

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 Vermittelung 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

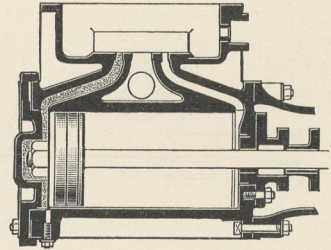


Fig. 105. Schädlicher Raum (fein punktiert).

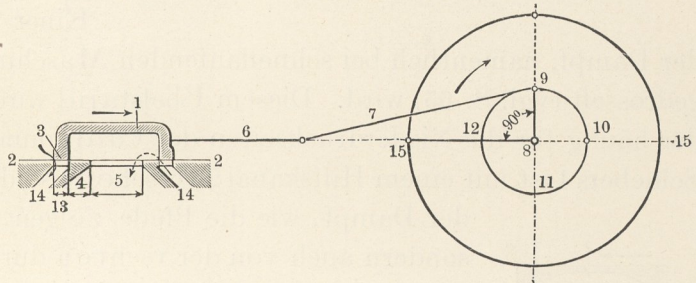


Fig. 106. Muschelschiebersteuerung für Vollfüllung.

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-

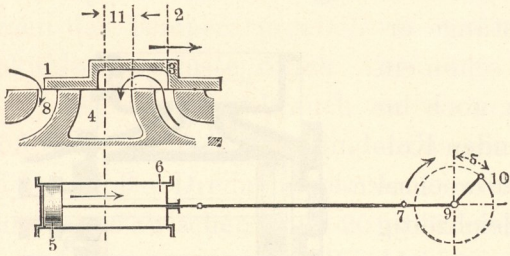


Fig. 107.

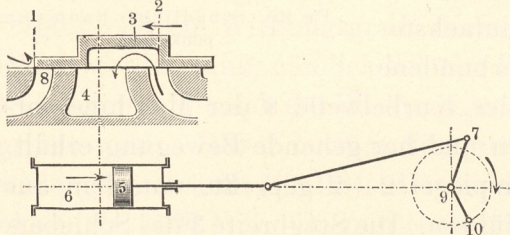
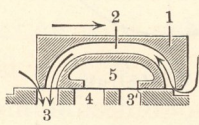


Fig. 108.

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 $90^\circ + \delta$ 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 Exzenterscheibe aus zwei durch Bolzen 4 zusammengehaltenen Hälften 5 und 6. Auf der Exzenterscheibe 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.

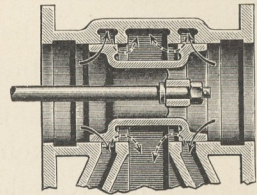


Fig. 110.
Kolbenschieber.

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

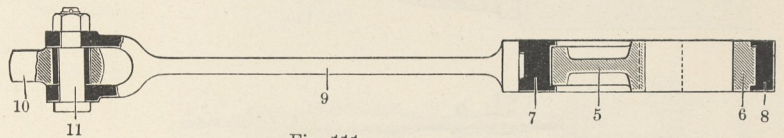


Fig. 111.

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

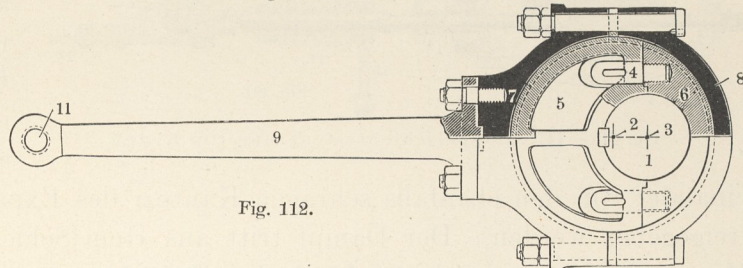


Fig. 112.

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

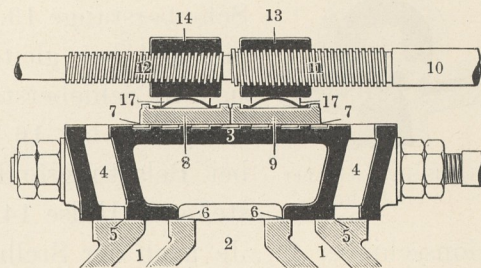


Fig. 113.

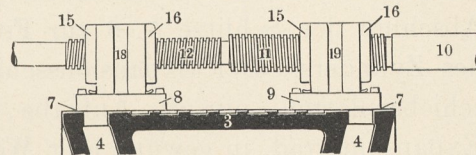


Fig. 114.

