weitergehende Expansion zuläßt als die Kolbendampfmaschine.

2. Die Dampfturbinensysteme.

In der Dampfturbine leistet der Dampf durch Verminderung seiner Strömungsenergie Arbeit, in der Kolbenmaschine dagegen durch Verminderung seiner Spannungsenergie. Die zahlreichen Dampfturbinensysteme unterscheiden sich durch die Art, wie der Dampf durch die Leit- und Laufkanäle geführt wird und seinen Zustand dabei ändert. Nach der Wirkungsweise des Dampfes wird unterschieden zwischen *Druck-* oder *Aktionsturbinen* und *Überdruck-* oder *Reaktionsturbinen*. Bei den ersteren soll die Spannung oder der Druck des Dampfes beim Durchströmen der Laufradkanäle vom Eintritt bis zum Austritt gleichbleiben (daher *Gleichdruckturbine*). Der Dampf hat also vor und hinter dem Laufrade dieselbe Spannung und soll auf seinem Wege durch dieses lediglich seine Geschwindigkeit einbüßen, weshalb man diese Turbinen auch *Geschwindigkeitsturbinen* nennt. Bei den Überdruckturbinen ist die Dampfspannung beim Eintritt in die Laufkanäle höher als beim Austritt; daher heißen diese Turbinen auch *Spannungsturbinen*. Im Gegensatz zu den Druckturbinen werden sie stets voll beaufschlagt, d. h. der Dampf tritt ringsum am ganzen Umfange des Laufrades ein.

Fig. 172 zeigt schematisch die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse bei einer einstufigen Druckturbine. Hier wie im folgenden seien stets die Spannungslinien mit 1 und die Geschwindigkeitslinien mit 2 bezeichnet. Beim Durchströmen durch die Düse (Einströmungsrohr) 3 sinkt die Spannung des einströmenden Frischdampfes nach Kurve 1 von 1' auf 1'', während gleichzeitig die Geschwindigkeit nach Kurve 2 von 2' auf 2'' steigt. Der Dampf beaufschlagt sodann die Schaufeln des Laufrades 4, wobei seine Geschwindigkeitsenergie in Arbeitsenergie umgesetzt wird, was ein Sinken der Geschwindigkeit auf 2''' zur Folge hat. Würde die Geschwindigkeit Null werden können, so würde dem Dampf die gesamte Energie entzogen sein. Da der hydraulische Wirkungsgrad am besten ist, wenn die Umfangsgeschwindigkeit gleich der halben Dampfeintrittsgeschwindigkeit wird, so muß, da diese den Betrag von 1200 m in der Sekunde erreicht, also sehr hoch ist, das Laufrad sehr rasch laufen und bis 30 000 Umläufe in der Minute machen.

Mit derartig hohen Umdrehungszahlen laufende Kraftmaschinen lassen sich praktisch nicht verwerten; es sind daher die verschiedensten Mittel zu ihrer Herabsetzung vorgeschlagen worden. Das nächstliegende Mittel war die Einschaltung einer Übersetzung ins Langsame; ein anderes, von Riedler und Stumpf vorgeschlagenes, bestand in der Vergrößerung des Laufraddurchmessers, die bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit eine Verminderung der Umdrehungszahl zur Folge hat. Besser als diese beiden Mittel ist die Ausnutzung des Dampfes in mehreren aufeinanderfolgenden, verhältnismäßig langsam laufenden Turbinenrädern. Hier wird unterschieden zwischen *Druckturbinen mit Geschwindigkeits-* und solchen *mit Spannungsstufen*.

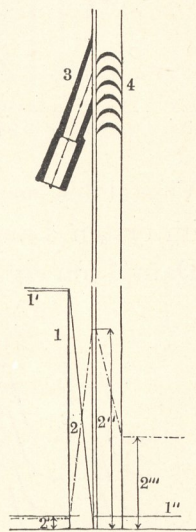


Fig. 172. Einstufige Druckturbine.

Bei ersteren (Fig. 173) erreicht der mit der Geschwindigkeit $2'$ zuströmende Dampf in den Leitradkäsen 3 zunächst wieder seine Höchstgeschwindigkeit $2''$, wobei seine Spannung von $1'$ bis auf Auspuff- bzw. Kondensatorspannung $1''$ sinkt. Die Gesamtgeschwindigkeit wird aber nicht wie bei der einstufigen Druckturbine in einem einzigen Laufrade ausgenutzt, sondern in drei aufeinanderfolgenden Rädern $4, 4', 4''$. In dem ersten büßt der Dampf ein Drittel seiner Geschwindigkeit ein und strömt hierauf in den zweiten Leitradkranz $3'$, in dem lediglich seine Richtung geändert wird. Seine Geschwindigkeit bleibt hierbei, wie aus der wagerechten Linie im Geschwindigkeitsdiagramm hervorgeht, unverändert. Der Dampf verliert dann im zweiten Laufrade $4'$ das zweite Drittel seiner Geschwindigkeit, wird im Leitrade $3''$ wieder gewendet und verläßt schließlich das letzte Laufrad mit der kleinsten Geschwindigkeit $2'''$. Bei den nach diesem Verfahren arbeitenden Turbinen sind sämtliche Laufräder ständig von Dampf gleicher Spannung umgeben, jedoch führt die hohe Anfangsgeschwindigkeit des Dampfes zu empfindlichen Stoß- und Reibungsverlusten.

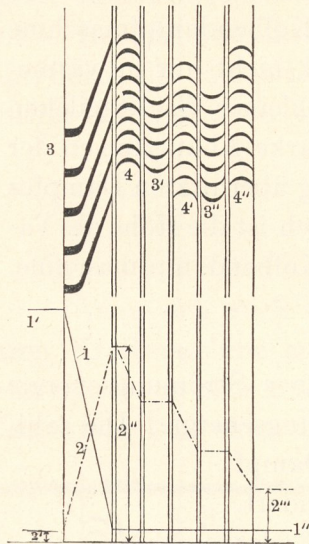


Fig. 173. Druckturbine mit drei Geschwindigkeitsstufen.

Während bei den bisher beschriebenen Turbinen das ganze Druckgefälle vor dem Eintritt in das erste Laufrad in Geschwindigkeit umgesetzt wurde, findet bei den Turbinen mit Spannungsstufen eine Unterteilung des Spannungsgefälles statt, ähnlich wie bei den Expansionsmaschinen. So läßt es sich erreichen, daß der Dampf in sämtlichen Laufrädern die gleichen Geschwindigkeiten besitzt. In den ersten Düsen oder Leitrad-schaufeln 3 sinkt seine Spannung in dem Beispiele gemäß Fig. 174 um ein Viertel des gesamten Druckgefälles. Der Dampf erreicht hierbei eine gewisse Geschwindigkeit $2'$, die im ersten Laufrade 4 in Arbeit umgesetzt wird. Im zweiten Leitschaufelsatze $3'$ dehnt sich der Dampf um ein weiteres Viertel aus und erreicht hierbei dieselbe Geschwindigkeit wie vor dem ersten

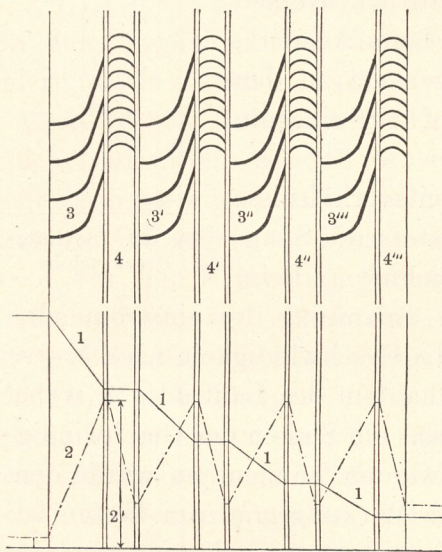


Fig. 174. Druckturbine mit vier Spannungsstufen.

