

Die Dampfkraftmaschinen.

Von Dr. A. Witt, Berlin-Friedenau.

A. Die Dampfkessel.

Die Dampfkessel haben den für die Dampfkraftmaschinen erforderlichen Dampf zu erzeugen. Es sind allseitig geschlossene Behälter, in denen die in den Brennmaterialien aufgespeicherte Wärme dazu verwendet wird, Wasser in Dampf von höherer als atmosphärischer Spannung umzuwandeln. Die hierzu erforderliche Wärmemenge setzt sich aus drei verschiedenen Teilen zusammen. Soll beispielsweise Dampf von 1 at (Atmosphäre) Spannung, das ist ein Druck, der dem Drucke von 1 kg auf das Quadratcentimeter Fläche gleichkommt, erzeugt werden, so muß das zu verdampfende Wasser von 0° C zunächst in seiner Temperatur auf annähernd 100° C erwärmt werden. Diese Wärmemenge, die *Flüssigkeitswärme* genannt wird, beträgt 99,58 WE, wobei unter 1 WE (Wärmeeinheit) oder Kalorie die Wärmemenge zu verstehen ist, die 1 kg Wasser von 0° C zugeführt werden muß, um seine Temperatur auf 1° C zu erhöhen. Eine weitere Wärmemenge, *innere Verdampfungswärme* genannt, ist nötig, um das Wasser von 100° C in Dampf von 100° C umzuwandeln, d. h. es aus dem flüssigen in den dampfförmigen Zustand überzuführen. Diese Wärmemenge beträgt 497,02 WE. Schließlich ist nicht außer acht zu lassen, daß der Dampf ein größeres Volumen einnimmt als das Wasser, aus dem er hervorgegangen ist. Da sich der Dampf den hierzu erforderlichen Raum erst entgegen dem auf der Wasseroberfläche lastenden Drucke schaffen muß, ist eine dritte Wärmemenge vom 40,13 WE nötig, die *äußere Verdampfungswärme*. Je höher die Spannung des Dampfes ist, desto größer ist die zu seiner Erzeugung erforderliche Wärmemenge, jedoch wächst sie nicht in demselben Verhältnis wie die Dampfspannung, vielmehr nur ganz wenig mit der Spannung, so daß es für den Brennstoffverbrauch nicht sehr ins Gewicht fällt, ob Dampf von hoher oder niedriger Spannung erzeugt werden soll.

Folgende Tabelle nach Zeuner läßt den Dampfverbrauch im Verhältnis zur Spannung erkennen:

Druck in kg für 1 qcm	1	2	3	4	5	10	15	20
Gesamtwärme in WE	636,72	642,97	647,00,00	650,06	652,55	661,06	666,66	670,96

In der Hauptsache ist es die Flüssigkeitstswärme, die den Mehrbedarf an Wärme hervorruft, denn die innere Verdampfungswärme nimmt sogar ab und die äußere nur unwesentlich zu. Da weiter der hochgespannte Dampf eine viel größere Arbeitsfähigkeit besitzt als der niedriggespannte, ist es von Vorteil, möglichst hohe Dampfspannungen zu wählen, wobei allerdings zu beachten ist, daß mit der Dampfspannung auch die Verluste durch Abkühlung wachsen.

Der im Kessel erzeugte Dampf heißt *gesättigter Dampf*. Seine Spannung hängt lediglich von der Temperatur ab, und er kehrt schon bei der geringsten Temperaturerniedrigung in den flüssigen Zustand zurück. Da er bei seiner Entwicklung meistens Wasser mit sich reißt, führt er auch den Namen *Nasßdampf*. Um vollständig trockenen Dampf zu erzeugen, wird der gesättigte Wasserdampf, nachdem er den Kessel verlassen hat, nochmals beheizt, wodurch *überhitzter* oder

Heißdampf entsteht. Mit der Überhitzung, die in neuerer Zeit bis auf 400°C getrieben wird, ist bei gleichbleibender Spannung des Wasserdampfes eine Zunahme der Temperatur und des Volumens des Dampfes verbunden. Dem gesättigten Dampfe gleicher Spannung gegenüber besitzt der Heißdampf eine höhere Temperatur und ein größeres spezifisches Volumen (Rauminhalt von 1 kg Dampf). Der überhitzte Dampf beseitigt im Dampfmaschinenbetrieb, da er ein schlechterer Wärmeleiter als der gesättigte ist, die Kondensation in der Zuführungsleitung sowie die Eintrittskondensation im Zylinder; er kehrt auch nicht schon bei der geringsten Temperaturerniedrigung in den flüssigen Zustand zurück, sondern wird zunächst in den gesättigten übergeführt. Außerdem besitzt er eine etwas größere Arbeitsfähigkeit als gesättigter Dampf. Zum Betriebe der Dampfkraftmaschinen findet sowohl gesättigter als auch überhitzter Dampf Verwendung.

Die Hauptteile einer Dampfkesselanlage sind: 1. die Feuerungsanlage, 2. der Dampfkessel, 3. die Dampfkesselarmatur, 4. die Zubehörteile.

I. Die Feuerungsanlage.

Die Feuerungsanlage muß die Erzeugung einer möglichst großen Wärmemenge aus dem

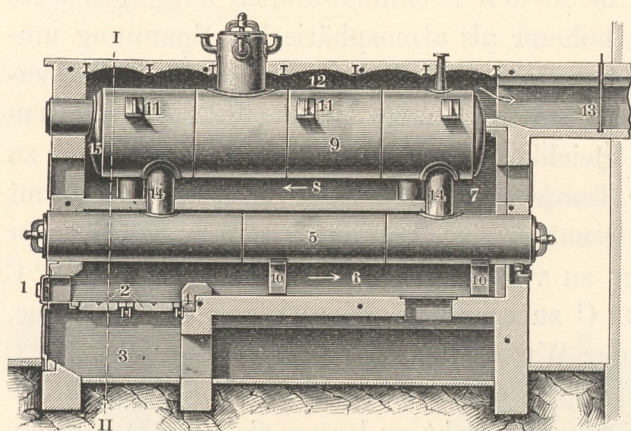
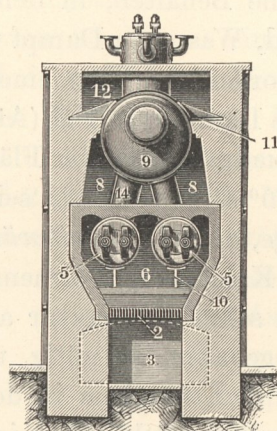


Fig. 74. Mehrfacher Zylinderkessel mit Unterfeuerung.



Querschnitt I II.

Brennmaterial und die möglichst vollkommene Abgabe dieser Wärme an das Wasser im Dampfkessel ermöglichen. Letzteres ist nur durch eine große Heizfläche zu erreichen. Unter der *gesamten* oder *feuerberührten Heizfläche* ist der von den Feuergasen bestrichene Teil der Kesseloberfläche (auf der Feuerseite gemessen) zu verstehen; die Gesamtheizfläche zerfällt in die unmittelbar von der strahlenden Wärme des Feuers getroffene *direkte Heizfläche*, und die ihre Wärme nur durch die Berührung mit den Feuergasen erhaltende *indirekte Heizfläche*. Die *wasserberührte Heizfläche* wird im Kesselinnern von Wasser gespült.