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

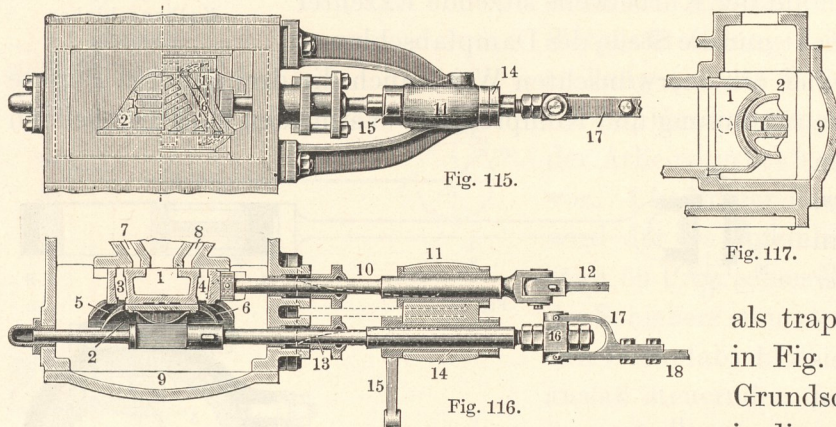


Fig. 115—117. Doppelschiebersteuerung von Rider.

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-

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

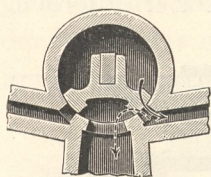


Fig. 118. Drehschieber oder Hahn.

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 Expansions-schieberplatten, 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 zwangläufig als auch als Ausklinkmechanismus ausgeführt wird.

Bei einer der ältesten Hahnsteuerungen, der *Corlißsteuerung*, werden die Einlaßhähne durch einen Ausklinkmechanismus gesteuert, während die Auslaßhähne zwangläufig bewegt werden. Fig. 119 zeigt eine zwangläufige 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.

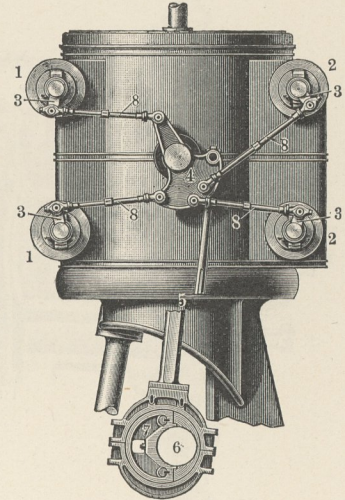


Fig. 119. Hahnsteuerung.

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.

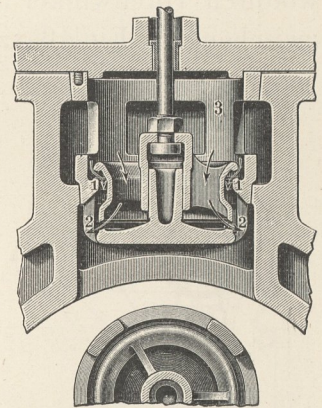


Fig. 120 und 121. Doppelsitzventil (Schnitt und Grundriß).

Bei den Ventilsteuerungen können nach der Art des Antriebes für die Einlaßventile zwei Hauptgruppen unterschieden werden, nämlich einerseits *zwangläufige* 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 zwangläufig gesteuert. Von den zahlreichen Ventilsteuerungen seien als Beispiel einer zwangläufigen 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

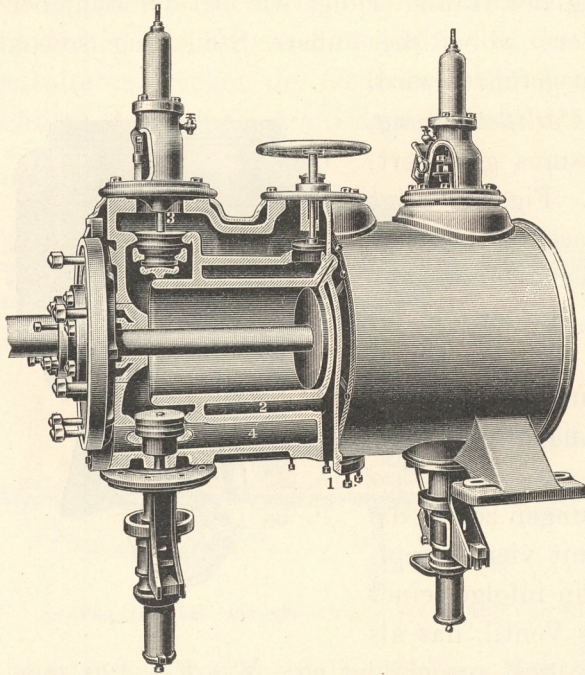


Fig. 122. Dampfzylinder mit eingebauten Viersitzventilen.