Laufrade usw. Die Zahl der Druckstufen kann beliebig groß gewählt werden, so daß wenigstens theoretisch eine beliebig geringe Dampfgeschwindigkeit erzielt werden kann. Wie die wagerecht verlaufenden Spannungslinien des Dampfes unter den Laufrädern $4, 4', 4'', 4'''$ zeigen, findet innerhalb der Laufräder kein Spannungsabfall statt, es herrscht also unmittelbar vor und hinter jedem Laufrade derselbe Druck. In jedem der einzelnen Laufräder herrscht aber, wie aus der treppenförmig verlaufenden Spannungslinie 1 hervorgeht, ein niedrigerer Druck als in dem vorhergehenden. Die einzelnen Räder müssen also hier in tunlichst dampfdicht voneinander getrennten Räumen laufen. Ferner müssen sich allmählich die Durchtrittsquerschnitte der einzelnen Schaufelräder vergrößern, denn in jeder Zeiteinheit strömt, da die Geschwindigkeitsverhältnisse in allen Rädern die gleichen sind, durch die Schaufelräder wohl die gleiche Gewichtsmenge Dampf, keineswegs aber dasselbe Volumen, denn dieses hat sich durch die fortgesetzten Expansionen in den einzelnen Leitradern $3, 3', 3'', 3'''$ erheblich vergrößert. Diesem wird Rechnung getragen durch eine Ausbildung der Leiträder, bei der nicht nur der Umfang der Räder immer größer wird, sondern auch jedesmal größere Teile des Umfanges für den Dampfdurchgang freigelegt werden. Wenn man das verfügbare Spannungsgefälle so teilt, daß das Spannungsverhältnis zwischen einer höheren Spannungsstufe und der anschließenden niedrigeren Spannungsstufe den Wert von etwa 1,7 (kritisches Verhältnis) nicht überschreitet, so bedarf man der sich erweiternden Düsen nicht, sondern es genügen zur Erreichung des Zweckes einfache Überströmkanäle.

Durch die Vereinigung der beiden letztgenannten Bauweisen ist die *Turbine mit*

Spannungs- und Geschwindigkeitsstufen (Fig. 175 u. 176) entstanden. Zunächst wird, wie in Fig. 174, das Spannungsgefälle unterteilt und dann die bei jedem Spannungsabfall entstehende Geschwindigkeit nicht in einem, sondern in mehreren Laufrädern ausgenutzt. Der Linienzug 1 versinnbildlicht wieder die Änderungen der Spannungen und der Linienzug 2 die der Geschwindigkeiten. Im ersten Leitradkranze 3 sinkt die Spannung auf $1'$ und in dem zweiten $3'$ auf $1''$. Die beiden mit je zwei Laufradkränzen ausgerüsteten Laufräder 5, 6 drehen sich in zwei dampfdicht voneinander getrennten Abteilungen 7, 8, in denen die Spannungen $1'$ und $1''$ herrschen. Im ersten Laufradkranze 4 wird nur ein Teil der Dampfgeschwindigkeit in Arbeit umgesetzt. Der Dampf strömt aus diesem durch den Leitradkranz 9, in dem Geschwindigkeit und Spannung unverändert bleiben, der also nur dazu dient, die Richtung des Dampfes zu ändern (vgl. Fig. 173, Teil $3'$, $3''$), in den zweiten Laufkranz $4'$, in dem der Rest der Dampfgeschwindigkeit nutzbar gemacht wird. In dem sich an diesen anschließenden Leitradkranze $3'$ findet wieder ein Spannungsabfall unter gleichzeitiger Geschwindigkeitserhöhung statt. Die Arbeitsweise im Raum 8 vollzieht sich hierauf genau so wie in 7.

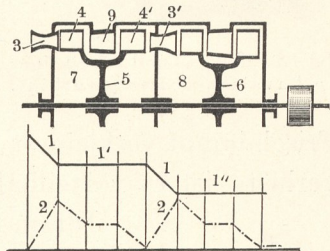


Fig. 175 und 176. Druckturbinen mit Spannungs- und Geschwindigkeitsstufen.

Bei den *Überdruckturbinen* erfolgt im Gegensatz zu den Druckturbinen, wie schon oben bemerkt ist, die Umsetzung der Dampfspannung in Geschwindigkeit auch auf dem Wege durch die Laufkanäle, so daß der aus den Kanälen des Laufrades austretende Dampf auch durch Rückdruck wirkt, weshalb diese Turbinen auch *Reaktionsturbinen* genannt werden. Der bei 7 zugeführte Dampf expandiert, wie der Linienzug 1 in Fig. 177 zeigt, fortlaufend durch sämtliche Radkränze. Die in den Leitradkränzen 3 erzeugte Geschwindigkeit wird in den Laufradkränzen in Arbeit umgesetzt. Hierbei kann die Geschwindigkeit nicht so tief sinken wie bei den Druckturbinen, da gleichzeitig in den Laufradkränzen 4 ein weiterer Teil des Spannungsgefälles in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Die Geschwindigkeit wird also, wie der Linienzug 2 zeigt, abwechselnd steigen und sinken, im ganzen aber allmählich steigen. Diese Steigerung der Geschwindigkeit geht jedoch nicht in demselben Maße vor sich wie die infolge der Expansion stattfindende Volumenvergrößerung des Dampfes, so daß die Durchflußquerschnitte der einzelnen Räder eine allmähliche Vergrößerung erfahren müssen. Da die Überdruckturbinen mit voller Beaufschlagung arbeiten, ist dieses nur möglich durch Vergrößerung der Raddurchmesser. Theoretisch müßte also jedes Rad größer sein als das vorhergehende. Mit Rücksicht darauf, daß dieses die Herstellung erheblich verteuern würde — denn eine derartige Turbine hat etwa 100 Druckstufen, also noch einmal soviel Räder —, hat man sich damit geholfen, daß man immer eine Anzahl Räder gleichgroß ausbildet, die Durchmesser also nicht allmählich, sondern sprungweise steigert. Da der Druck vor und hinter den Laufrädern 4 verschieden hoch ist, tritt eine in Richtung der Achse wirkende Schubkraft auf, die bestrebt ist, die Laufradachse zu verschieben. Zur Aufnahme dieses Druckes dienen die Ausgleichkolben 5, von denen so viele vorgesehen sind, wie die Turbine Abstufungen enthält. Die entsprechenden Räume stehen durch Rohrleitungen 6 miteinander in Verbindung, so daß derselbe Druck bestrebt ist, die Turbinenwelle einmal nach rechts, ein andermal nach links zu drücken; beide Drucke heben sich also auf. Weiter entsteht infolge der Druckunterschiede zwischen den einzelnen Rädern ein Spaltüberdruck, der eine Abdichtung zwischen den ruhenden und bewegten Teilen notwendig macht, da sonst der Dampf statt durch die Räder durch die Zwischenräume zwischen ihnen überströmt. Diese Abdichtung wird durch möglichste Annäherung der