Die Feuerungsanlage besteht aus dem Feuerraum, den Heizkanälen oder Feuerzügen, in denen die aus dem Feuerraum kommenden Verbrennungsgase um oder durch den Kessel ziehen, und schließlich der Vorrichtung zur Erzeugung des für die Bewegung der Verbrennungsgase nötigen Zuges.

Als Brennmaterial finden feste oder staubförmige, seltener flüssige und gasförmige Stoffe Verwendung. Nach der Lage des Feuerraumes zum Kessel unterscheidet man *Unter-, Innen- und Vorfeuerung*. Bei der *Unterfeuerung* (Fig. 74) liegt der Feuerraum unter, bei der *Innenfeuerung* (Fig. 75) in und bei der *Vorfeuerung* (Fig. 76) vor dem Kessel. Alle drei Figuren zeigen Rostfeuerungen, und zwar die beiden ersten solche für feste Brennstoffe. Das Brennmaterial wird durch die Feuertür 1 (Fig. 74) auf den Rost geworfen. Dieser besteht aus vielen nebeneinander gelegten Roststäben 2; die Spalten zwischen ihnen dienen zum Durchtritt der für die Verbrennung nötigen Luft. Der in Fig. 74 und 75 dargestellte wagerechte oder schwach nach hinten geneigte Rost heißt *Planrost*. Die gesamte vom Rost eingenommene Fläche wird als *totale Rostfläche*, die durch die Rostspalten gebildete als *freie* und die übrigbleibende, von den oberen Flächen der hochkant stehenden Roststäbe eingenommene als *tote Rostfläche* bezeichnet. Unter dem Rost 2 befindet sich der Aschenraum 3, der durch eine Aschentür zugänglich ist.

Die von dem Rost 2 kommenden heißen Verbrennungsgase strömen über die Feuerbrücke 4 in den Heizkanal 6 und umspülen die beiden Unterkessel 5, die mit dem Oberkessel 9 durch Stützen 14

verbunden sind. Am Ende des Heizkanals 6 gelangen sie durch den Überströmkanal 7 in den Heizkanal oder Feuerzug 8, dessen obere Begrenzung durch den Oberkessel 9 und das sich gegen diesen legende Mauerwerk gebildet wird. Dieses Mauerwerk dient außerdem zum Tragen des Oberkessels, der sich, wie Querschnitt I II zeigt, mit seinen durch Nietung fest mit ihm verbundenen Pratzen 11 auf das Mauerwerk legt.

Zur Unterstützung der Unterkessel sind die Kesselfüße 10 angeordnet. Nachdem die Verbrennungsgase die wasserberührte Heizfläche des Oberkessels 9 bestrichen haben, umströmen sie dessen vordere Stirnfläche 15

und ziehen durch den Abzug 12, in dem sie den Dampfraum des Kessels berühren und zur Trocknung des Dampfes beitragen, in den *Fuchs*, d. h. den Verbindungskanal zwischen den Feuerzügen und dem Schornstein. Zwischen Fuchs und Feuerzügen befindet sich der Rauchschieber 13.

Fig. 75 und 79 zeigen das Beispiel einer *Innenfeuerung*. Der zylindrische Kessel ist in Fig. 75 der Länge nach von zwei weiten, unterhalb des Wasserspiegels liegenden Flammrohren 1 durchzogen, von denen jedes einen Rost enthält. Die Innenfeuerung gewährt eine gute Ausnutzung der Wärme und hat große Verbreitung gefunden. Die Heizgase umstreichen, nachdem sie die Flammrohre 1 verlassen haben, den Außenkessel meist in horizontalen Zügen, in der Figur zunächst den mittleren Teil 2 von hinten nach vorn und dann den unteren Teil 3.

Die *Vorfeuerung* (Fig. 76) liegt vor dem Kessel. Der Feuerraum ist von Mauerwerk begrenzt, das innen mit feuerfesten Steinen 1 bekleidet ist und als Wärmespeicher dient. Steigt die Temperatur im Feuerraum, so nimmt das Mauerwerk Wärme auf, die bei sinkender Temperatur wieder abgegeben wird. Besonders geeignet für Vorfeuerung sind Brennstoffe mit niedrigem Heizwert, wie geringere und mittlere Braunkohlensorten, Torf, Kohlenstaub usw. Dem Vorteil einer sehr guten Verbrennung stehen als Nachteile gegenüber die größeren Ausstrahlungsverluste durch das vor dem Kessel liegende Mauerwerk der Feuerung und der größere Brennstoffaufwand beim Anheizen. Der Wirkungsgrad der Vorfeuerung ist daher kleiner als der der Innenfeuerung.

Während bei den Planrostfeuerungen die Verteilung des Brennstoffes auf dem Roste durch den Heizer erfolgt, geschieht dieses bei den *Schrägrostfeuerungen* selbsttätig, denn bei ihnen sind die Roststäbe stark geneigt, so daß der von oben zugeführte Brennstoff in dem Maße selbsttätig nach unten nachsinkt, wie der Abbrand erfolgt. Die bekannteste Schrägrostfeuerung ist die als Innenfeuerung ausgebildete *Tenbrink-Feuerung* (Fig. 77).

Die Planroststäbe 1, die zur Verhinderung des Durchfallens unverbrannten Brennstoffes auf der oberen Hälfte mit horizontalen Stufen 2 versehen sind, sind in einer Quervorlage 6 untergebracht. Das Brennmaterial wird durch den Kanal 3 eingebracht und sinkt selbsttätig auf dem Roste nach unten nach. Auf der oberen Hälfte des Rostes findet lediglich eine Entgasung des Brennstoffes statt. Die sich hierbei entwickelnden Gase werden durch die von der unteren Hälfte

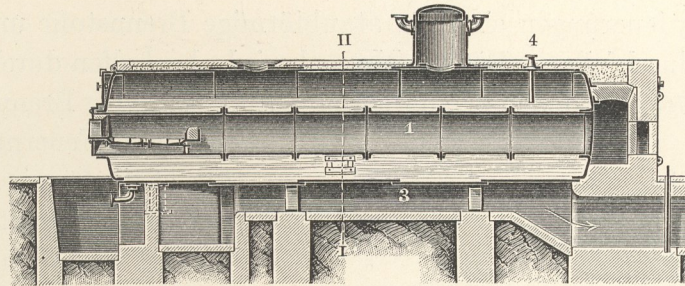
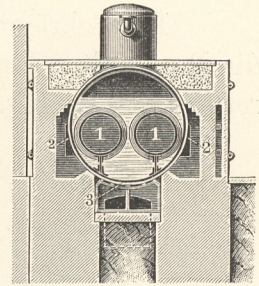


Fig. 75. Zweiflammrohrkessel.