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 Trägheits-

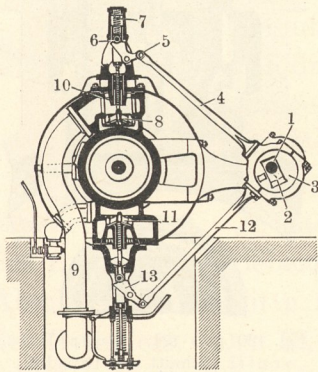


Fig. 123. Lentzsteuerung.

ringe 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

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 Ventilspindel 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

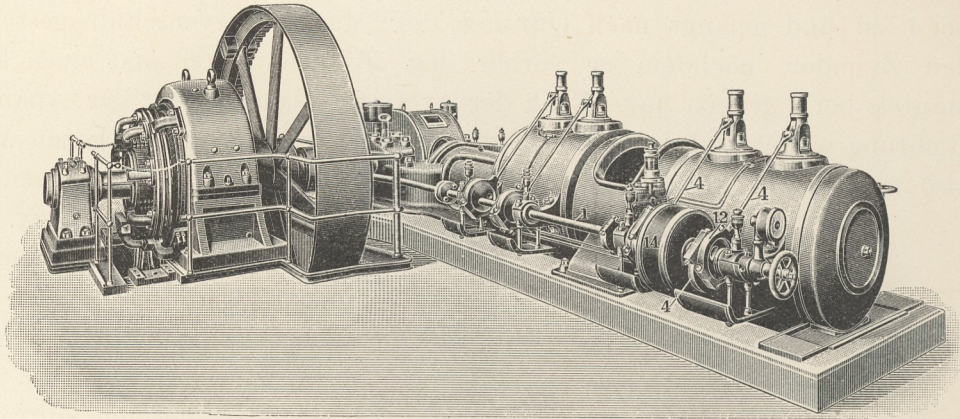


Fig. 124. 300 PS-Tandemdampfmaschine mit Lentzsteuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

schließt. Die Schlußgeschwindigkeit wird durch einen Luftpuffer geregelt, der von einem in dem Zylinder 17 gleitenden, an der Ventilspindel 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 Ventilspindel 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.

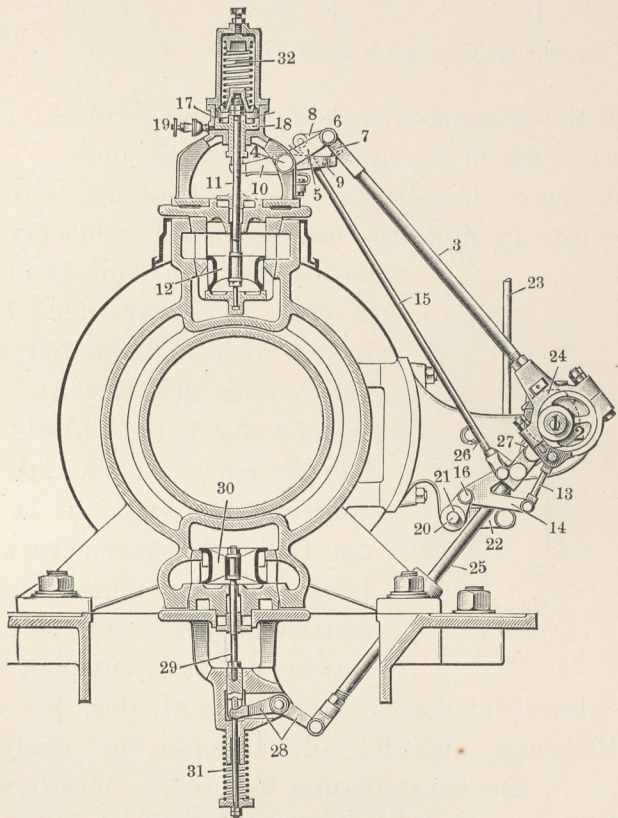


Fig. 125. Sulzersteuerung.

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.

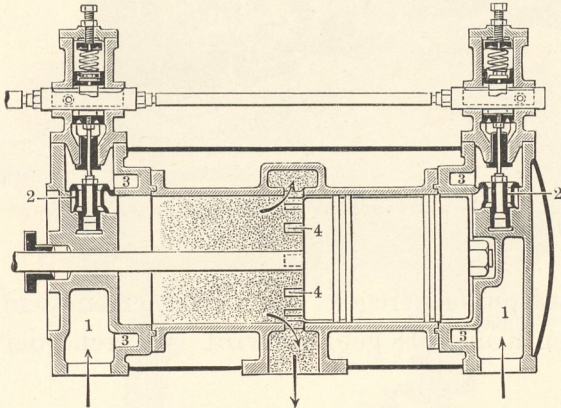


Fig. 126. Zylinder der Gleichstromdampfmaschine.

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.

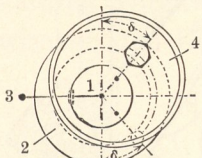


Fig. 127.

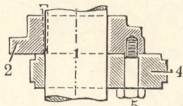


Fig. 128.

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.

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