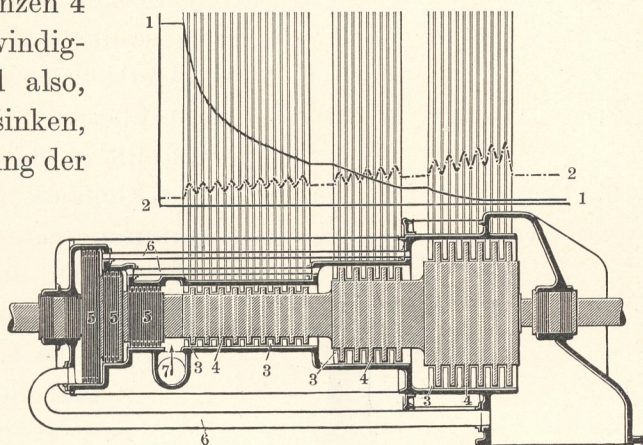


Fig. 177. Überdruckturbinen der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft.

bewegten Teile an die unbewegten erreicht, und zwar werden nicht die Stirn-, sondern die Mantelflächen der Räder möglichst dicht aneinander gebracht.

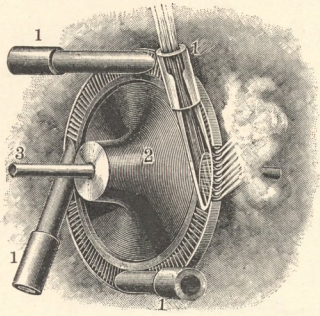


Fig. 178. Laufrad und Düsen einer de Laval'schen Dampfturbine.

3. Verschiedene Bauarten der Dampfturbinen.

Die Hauptvertreterin der einstufigen Druckturbine ist die *Lavalturbine*, eine Axialturbine, weil die Hauptströmungsrichtung des Dampfes der Umdrehungsachse 3 des Rades annähernd gleichgerichtet ist (s. Fig. 178). Am Umfange des Laufrades 2 sind die Dampfzuleitungsdüsen 1 verteilt. Der aus ihnen austretende Dampf durchströmt die Laufradschaufeln, wobei seine Geschwindigkeitsenergie in Arbeitsenergie umgewandelt wird. Die Regulierung der Turbine kann dadurch bewirkt werden, daß durch Verstellen des Ventilkegels 1 (Fig. 179) mittels des Handrades 2 die Zuströmöffnung für den Frischdampf verkleinert bzw. vergrößert wird. Zur Vermeidung der hierbei auftretenden Drosselverluste ist es vorteilhafter, je nach der Größe der gewünschten Leistung mehr oder weniger

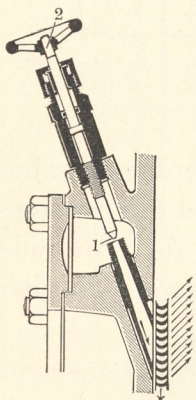


Fig. 179. Regulierventil einer Druckturbine.

Düsen gänzlich abzuschließen. Bei den hohen Umdrehungszahlen der Lavalturbine von 9000—30 000 in der Minute ist es von großer Wichtigkeit, daß der Schwerpunkt des Turbinenrades genau in die geometrische Rotationsachse fällt, da schon die geringsten Abweichungen gewaltige Fliehkräfte entstehen lassen. Ein derartig genaues Ausbalancieren ist aber praktisch nicht zu erreichen. De Laval half sich dadurch, daß er die Welle, statt sie zur Erhöhung ihrer Widerstandskraft besonders stark zu nehmen, im Gegenteil auffallend schwach und lang ausbildete. Der Erfolg ist der, daß sich infolge der nachgiebigen Turbinenwelle das Laufrad so einstellt, daß seine Schwerachse mit der Rotationsachse zusammenfällt. Zur Herabsetzung der hohen Umdrehungszahlen wird ein Zahnradgetriebe eingeschaltet, das die Bewegung im Verhältnis 1:10 bis 1:13 ins Langsame überträgt. Eine kleinere Lavalturbine zeigt Fig. 180 in Ansicht. Bei 1 wird der Dampf zu- und bei 2 abgeführt. 3 ist ein Handrad zum Verstellen

einer Dampfzuleitungsdüse und 4 das Gehäuse für ein von einem Achsenregler verstellbares Drosselorgan. Im Gehäuse 5 sitzt das Zahnradgetriebe, das die Bewegung auf die Vorgelegewelle und die auf dieser sitzende Riemenscheibe 6 überträgt.

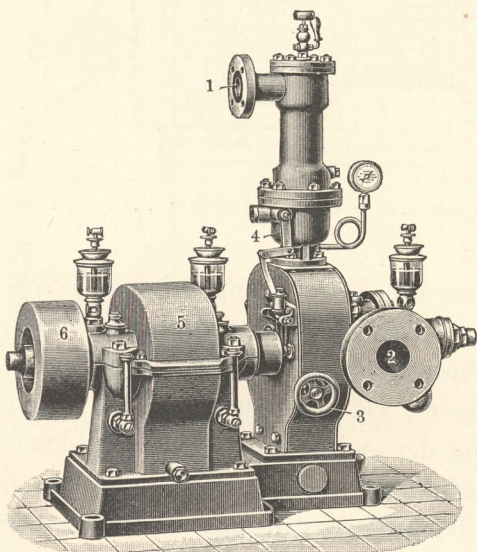


Fig. 180. Dampfturbine von de Laval.

Eine mit Geschwindigkeitsstufen arbeitende Dampfturbine ist die in den Fig. 181 und 182 schematisch veranschaulichte Turbine der Elektra-Dampfturbinen-Gesellschaft m. b. H. in Karlsruhe i. B. Die in den Figuren veranschaulichte *Elektraturbine* ist mit einer Druck- und vier Geschwindigkeitsstufen versehen. Auf der Welle sitzt fest der Laufradkörper 1, aus dem seitlich die Schaufeln 2 hervorragen. Durch Stutzen 3 tritt der Dampf in einen ringförmig um das Turbinengehäuse herumlaufenden Kanal 4, aus dem er in die einander gegenüberliegenden Düsen 5 gelangt. In diesen setzt er seine ganze Spannungsenergie in Geschwindigkeit um, durchströmt die Laufradschaufeln in radialer Richtung und gelangt in einen Kanal 6, der so gekrümmt ist, daß er den Dampfstrahl dem Laufrade zum zweiten Male zuführt. Dieses wiederholt sich, wie Fig. 182 zeigt, mehrmals, wobei beim

jedesmaligen Durchströmen des Dampfes durch die Laufradschaufeln ein Teil seiner Geschwindigkeit in Arbeit umgesetzt wird. Der stufenweisen Abnahme der Geschwindigkeit im Laufrade wird dadurch Rechnung getragen, daß die Querschnitte der Überströmkanäle ebenfalls entsprechend vergrößert werden. Schließlich gelangt der Dampf nach seinem letzten Durchgang durch das

Lauftrad in den Abdampfkanal 7, aus dem er ins Freie auspufft oder in den Kondensator strömt. Große Elektraturbinen werden als Verbundturbinen ausgeführt, d. h. das Druckgefälle wird in zwei Stufen zerlegt, von denen jede mehrere Geschwindigkeitsstufen erhält.