Querschnitt I II.

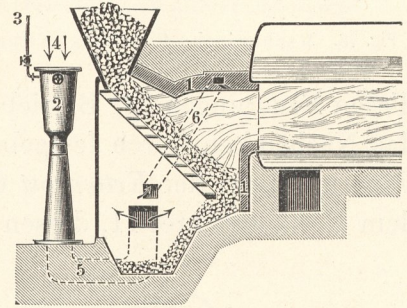


Fig. 76. Vorfeuerung (Treppenrost) mit Unterwindgebläse.

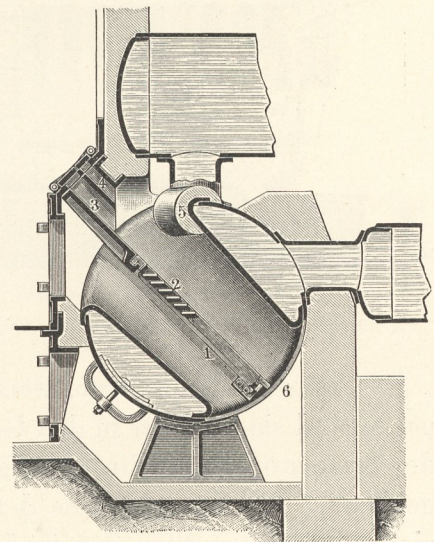


Fig. 77. Tenbrink-Feuerung.

des Rostes aufsteigenden heißen Verbrennungsgase entzündet und erhalten die zur Verbrennung nötige Luft in regelbarer Menge durch den Kanal 4. 5 ist ein Wulst aus feuerfestem Material, um die obere, den Verbrennungsgasen besonders ausgesetzte Begrenzung des Flammrohres zu schützen. Vorzüge der Tenbrink-Feuerung sind hohe Ausnutzung des Brennstoffes und rauchfreie Verbrennung bei geringem Luftüberschuß.

Die Schrägrostfeuerungen sind für staubförmige Brennstoffe unbrauchbar, da diese durch die Rostspalten hindurchfallen. Diesem Mangel wird abgeholfen durch die *Treppen- oder Stufenrostfeuerungen* (Fig. 76), bei denen ebenfalls der oben zugeführte Brennstoff selbsttätig nachsinkt.

Bei dieser Feuerung sind einzelne Platten derart stufenförmig übereinander angeordnet, daß die Rostspalten wagrecht oder schwach geneigt verlaufen. Als Brennstoff finden besonders Staubkohle, Koksgries, Sägespäne und dergleichen Verwendung.

In neuerer Zeit sind Feuerungen in Aufnahme gekommen, bei denen der Brennstoff nicht selbsttätig nachsinkt, sondern auf einem mechanisch bewegten Rost durch die Feuerung geführt wird. Es gestaltet sich bei

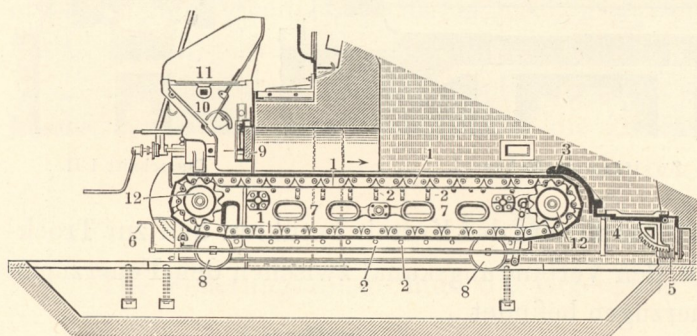


Fig. 78. Mechanische Feuerung (Kettenrost von Babcock & Wilcox).

diesen Feuerungen der Betrieb regelmäßiger als bei den Schrägrostfeuerungen, bei denen mitunter das Nachsinken durch festgebrannte Schlackenstücke gestört wird. Eine derartige mechanische Feuerung zeigt der *Kettenrost* der Firma Babcock & Wilcox (Fig. 78). Der Brennstoff gelangt aus dem Kohlentrichter 11, dessen Abflußöffnung mittels Drehschiebers 10 reguliert werden kann, auf

den Rost; dieser wird von einer aus kleinen Roststäben 1 zusammengesetzten, über zwei Kettenräder 12 laufenden Kette ohne Ende gebildet, die ihre Unterstützung durch Walzen 2 erhält. Das vordere Kettenrad wird durch ein Schaltwerk langsam angetrieben und erteilt dem Kettenrost eine Bewegung in der Richtung des Pfeiles. Kettenräder und Rost sind in zwei Seitenrahmen 7 gelagert, die auf vier Rädern 8 ruhen, so daß die ganze Rostanlage aus dem Feuerraum herausgezogen werden kann. Am Ende des Rostes ist ein Abstreicher 3 vorgesehen, der sich festsetzende Aschen- und Schlackenbestandteile auf die drehbar gelagerte Klappe 4 bringt. Das Heben und Senken dieser Klappe erfolgt durch Drehen der Schnecke 5 mittels Kurbel 6. Die Höhe der Kohlschicht kann durch den Schieber 9 geregelt werden. Den Einbau einer solchen Kettenrostfeuerung zeigt das aufklappbare Modell des Steinmüllerkessels.

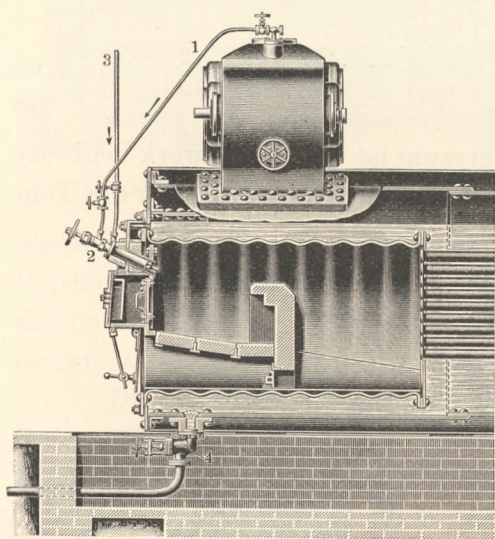


Fig. 79. Petroleumfeuerung (für Lokomobile).

Flüssige Brennstoffe werden in Deutschland wenig für Dampfkesselfeuerung benutzt; dagegen sind sie häufiger in den Gebieten, in denen Rohpetroleum gewonnen wird. Die Zerstäubung des Brennstoffes und Einführung in die Verbrennungskammer erfolgt meistens mittels Dampfstrahlgebläses. Fig. 79 zeigt eine derartige Feuerung für eine Lokomobile. Das Petroleum wird aus einem höher gestellten Gefäße durch Rohr 3 dem Düsenzerstäuber 2 zugeführt. Durch ein zweites Rohr 1 strömt vom Dom der Lokomobile aus Dampf direkt auf die Mündung der Petroleumdüse und bringt das austretende Petroleum zur Zerstäubung. Die Feuerbüchse ist teilweise mit Schamotteausmauerung versehen, die von der Flamme in glühenden Zustand versetzt wird. Durch mehrere Öffnungen in der Schamotteausmauerung wird die Verbrennungsluft von unten zugeführt und durch Berührung mit den glühenden Steinen hoch erhitzt, wodurch eine fast rauchlose Verbrennung entsteht. Da die Einführung des Dampfes in die Feuerung einen Wärmeverlust zur Folge

hat, haben auch Anordnungen Verwendung gefunden, bei denen das Strahlgebläse mit Preßluft betrieben wird oder durch eine Pumpe ersetzt ist.

Zum Ansaugen der zur Unterhaltung der Verbrennung nötigen Luft dient der *Schornstein (Esse)*, der, da er heiße, leichtere und infolgedessen nach oben steigende Gase enthält, eine lebhaft Luftzuströmung durch den Rost bewirkt. Wesentlich für die Zugkraft des Schornsteines ist seine Höhe, durch die auch eine Belästigung der Umgebung durch die Verbrennungsgase vermieden wird. Die Regulierung des Zuges erfolgt durch den Rauchschieber (Fig. 74, Teil 13). Die beweglichen Kessel (Lokomotiv-, Lokomobilkessel usw.), bei denen sich die Anordnung eines hohen Schornsteines verbietet, werden mit künstlichem Zuge betrieben, der durch Einblasen eines Dampfstrahles in das Abzugrohr der Feuergase oder mittels eines Ventilators erzeugt wird, der Luft vor oder hinter dem Rost einführt. Im ersteren Falle wirkt diese Luft drückend, im letzteren saugend auf die Verbrennungsluft. Eine derartige Vorrichtung zur Erzeugung künstlichen Zuges zeigt Fig. 76. Das Strahlgebläse 2, dem durch Rohr 3 Dampf zugeführt wird, saugt bei 4 Luft an und drückt diese durch den Kanal 5 unter den Rost. Ein Teil der Luft wird durch den Kanal 6 über den Rost geführt.

II. Die Kessel.

Die Dampfkessel sind allseitig geschlossene feste Gefäße, die zur Aufnahme des zu verdampfenden Wassers dienen. Als Material wird hauptsächlich Schweißisen, Flußeisen und Flußstahl verwendet, seltener Kupfer, Messing, Gußeisen.

Die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels wird ausgedrückt durch die *Beanspruchung* oder die *Anstrengung* des Kessels, das ist die Dampfmenge in Kilogrammen, die auf 1 qm Heizfläche in der Stunde erzeugt wird. Die von einem Kessel erzeugte Dampfmenge ist gleich der zugeführten Speisewassermenge und wird durch Wiegen der letzteren gemessen. Ungefähre Mittelwerte für die Anstrengung der Kessel sind:

für ortsfeste Kessel	12—30 kg	} Dampf auf 1 qm Heizfläche in 1 Stunde.
- Lokomotivkessel	35—60 kg	
- Schiffskessel	20—30 kg	

Nach der Größe der Heizfläche wird auch die Größe des Rostes bemessen, die außerdem von dem Brennmaterial abhängig ist. Für mittlere Steinkohle ist die totale Rostfläche für ortsfeste und Schiffskessel = $\frac{1}{25}$ — $\frac{1}{35}$, für Lokomotivkessel = $\frac{1}{50}$ — $\frac{1}{90}$ der Heizfläche, die sich aus der vom Kessel zu erzeugenden Dampfmenge ergibt. Soll beispielsweise der Kessel in der Stunde 1000 kg Dampf liefern und wird angenommen, daß auf 1 qm Heizfläche in der Stunde 20 kg Dampf erzeugt werden, so muß der Kessel eine Heizfläche von $\frac{1000}{20} = 50$ qm haben.

Die Güte eines Kessels richtet sich nach der Größe seiner *Verdampfungsfähigkeit* (kurz *Verdampfung*), das heißt nach der Dampfmenge in Kilogrammen, die in dem Kessel von 1 kg Brennmaterial erzeugt werden kann. Die Verdampfung ist abhängig von dem Brennmaterial und dem Kesselsystem. Es verdampft durchschnittlich:

1 kg Steinkohle	5,0—10 kg Wasser	(5,0—10fache Verdampfung)
1 kg Koks	4,5—8 - - -	(4,5—8fache - - -)
1 kg Braunkohle	3,0—5 - - -	(3,0—5fache - - -)

Von der im Brennmaterial enthaltenen Wärme werden bei Dampfkesseln ungefähr 60—80 Proz. nutzbar gemacht, in einzelnen Fällen noch mehr. Ein großer Teil der Wärme geht mit den abziehenden Verbrennungsgasen verloren, jedoch wird diese Wärme teilweise zur Erzeugung des Zuges nutzbar gemacht. Ein weiterer Verlust, dem durch Einmauern und Isolieren abgeholfen werden soll, entsteht durch Wärmeleitung und Wärmestrahlung.

Der von dem Kessel eingeschlossene Raum zerfällt in den *Dampfraum* und den *Wasser-raum*. Die Trennung zwischen beiden erfolgt durch die *Verdampfungsoberfläche*, das ist der Wasserspiegel im Kessel. Der Raum zwischen dem höchsten und niedrigsten Wasserstande des Kessels heißt der *Speiseraum*.

Nach der Größe des Wasserraumes können die Kessel eingeteilt werden in *Groß-* und *Kleinwasserraumkessel*. Erstere sind besonders geeignet als Dampferzeuger für unregelmäßigen Betrieb, z. B. für Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen usw. Der große Wasserinhalt des Kessels dient hier als Wärmespeicher. Findet infolge Dampfentnahme ein Druckabfall statt, so liegt die dem nunmehr im Kessel herrschenden Drucke entsprechende Siedetemperatur unter der Temperatur, die das im Kessel befindliche Wasser besitzt. Es kann also ein Nachverdampfen stattfinden, ohne daß Wärme von außen zugeführt zu werden braucht. Für gleichmäßige Dampfentnahme sowie für rasche Dampferzeugung eignen sich die Kleinwasserraumkessel.

Von großer Bedeutung für alle Kesselarten ist eine gute Wasserbewegung im Kessel. Abgesehen davon, daß hierdurch die Wärmeübertragung auf das Wasser gefördert wird, findet eine Verminderung der Bildung des Kesselsteines statt, wodurch der Nutzeffekt der Heizfläche bedeutend vergrößert, ungleiche Beanspruchung des Kesselmaterials eingeschränkt und die Dauerhaftigkeit des Kessels gesteigert wird. Je nachdem, ob die Strömung des Wassers im Kessel gleich oder entgegengesetzt der der Verbrennungsgase verläuft, werden *Parallel-* und *Gegenstromkessel* unterschieden. Nach der Bauart unterscheidet man noch *horizontale (liegende)* und *vertikale (stehende)* sowie hinsichtlich des Verwendungszweckes *stationäre (ortfeste)* und *mobile (bewegliche)* Kessel.