Eine andere mit Geschwindigkeitsstufen arbeitende Turbine ist die *Kienast-Turbine*. Bei dieser wird im Gegensatz zur Elektraturbine der Dampf nicht radial, sondern axial durch die Schaufeln geführt. *Die bauliche Ausbildung und Wirkungsweise einer solchen Turbine zeigt deren Klappmodell nebst Beschreibung.*

Zu den Turbinen mit Spannungsstufen gehört die in den Fig. 183 und 184 dargestellte *Zoellyturbine* der Firma Escher Wyß & Cie. in Zürich und Ravensburg. Wie bei Fig. 174 ausführlich auseinandergesetzt ist, ist das ganze Spannungsgefälle in zahlreiche Untergefälle zerlegt, die jedes für sich in den

Leitrad-schaufeln in Geschwindigkeit umgesetzt werden, und zwar derart, daß jedesmal, wenn eine solche Umsetzung stattgefunden hat, die erzeugte Geschwindigkeit zunächst in dem folgenden Laufrade durch Arbeitsabgabe vernichtet wird, worauf dann erst wieder durch den folgenden Spannungsabfall eine Steigerung der Geschwindigkeit hervorgerufen wird. Die Abdichtung zwischen den einzelnen Spannungsstufen erfolgt durch die aus Fig. 184 ersichtlichen Labyrinthdichtungen. Die Regelung ist bei diesen Turbinen eine indirekte (Fig. 185),

d. h. der Zentrifugalregulator wirkt nicht unmittelbar auf das Dampfeinlaßorgan ein, sondern auf den Steuerschieber eines mit Drucköl betriebenen Hilfsmotors (*Servomotors*), dessen Kolben 1 mit dem Dampfeinlaßorgan 2 in Verbindung steht. Sinkt die Belastung der Turbine, so wird durch den

Regulator die Steuerung so beeinflusst, daß das Drucköl oberhalb des Kolbens 1 zu- und unterhalb des Kolbens abfließt, so daß der Kolben mit dem Drosselschieber 2 nach unten bewegt wird. Diese Bewegung geht so lange vor sich, bis der zum Servomotor gehörige Steuerschieber, der sich gegenläufig zu dem Kolben 1 bewegt, wieder in seine Mittelstellung gelangt ist. Wie aus der dreieckigen Ausbildung der Durchlaßschlitze 3 ersichtlich ist, wird hierbei der Querschnitt für den Dampfzutritt verengt. Das Umgekehrte ist der Fall, wenn die Belastung der Turbine steigt, und Kolben und Schieber nach oben gehen.

Während die Elektra- und die Zoellyturbinen nach dem Prinzip der Geschwindigkeits- bzw. Spannungsstufen arbeiten, werden von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft Kombinationen gebaut, die, wie aus dem im oberen Teile der Fig. 186 dargestellten Diagramm ersichtlich ist, in

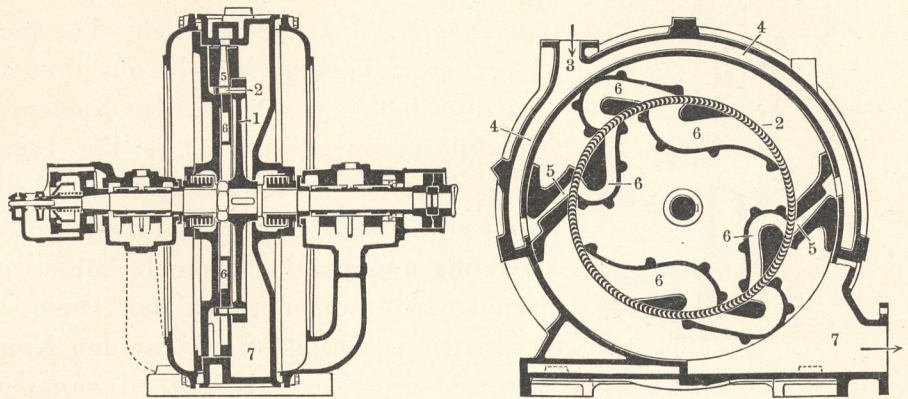


Fig. 181 und 182. Elektra-Dampfturbine mit einer Druck- und vier Geschwindigkeitsstufen.

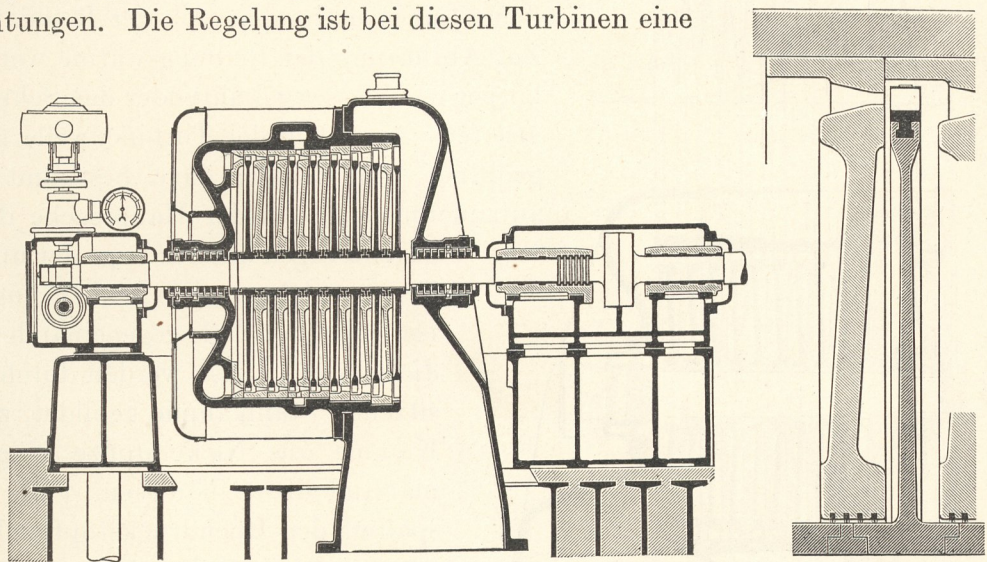


Fig. 183 und 184. Zoelly-Dampfturbine von Escher Wyß & Cie.

ihrem Hochdruckteile mit Geschwindigkeits- und in ihrem Niederdruckteile mit Spannungsstufen ausgerüstet sind.

Die hauptsächliche Vertreterin des Systems, bei dem mehrere Druckstufen vorgesehen sind, von denen jede wieder mehrere Geschwindigkeitsstufen (s. Fig. 176) besitzt, ist die *Curtisturbine*.

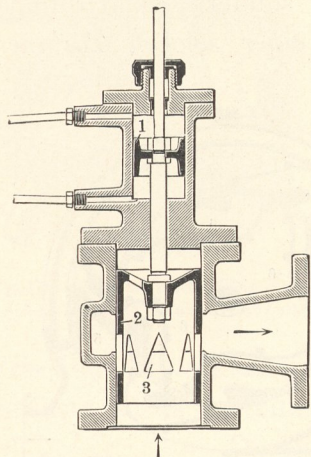


Fig. 185. Reguliervorrichtung der Zoellyturbine.