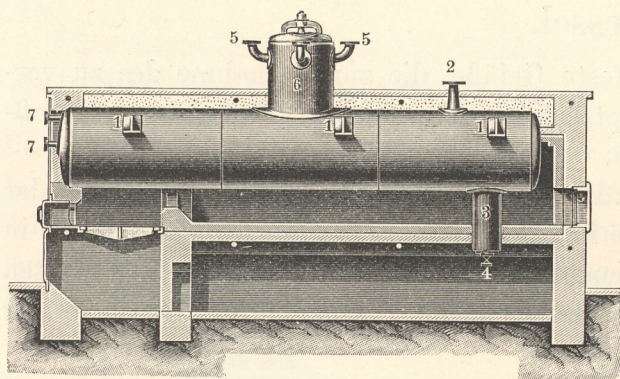
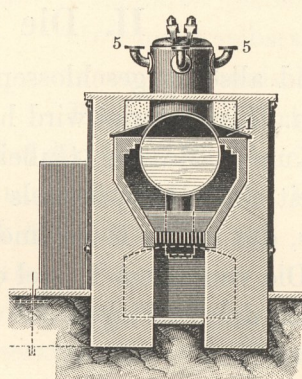


Fig. 80. Einfacher Zylinderkessel.



Querschnitt.

1. Der Walzenkessel.

Der Walzenkessel ist ein an den Enden durch ebene oder gewölbte Böden geschlossener, liegend oder stehend angeordneter Zylinder und stellt die einfachste Form aller Dampfkessel dar. Er wird nur noch in solchen Betrieben verwendet, in denen zur Heizung die abziehenden Gase anderer Feuerungen ausgenutzt werden. Bei eigener Feuerung befindet sich der Rost an einem Ende unter dem Kessel, der auf ungefähr zwei Drittel seines Umfanges in einem Zuge von den Heizgasen bestrichen wird. Der Kessel (Fig. 80) ist nach hinten schwach geneigt und legt sich mit Tragpratzen 1 auf das Mauerwerk. Die Speisung erfolgt bei 2 durch ein unter dem Wasserspiegel mündendes Eintauchrohr (s. hierzu auch Fig. 75, Teil 4). Infolge der stärkeren Erwärmung am vorderen Ende des Kessels erfolgt an dieser Stelle ein Emporsteigen des Wassers und ein Nachströmen des Frischwassers vom hinteren Ende des Kessels her. Heizgase und Wasser strömen also einander entgegen (*Gegenstromkessel*). An dem hinteren, tieferen Ende des Kessels ist ein Wasser- oder Schlamm sack 3 angeordnet, der mit Abblasehahn oder Ventil 4 versehen ist. Die Dampfentnahme erfolgt durch die Stutzen 5 des Dampfdomes 6, die außerdem noch zur Anbringung der Sicherheitsventile dienen. In dem Dampfdom ist ferner das Mannloch vorgesehen, das zum Einsteigen bei Reinigungsarbeiten dient. 7 sind die Anschlußstutzen für das Wasserstandsglas (vgl. den Abschnitt über Dampfkesselarmatur).

Vorteile des Walzenkessels sind seine Einfachheit im Bau und in der Bedienung. Er gehört zu den Großwasserraumkesseln und eignet sich daher besonders für Betriebe mit stark wechselndem Dampfverbrauch. Nachteile sind infolge der kurzen Feuerzüge schlechte Wärmeausnutzung und geringe Dampferzeugung. Ferner sammeln sich infolge des Wasserumlaufes von hinten nach vorn über dem Rost, also gerade an der heißesten Stelle, Kesselstein und Schlamm an und hindern den guten Wärmeaustausch. Die mehrfachen Zylinderkessel bestehen aus einem größeren, oberen Haupt- oder Oberkessel und einem, zwei oder drei kleineren, darunterliegenden Unterkesseln, die mit dem ersteren durch Stutzen verbunden sind (vgl. Fig. 74).

2. Flammrohrkessel.

Walzenkessel, bei denen die Heizgase, ehe sie den Kesselmantel umspülen, zunächst durch weite, den Kessel der Länge nach durchziehende und die Böden verbindende Rohre gehen, heißen Flammrohrkessel. Sie werden entweder mit Innen- (Fig. 75 und 81) oder Vorfeuerung (Fig. 86) ausgebildet. Nach der Anzahl der Flammrohre werden Ein-, Zwei- und Dreiflammrohrkessel unterschieden. Bei Kesseln mit einem Flammrohr liegt dieses in der vertikalen Kesselmitte oder seitwärts davon (*Seitenrohrkessel*; Teil 1 in Fig. 81). Die Flammrohre erhalten, da sie von dem unter Kesseldruck stehenden Wasser umspült sind, äußeren Druck und müssen deshalb versteift werden. Gegenüber glatten Flammrohren bieten erhöhte Festigkeit und zugleich größere Heizfläche gewellte Flammrohre (s. Fig. 86, Unterkessel). Dasselbe wird erreicht durch den Einbau von *Quersiedern* oder *Gallowayrohren* (Teil 2 in Fig. 81), worunter das Flammrohr diametral durchdringende Rohre zu versteifen sind. Einen Zweiflammrohrkessel zeigt Fig. 75. Für kleine Anlagen mit beschränkten Raumverhältnissen finden stehende Flammrohrkessel ohne Einmauerung Verwendung.

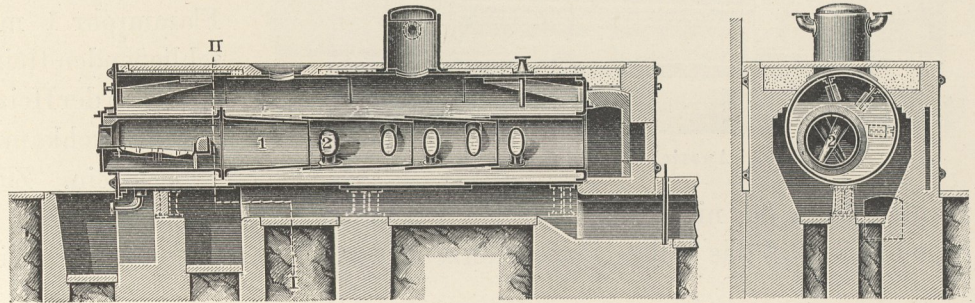


Fig. 81. Einflammrohrkessel mit Gallowayrohren.

Querschnitt I II.