Während in Amerika ihre stehende Anordnung mit oberhalb der Turbine angeordneter Dynamomaschine gebräuchlich ist, baut die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft sie in liegender Anordnung; Fig. 187 zeigt den Längsschnitt durch eine solche Turbine kleinerer Leistung. Das Gehäuse dieser Turbine besteht aus drei Teilen, dem vorderen Deckel 1, dem Zwischendeckel 2 und dem Niederdruckgehäuse 3, das fest mit der Grundplatte verschraubt ist (s. Fig. 188). Schaubildlich ist das Innere der Turbine in Fig. 188 dargestellt. Der vordere Deckel sowie das erste Rad 4 sind abgenommen, und im Innern sind die der Länge der Beaufschlagung angepaßten Umkehrschaufelsegmente 5 und die kreisförmigen Durchtrittsöffnungen 10 zu den Düsen 11 der zweiten Stufe sichtbar. 26 ist der Anschlußstutzen für den Kondensator (Fig. 188). Das Ausführungsbeispiel ist als Turbodynamo gedacht; die Welle ist an drei Stellen gelagert, von denen zwei auf die Dynamomaschine entfallen. Die Schmierung der Lagerschalen erfolgt mit Drucköl, das mit einer Ölpumpe 12, wie in Fig. 189 veranschaulicht, den Lagerstellen zugeführt wird. Der Antrieb der Ölpumpe erfolgt von der Regulatorspindel aus, die ihrerseits ihren Antrieb durch Schraubenräder 13 (Fig. 187) von der Turbinenwelle erhält. Die Pumpe besteht aus zwei ineinander kämmenden Zahnrädern, die an ihren Stirn- und Kopfflächen genau in ein Gehäuse eingepaßt sind, und von denen eines undrehbar mit der Regulatorspindel verbunden ist. Zur Abführung der Reibungswärme werden entweder die Lagerkörper mit Wasser gekühlt oder das Schmieröl durch einen Kühler geleitet. Am Ende der Turbinenwelle ist ein Spurzapfen 27 angeordnet, der weniger dazu bestimmt ist, große axiale Kräfte aufzunehmen, als in der Hauptsache dazu, die Einstellung der gegenseitigen axialen Lage der umlaufenden und ruhenden Teile zu sichern. Die Abdichtung der sich drehenden und feststehenden Teile gegeneinander erfolgt durch *Labyrinthdichtungen*. Diese werden durch auf der Welle bei 18, 19 sitzende Stahlkämme gebildet, zwischen die feststehende Kämme aus Nickelbronze eingreifen. Als Dichtungsmaterial dient in diesem Falle Dampf, der den Ringspalten der Hochdruckstopfbüchse durch den Kanal 20 zugeführt wird. Der Dampf strömt durch die Dichtung von außen nach innen und gelangt hierbei in den inneren Ringraum 21, der durch eine Rohrleitung mit dem Ringkanal 22 der Niederdruckstopfbüchse 19 in Verbindung steht, aus der der Dampf durch das Vakuum in der Niederdruckstufe der Turbine angesaugt wird. Gerade an dieser Stelle ist die Dichtung besonders wichtig, um das Eindringen von Luft zu vermeiden, die das Vakuum verschlechtern würde, was durch den eindringenden Dichtungsdampf nicht in dem Maße der Fall ist, da dieser niedergeschlagen wird. Durch die kurzen äußeren Labyrinth 23, 24 wird das Austreten von Dampf in den Maschinenraum mit solcher Vollkommenheit verhindert, daß nur ein leichter Dampfhauch sichtbar wird, der auf der Hochdruckseite durch den kleinen Kamin 25 abgeführt wird.

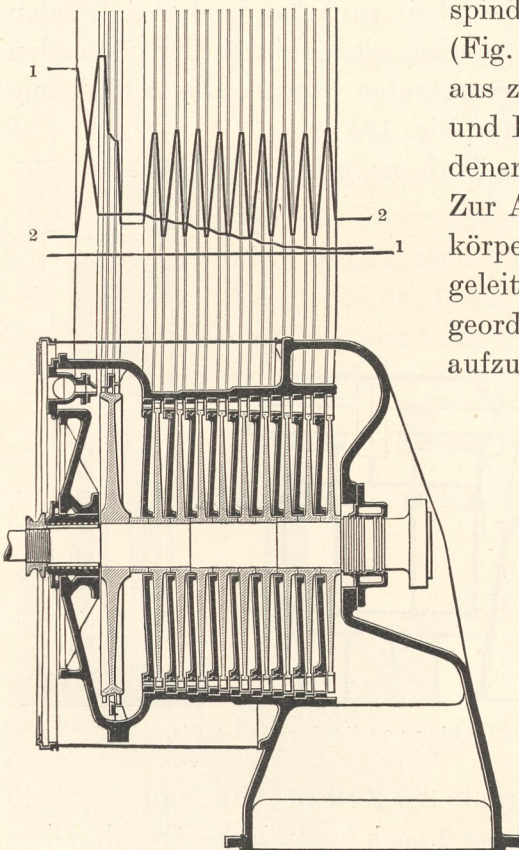


Fig. 186. Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (schematisch).

an dieser Stelle ist die Dichtung besonders wichtig, um das Eindringen von Luft zu vermeiden, die das Vakuum verschlechtern würde, was durch den eindringenden Dichtungsdampf nicht in dem Maße der Fall ist, da dieser niedergeschlagen wird. Durch die kurzen äußeren Labyrinth 23, 24 wird das Austreten von Dampf in den Maschinenraum mit solcher Vollkommenheit verhindert, daß nur ein leichter Dampfhauch sichtbar wird, der auf der Hochdruckseite durch den kleinen Kamin 25 abgeführt wird.

Der Frischdampf gelangt durch in Fig. 187 nicht dargestellte Anschlußstutzen in die Leitrad-düsen 6, in denen ein Teil seiner Spannung in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Von dieser wird die Hälfte in den Laufradschaufeln 7 durch Arbeitsabgabe vernichtet. Nach Durchströmung der Umkehrschaufeln 8, in denen Spannung und Geschwindigkeit unverändert bleiben, gelangt der Dampf in die Laufradschaufeln 9, in denen eine weitere Umsetzung der Geschwindigkeit in Arbeit erfolgt. Die Lauf-räder sind zwei-kränzig ausgebildet;

sie bestehen aus Stahl und besitzen am Umfang einen starken Wulst, der, was aus der Figur nicht ersichtlich ist, schwalbenschwanzförmige Eindrehungen erhält, in die die aus Nickelstahl angefertigten Schaufeln eingesetzt werden. Aus dem Druckraum 14 strömt der Dampf durch die Öffnungen 10 zu den Leitrad-schaufeln 11.

Der Arbeitsvorgang

im zweiten Laufrade ist derselbe wie im ersten. Nach der Arbeitsleistung strömt der niedriggespannte Dampf aus dem Raum 15 durch den Stutzen 26 (Fig. 188) in den Kondensator. Die Räume 14 und 15 werden durch eine Labyrinthdichtung 16 gegeneinander abgedichtet. Wie aus den Segmenten 5 und den am ganzen Umfang vorhandenen Durchströmöffnungen 10 (Fig. 188) hervorgeht, wird das erste Laufrad 4 partiell, das zweite vollständig beaufschlagt.

Die Regelung der Turbine erfolgt durch den Fliehkraftregler 17; dieser verstellt bei Schwankungen in den Umdrehungszahlen ein kleines Steuerorgan für den Zufluß des Drucköls zum Servomotor, der im Prinzip ebenso wirkt, wie bei Fig. 185 beschrieben. Das Drucköl für den Motor liefert die für die Lager-schmierung vorgesehene Räderpumpe.

Durch das vom Servomotor verstellte Drosselventil wird nicht nur die Menge, sondern auch die Spannung des der Turbine zugeführten Dampfes verringert. Da jede Drosselung einem Verluste gleichkommt, baut die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft ihre Turbinen so, daß neben der Drosselregulierung noch eine besondere Regulierung für die Dampfmenge vorgesehen ist. Dieses läßt sich ermöglichen, da das erste Laufrad partiell beaufschlagt wird. In Fig. 190 ist 1 der Zylinder für den Servomotor und 2 das von diesem verstellte Drosselventil. 3 sind die zu den Leitrad-düsen führenden Dampfkanäle, die je nach Bedarf durch die kleinen Ventile 4 geschlossen

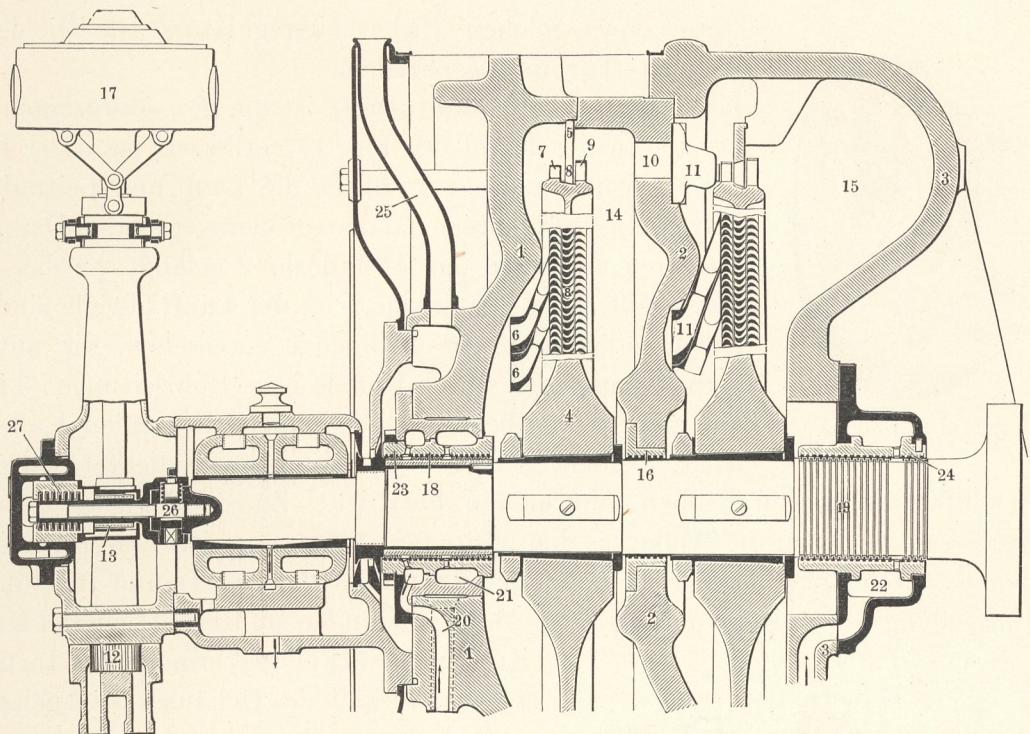


Fig. 187. Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (Längsschnitt).

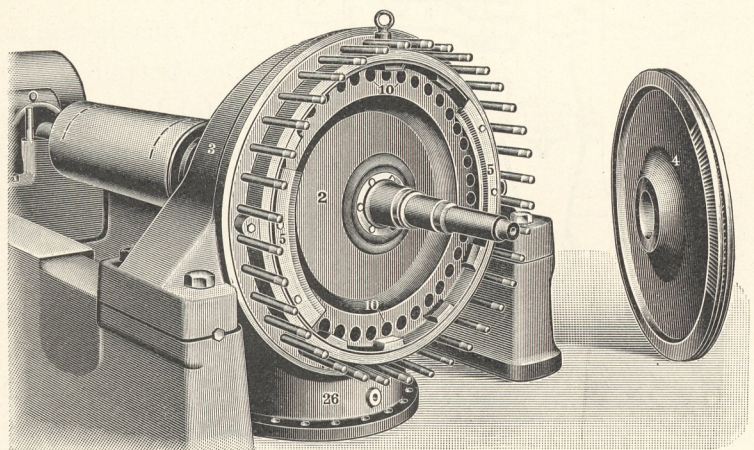


Fig. 188. Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (geöffnet).

oder geöffnet werden. Diese Ventile werden entweder mit der Hand durch die Hebel 5 gesteuert, oder automatisch von dem Druckkolben. Auf diese Weise läßt sich eine Regulierung der Turbine ohne wesentliche Drosselverluste ermöglichen. Neben der Reguliervorrichtung ist noch ein Sicherheitsregulator (s. Fig. 187, Teil 26) vorgesehen, der lediglich dazu dient, ein Durchgehen der Maschine dadurch zu verhindern, daß er bei einer bestimmten Überschreitung der Umdrehungszahl eine Schnellschlußvorrichtung für das Dampfeinlaßventil auslöst. Die Wirkungsweise eines solchen Sicherheitsregulators ist bei dem Klappmodell der Kienast-Turbine beschrieben.

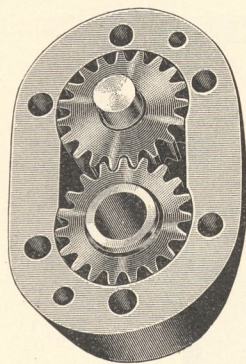


Fig. 189. Öl-pumpe.