3. Heizrohrkessel.

Die Heizrohrkessel sind nicht wie die Flammrohrkessel von 1—3, sondern von einer großen Anzahl außen vom Wasser umspülter Heiz-, Feuer- oder Rauchrohre durchzogen, wodurch eine

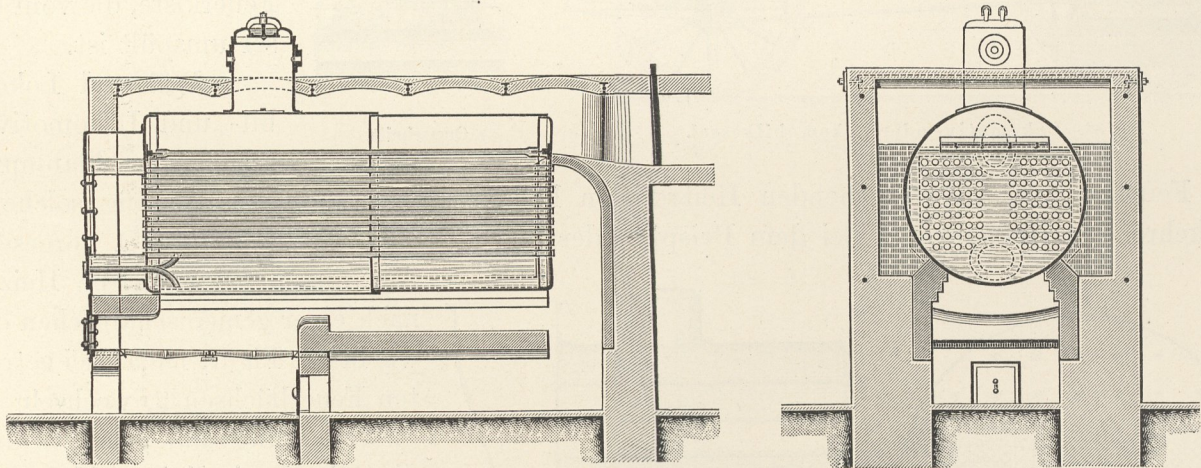


Fig. 82. Heizrohrkessel mit Unterfeuerung.

große Heizfläche bei geringem Kesselvolumen erzielt wird. Der Größe des Wasserraumes nach stehen die Heizrohrkessel zwischen den Großwasserraumkesseln (Walzen- und Flammrohrkessel) und den unten beschriebenen Wasserrohrkesseln mit meist nur verhältnismäßig kleinem Wasserraum. Wegen der großen Heizfläche entwickeln die Heizrohrkessel rasch Dampf, liefern aber infolge der kleinen Verdampfungsoberfläche nassen Dampf. Ferner sind Heizrohrkessel empfindlich gegen schlechtes Speisewasser, da die Reinigung der Heizrohre schwierig ist.

Einen Heizrohrkessel mit Unterfeuerung zeigt Fig. 82. Die Heizgase bestreichen zunächst die untere Hälfte des Kesselmantels, gehen an der hinteren Stirnseite nach oben und durchziehen dann die Rauchrohre. An der anderen Stirnseite des Kessels ändern sie ihre Richtung und verlassen den Kessel, nachdem sie in einem Oberzuge noch den Dampfraum bestrichen haben. Auch hier ist bezüglich der Unterfeuerung der Nachteil hervorzuheben, daß sich gerade an der Stelle

der größten Hitze Schlamm und Kesselstein ansammeln. Die Rauchrohre sind, wie die Querschnittsfigur zeigt, in zwei Bündeln angeordnet, um ein Befahren des Kessels zu ermöglichen. Die Speisung erfolgt am besten durch ein Einhängerohr, wie es in Fig. 75, Teil 4, zu sehen ist.

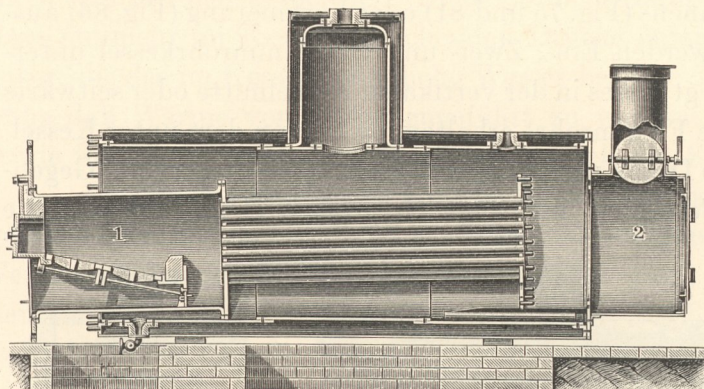


Fig. 83. Ausziehbarer Röhrenkessel.

Die vorstehend beschriebenen Kesselsysteme sind häufig miteinander kombiniert. Eine bekannte Kombination eines Flammrohrkessels mit einem Heizrohrkessel zeigt der in Fig. 83 dargestellte *Lokomobilkessel* mit ausziehbarem Rohrsystem. Der ausziehbare Teil besteht aus einem kurzen Flammrohr 1 mit den sich an dieses anschließenden Heizrohren. Nach dem Durchstreichen der Heizrohre gelangen die Heizgase in die Rauchkammer 2 und aus dieser in den Schornstein. Zum Schutze gegen Wärmeverluste trägt der nicht eingemauerte Kessel eine Blechummantelung. Der Vorteil dieses Kessels liegt darin, daß das Rohrsystem jederzeit leicht herausgenommen, gereinigt und wieder eingesetzt werden kann. Ähnlich ausgebildet ist der *Lokomotivkessel*, Fig. 84, nur befindet sich bei diesem der Rost nicht in einem Flammrohre, sondern in einer kastenartig ausgebildeten Feuerbüchse oder Feuerkiste, die vom Wasser umspült ist.

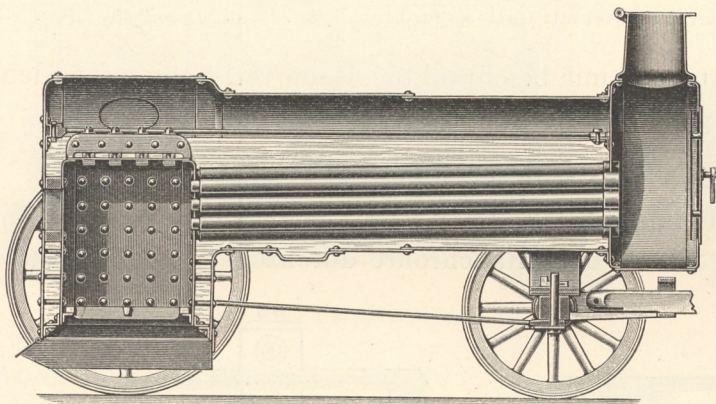
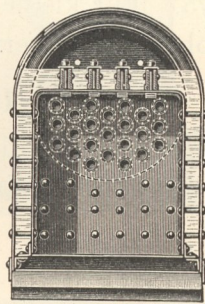


Fig. 84. Lokomotiv- oder Lokomobilkessel.



Querschnitt.

bzw. Feuerbüchsen mit vorgehenden Heizrohren haben, zeigen *Schiffskessel* häufig solche mit rückkehrenden Heizrohren. Bei dem Beispiel der Fig. 85 sind drei Flammrohre 1 vorgesehen.