Eine Überdruckturbine ist die *Parsonsturbine*, deren Wirkungsweise bereits an der Hand der Fig. 177 erläutert ist. Der Dampf (Fig. 191) tritt bei 1 ein und expandiert durch die Lauf- und Leitrad-schaufelkränze, deren Durchmesser entsprechend dem größer werdenden Dampf-volumen zunehmen, hindurch, bis er in das Abflußrohr 2 gelangt, an das sich der Kondensator anschließt. Auf der linken Seite der Laufradwelle sind von 1 bis 3 die Ausgleich- oder Gegendruckkolben 4 vorgesehen, die mit den entsprechenden Expansionsstufen durch Kanäle bzw. Rohrleitungen 5 in Verbindung stehen. Die sich mit großer Geschwindigkeit drehenden Kolben müssen gegen den feststehenden, gußeisernen Zylinder abgedichtet sein, da der Dampfdruck vor und hinter den Kolben verschieden hoch ist. Zu diesem Zwecke sind hier wie an den Stellen 8, an denen die Welle aus dem Zylindergehäuse austritt, Labyrinthdichtungen vorgesehen, denen (durch Rohr 11 aus Schieberkasten 23 in Fig. 192, 193) Dampf zugeführt wird. Eine genaue Einstellung des Spielraumes zwischen den rotierenden und feststehenden Kränzen wird durch das Kammlager 7 (Fig. 191) ermöglicht. Im übrigen ist die Laufradwelle außerhalb des Gehäuses bei 6 gelagert. Für Schmierung wird das Öl den Lagern unter Druck zugeführt. Mittels einer ventillosen Ölpumpe 9 wird das Öl aus einem im Turbinenfundament vorgesehenen Behälter angesaugt, auf einen Druck von etwa $1\frac{1}{2}$ at gebracht und durch die Rohrleitungen in den Raum zwischen Welle und Lagerschale gepreßt. Das verbrauchte Öl fließt durch 10 in den Behälter zurück und wird aus diesem zu einem neuen Kreislaufe wieder angesaugt. Der Antrieb der Ölpumpe erfolgt von der Turbinenwelle aus unter Vermittelung der Regulatorschnecke und eines im Ölbad arbeitenden Schneckengetriebes 13 durch die Welle 14. Der Druck des Öles wird so gewählt, daß er ungefähr dem spezifischen Drucke der Welle auf die Lagerschalen gleichkommt, so daß die Welle eigentlich durch das Öl getragen und hierdurch die Abnutzung der Lagerschalen sehr verringert wird. (Über Teil 12, 15, 16 siehe Erklärung zu Fig. 192.)

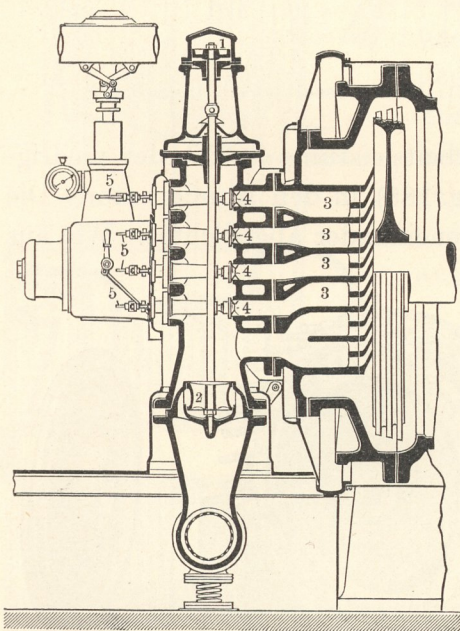


Fig. 190. Düsenregulierung, System Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft.

Besonders eigenartig ist bei dieser Turbine die Dampfzuführung und deren Regelung. Der Dampf wird nicht wie bei den vorher beschriebenen Turbinen in einem fortlaufenden Strahle zugeführt, sondern in einzelnen regelmäßig aufeinanderfolgenden Stößen, deren Zeitdauer von dem Regulator beeinflusst wird. Ist die Turbine nur gering belastet, so bleibt das Dampfzuführungsventil nur während eines kleinen Bruchteils eines solchen Zeitabschnittes zwischen zwei Stößen geöffnet; ist sie stark belastet, so füllt die Ventileröffnung fast den ganzen Zeitraum aus.

Der durch die Frischdampfleitung 1 (Fig. 192 und 193) zuströmende Dampf gelangt nach Öffnung des Hauptabsperrentils 29 mittels Handrades 17 zu dem Doppelsitzventil 28, das sich in der Minute etwa 150—250mal öffnet und schließt. Nach jedesmaliger Öffnung des Ventils strömt der Dampf in die Kammer 26 und aus dieser bei 2 zur Turbine (s. Fig. 191, Ringraum 1).

Unabhängig hiervon strömt der Dampf durch das Innere des Ventils 28 (Fig. 192, 193) in den Dampf-
vorraum 27 und aus diesem durch die Kanäle 21 unter den im Zylinder 3 des Servomotors spielen-
den Kolben 30, der mit dem Ventil 28 durch die Spindel 19 fest verbunden ist. Eine oberhalb des
Kolbens angeordnete Feder 20 drückt den Kolben nach unten und wirkt auf Schluß des Ventils.
Dieses bleibt in der Offenstellung, solange der Dampfdruck auf den Kolben 30 wirkt, schließt sich
aber nach Freigabe des Auslasses 22 durch den Kolbenschieber 24 des Servomotors. Schieber-
kasten 23 ist der deutlicheren Darstellung wegen in der Fig. 193 seitlich vom Dampfzylinder 3 ge-
zeichnet, während er

sich in Wirklichkeit hinter diesem befindet. Seine Bewegung erhält Kolbenschieber 24 von Welle 14 unter Vermittelung des Exzentergetriebes 4. Dieses erteilt dem bei 5 drehbar gelagerten Doppelhebel 6 eine hin und herschwingende Be-

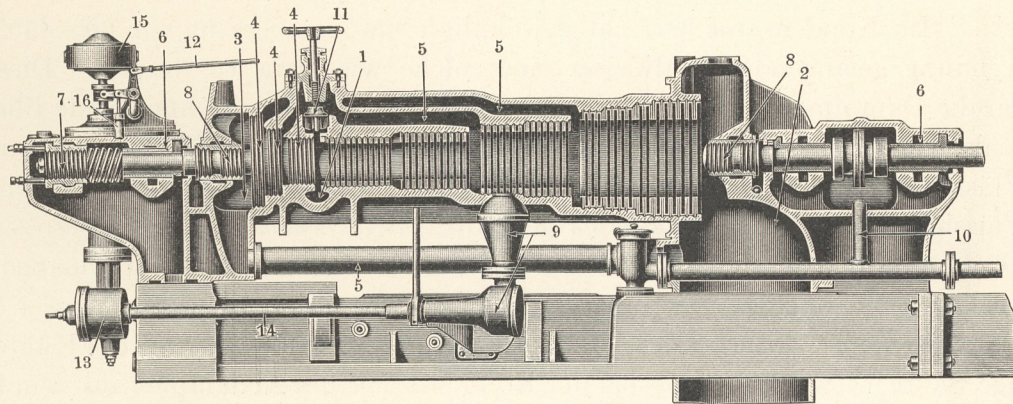


Fig. 191. Dampfturbine System Brown, Boveri-Parsons (Längsschnitt).

wegung, die durch den bei 25 angelenkten Winkelhebel 7 auf den Kolbenschieber 24 übertragen wird. Bei Belastungsänderungen verstellt der Fliehkraftregler 15, der durch die Federwage 16 während des Ganges der Turbine auf eine bestimmte Umdrehungszahl eingestellt werden kann, die Muffe 8, welche Bewegung das Gestänge 12 auf den Winkelhebel 7 überträgt und hierdurch den Kolbenschieber 24 gegen-

über dem Doppelhebel 6 tiefer bzw. höher stellt. Nunmehr dringt der Schieber mehr oder weniger tief in den Schieberkasten ein, wodurch die Öffnungsdauer des Dampfaustrittskanals 22 verändert wird. Bei größer werdender Öffnungsdauer wird das Ventil 28 durch die Feder 20 längere Zeit in der Schlußstellung gehalten; bei kleiner werdender tritt

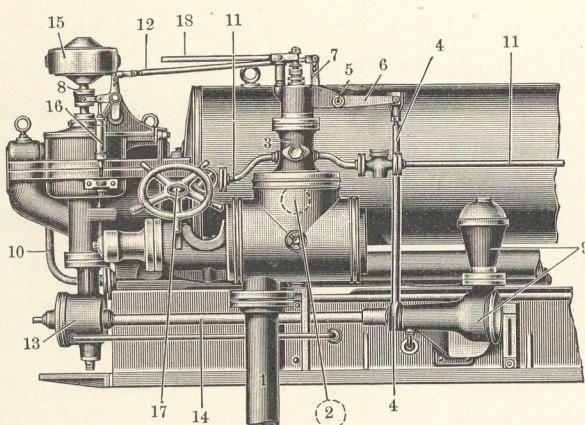


Fig. 192. Gesamtansicht.