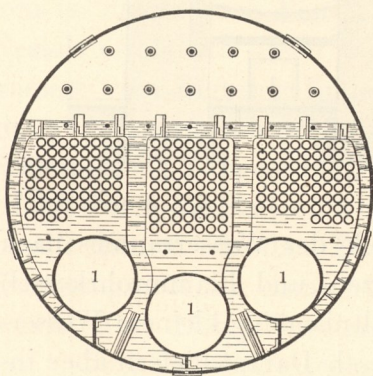
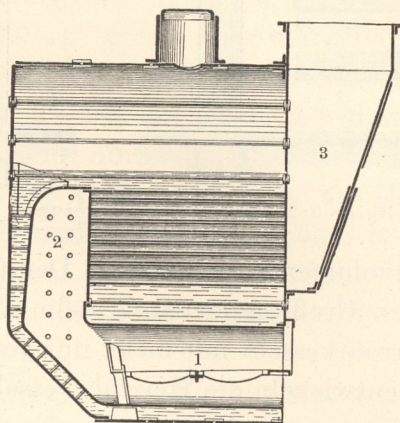


Fig. 85. Schiffskessel, Querschnitt.



Längsschnitt.

Aus diesen gelangen die Heizgase nach einer gemeinschaftlichen oder, wie in der Figur, nach drei getrennten Feuerbüchsen 2, wechseln dort ihre Richtung und gelangen durch die Heizrohre in die Rauchkammer 3. Auch diese Kessel sind nicht eingemauert. Trotzdem und trotz der häufig geringen Länge der Heizrohre ist die Wärmeausnutzung bei diesen Kombinationen eine sehr gute, da bei ihnen Innenfeuerung und Innenzüge vereinigt zur Anwendung kommen.

Bei den vorstehend beschriebenen Kombinationen sind verschiedene Kesselsysteme an einem einzigen Kessel vereinigt. Daneben kommen auch Bauarten vor, bei denen die einzelnen Kessel für sich einem der genannten Systeme entsprechen und dann vereinigt werden. Hierbei wird gewöhnlich der Unterkessel als Walzen- oder Flammrohrkessel und der Oberkessel als Heizrohrkessel ausgebildet. Letztere Bauart, die auch als *Weinligkessel* bezeichnet wird, zeigt die Fig. 86.

Die aus den Flammrohren austretenden Heizgase bestreichen den Mantel des Unterkessels, gehen nach oben, durchziehen die Heizrohre des Oberkessels von vorn nach hinten, bespülen dessen Mantel und gelangen schließlich durch einen Oberzug nach dem Fuchs. Bemerkenswert ist das Vorhandensein von zwei getrennten Dampfäumen 1 und 2, wodurch eine große Verdampfungsoberfläche erreicht wird. Durch das Dampfrohr 3 steht der Dampfraum des Unterkessels mit dem des Oberkessels in Verbindung, während durch Überlaufrohr 4 das Wasser von dem Oberkessel in den Unterkessel gelangt. Allgemeiner sind jetzt Anordnungen, bei denen das Überlaufrohr in dem Dampfrohr liegt und erst kurz vor Erreichung des oberen Wasserspiegels aus diesem heraustritt. Die Speisung erfolgt in den Oberkessel.

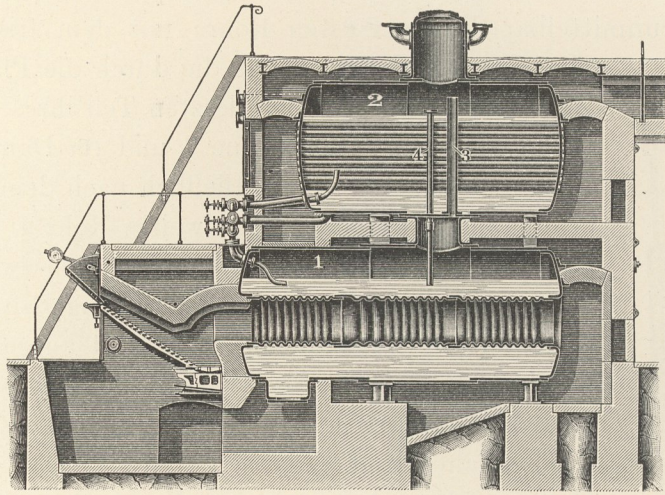
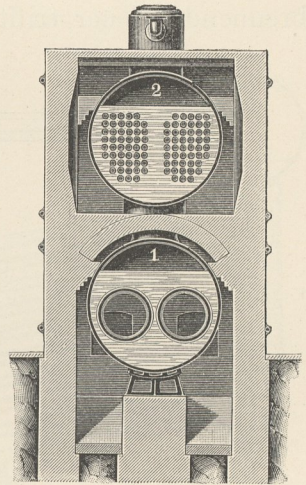


Fig. 86. Kombiniertes Flamm- und Heizrohrkessel.



Querschnitt.

Diese Kesselbauart, die auch mit Innenfeuerung ausgerüstet sein kann, bietet den Vorteil einer großen Heizfläche auf kleiner Grundfläche. Sie ist daher, gutes Speisewasser vorausgesetzt, besonders empfehlenswert bei großen Anlagen auf teurerer Bodenfläche und bei in der Hauptsache regelmäßigem Dampfverbrauch.

4. Wasserrohrkessel.

Die Wasserrohrkessel bestehen im wesentlichen aus einer großen Anzahl geneigt liegender Rohre (von ungefähr 80—122 mm Durchmesser), die mit Wasser gefüllt sind und von den Heizgasen umspült werden. Da der Wasser- und Dampfraum der nur aus Rohren bestehenden Kessel im Verhältnis zur Heizfläche klein ist, werden die Wasserrohrkessel meistens zur Vergrößerung dieser Räume mit zylindrischen Oberkesseln versehen. Die Wasserrohrkessel besitzen die Vor- und Nachteile der übrigen Kleinwasserraumkessel in mehr oder weniger hohem Maße. Einer ihrer

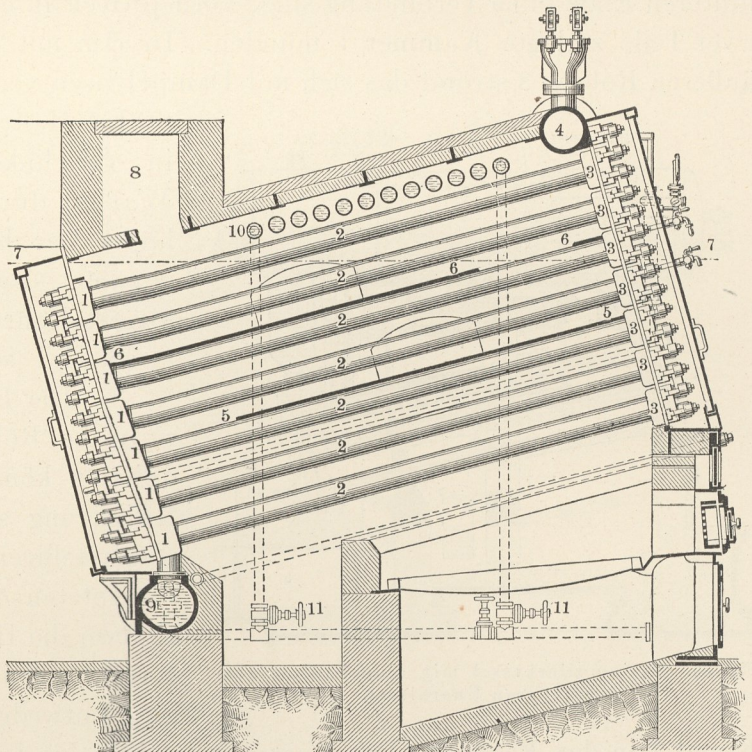


Fig. 87. Rootscher Wasserrohrkessel.