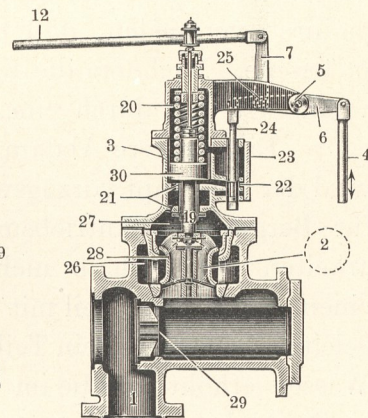


Fig. 193. Schnitt durch das Dampfeintrittsventilgehäuse.

Fig. 192 und 193. Dampfeinlaßapparat und Steuerungsmechanismus der Dampfturbine Brown, Boveri-Parsons.

das Umgekehrte ein. Im ersten Falle gelangen bei jedem Ventilhub kleinere, im letzten größere Dampfmen-
gen in die Turbine. Zur Inbetriebsetzung der Turbine wird das Doppelsitzventil 28
zunächst einmal mit dem Handhebel 18 angehoben.

Das über der Dampfeinlaßkammer 1 (Fig. 191) angeordnete Umlaufventil 11 gibt nach seiner Öffnung einen nach der zweiten Expansionsstufe führenden Kanal frei, durch den ein Teil des Frischdampfes unter Umgehung der ersten Expansionsstufe unmittelbar in die zweite gelangt, wodurch sofort eine bedeutende Steigerung der Turbinenleistung erzielt werden kann.

Für mehrere Verwendungsgebiete, wie z. B. für den Antrieb von Schiffen, ist es unbedingt erforderlich, daß die anzutreibende Welle in beiden Richtungen umlaufen kann, was der Dampfturbine unmöglich ist. Kleine Fahrzeuge erhalten zu diesem Zwecke ein Wendegetriebe, das zwischen Turbinenwelle und anzutreibender Welle eingeschaltet wird. Bei Turbinendampf-
ern

ist meist in der Mitte eine Hochdruckturbine und zu beiden Seiten je eine Niederdruckturbine angeordnet, wobei die Wellen der letzteren verlängert sind und Rückwärtsturbinen tragen, die bei der Vorwärtsfahrt leer mitlaufen. Soll mit dem Dampfer manövriert werden, so wird zu diesem Zwecke die Hochdruckturbine ausgeschaltet und der Dampf entweder in die Vorwärts- oder in die Rückwärtsturbine geschickt.

IV. Abdampfverwertung.

Im Kondensator herrscht gewöhnlich eine Temperatur von 60—45°, während das zur Verwendung gelangende Kühlwasser eine solche von etwa 15° besitzt. Dieses Wärmegefälle, das für die Dampfmaschine verloren ist, wird ausgenutzt, um leichtsiedende Flüssigkeiten, wie Ammoniak, schweflige Säure usw., zu verdampfen. Besonders die Versuche mit der letztgenannten Flüssigkeit, die schon bei —10° siedet, haben günstige Resultate ergeben. Die Dämpfe dieser Flüssigkeiten werden *Kaltdämpfe* genannt. Schwefligsäuredämpfe besitzen bei 60° bereits 11 at Druck und bei 15° einen Druck von 2,8 at. Die Anlage ist folgendermaßen zu denken. Während bei der gewöhnlichen Dampfmaschine im Oberflächenkondensator Wasser zum Kondensieren des Dampfes dient, findet bei der Abwärmekraftmaschinenanlage statt des Kühlwassers flüssige schweflige Säure Verwendung, die bei der Kondensation des Abdampfes aus dem flüssigen in den dampfförmigen Zustand übergeht. Der Kondensator der Dampfmaschine ist in diesem Falle gleichzeitig Verdampfer für die *Abwärmekraftmaschine*. Als Kraftmaschine wird eine Kolbenmaschine verwendet, für die eine Zylinderschmierung wegen der schmierenden Eigenschaft der schwefligen Säure entbehrlich ist. Bei dieser Maschine ist besondere Sorgfalt auf die Dichtungen zu legen, sowohl wegen der durch Undichtheiten auftretenden Verluste und des sich hierbei bemerkbar machenden lästigen Geruches, als auch um Vermischung der Schwefligsäuredämpfe mit Luft und Wasser zu vermeiden, da eine derartige Mischung Metalle angreift. Letztere Gefahr wird schon dadurch vermieden, daß die im System herrschenden Spannungen höher sind als die atmosphärische. Nachdem die Kaltdämpfe Arbeit geleistet haben, werden sie wieder durch Abkühlung verflüssigt und durch eine Pumpe dem Verdampfer von neuem zugeführt.

Eine andere Abdampfverwertung ist die in *Niederdruck- oder Abdampfturbinen*: In diesen wird der Abdampf vorzugsweise solcher Dampfmaschinen ausgenutzt, die wie die Fördermaschinen für Bergwerke, Antriebsmaschinen für Walzwerke nicht ununterbrochen, sondern stoßweise arbeiten und deshalb nicht mit Kondensation ausgerüstet sind. Der Auspuffdampf wird in einen großen, zum Teil mit Wasser gefüllten Behälter, den *Wärmespeicher* oder *Dampfakkumulator*, geleitet, in dem sich ein Teil des Dampfes niederschlägt, wodurch die Temperatur des vorhandenen Wassers erhöht und die im Abdampf enthaltene Wärme aufgespeichert wird. An diesen Behälter ist die Abdampfturbine angeschlossen, auf deren anderer Seite ein gutes Vakuum aufrechterhalten werden muß. Verbraucht die Abdampfturbine mehr Dampf, als die Hauptmaschine liefert, so entsteht im Wärmespeicher ein Spannungsabfall, der ein Nachverdampfen des erhitzten Wassers und Wiederansteigen der Spannung zur Folge hat. Hierdurch wird ein großer Teil der im Abdampf enthaltenen Wärme nutzbar gemacht.

Neben den vorstehend beschriebenen Verfahren, bei denen die Abwärme zum Betriebe nachgeschalteter Kraftmaschinen dient, findet sie auch für Heizungszwecke Verwendung, einerseits zum Heizen von Räumen, andererseits zum Anwärmen von Flüssigkeiten (Vorwärmer für Kesselspeisewasser u. a. m.).