Hauptnachteile besteht darin, daß sie im allgemeinen nasseren Dampf liefern als die Großwasserraumkessel. Ferner verlangen sie ein sehr reines Speisewasser. Wegen ihrer geringeren Explosionsgefahr gegenüber anderen Kesseln werden sie mitunter auch als *Sicherheitskessel* bezeichnet.

Die Wasserrohrkessel lassen sich einteilen in solche mit mäßig und in solche mit stark ansteigenden Rohren. Die erste Gruppe zerfällt, je nachdem ob die Rohre an ihren Enden durch einzelne Verbindungsstücke vereinigt sind oder in gemeinschaftliche Kammern münden, in Glieder- und Kammerkessel. Bei den letzteren kann man Ein- und Zweikammerkessel unterscheiden.

Das Beispiel eines Gliederkessels zeigt der *Rootsche Wasserrohrkessel* (Fig. 87), bei dem je zwei vertikale Rohrreihen ein Element bilden. Die Anfangspunkte 1 sämtlicher parallel liegender Rohre 2 eines Elementes einerseits und die sämtlichen Endpunkte 3 andererseits stehen miteinander durch Kopfstücke in Verbindung. Der in jedem Rohr entwickelte Dampf findet einen Weg durch die höher gelegenen Verbindungen 3 nach dem Dampfsammelrohr 4. Das auf dem Rost brennende Feuer trifft unmittelbar die untersten Rohre mit dem frisch zugespeisten Wasser.

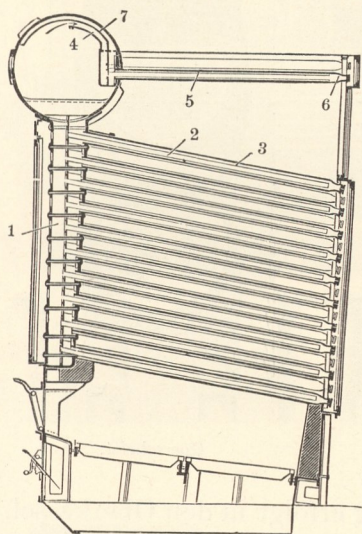


Fig. 88. Dürre-Kessel.

Die Heizgase durchziehen die durch die Platten 5 und 6 gebildeten Züge, trocknen auf dem letzten Teil ihres Weges den in den Rohrtteilen über der Wasserlinie 7 und im Dampfsammler vorhandenen Dampf und gelangen schließlich nach dem Fuchs 8. Die Speisung erfolgt in ein querliegendes weites Rohr 9, das *Schlammsammler* genannt wird. Zum Vorwärmen des Speisewassers wird oft vor dem Fuchs eine VorwärmSchlange 10 eingebaut, die durch die in der Speiseleitung befindlichen Ventile 11 ausgeschaltet werden kann, in welchem Falle das Speisewasser unmittelbar nach 9 gelangt. Der Kessel kann auch mit einem Oberkessel versehen werden. Ohne einen solchen hat er keinen Wasserumlauf und nur eine sehr kleine Verdampfungsoberfläche. — Von anderen hierher gehörenden Bauarten sei der *Bellevillekessel* genannt, bei dem je zwei vertikale Rohrreihen eine zusammenhängende Rohrschlange bilden.

Zu den Einkammerkesseln gehört der *Dürsche Schiffskessel* (Fig. 88), der aus einer Anzahl Doppelrohre 2, 3 besteht, die am hinteren Ende ohne Verbindung sind, vorn jedoch in eine durch eine senkrechte Scheidewand in zwei Teile zerlegte Kammer 1 münden. In den mit den Heizgasen in Berührung kommenden äußeren Rohren 3 strömt das sich mit Dampfblasen vermischende Wasser hoch und gelangt in die rechte Hälfte der Kammer 1, was ein Nachsinken des in der linken Hälfte dieser Kammer vorhandenen Wassers durch die Rohre 2 in die Rohre 3 zur Folge hat. Der Kessel ist mit einem Überhitzer 5, 6 ausgerüstet. Der Dampf gelangt durch den Kanal 4 in das innere Rohr 5, dann in das äußere 6 des Überhitzers und wird schließlich durch den Kanal 7 abgeführt.

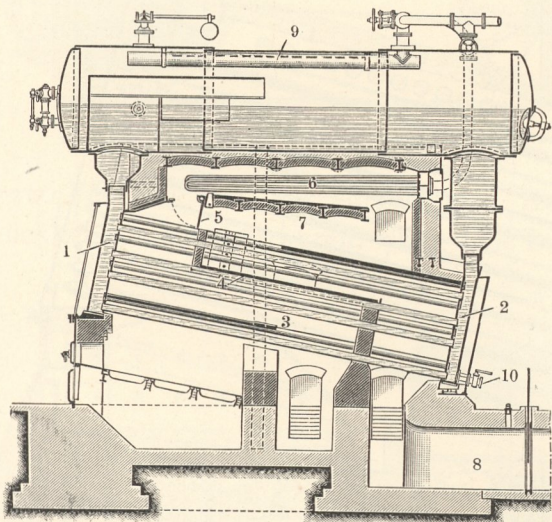


Fig. 89. Steinmüllerkessel mit eingebautem ausschaltbaren Überhitzer.

Die Einkammerkessel haben den Vorteil, daß sich die Rohre einzeln unabhängig voneinander ausdehnen können, dafür aber den Nachteil, daß die Reinigung schwierig ist. Besser läßt sich diese bewerkstelligen bei dem mit zwei Kammern 1 und 2 ausgerüsteten *Steinmüllerkessel* (Fig. 89). Bei diesem erhalten die Heizgase ihre Führung durch die Platten 3, 4 und gelangen, je nachdem wie die Klappe 5 gestellt ist, entweder über den Überhitzer 6 oder durch den Kanal 7 in den Fuchs 8. Das Wasser steigt infolge der stärkeren Beheizung der vorderen Rohrenden in der Kammer 1 hoch und sinkt in der Kammer 2 nach. Statt des Domes ist ein in seinem oberen Drittel mit Schlitz versehenes Rohr 9 angeordnet, das den Dampf je nach Stellung der Ventile entweder dem Überhitzer oder unmittelbar der Verbrauchsstelle zuführt. Die genauere Ausbildung dieses Kessels sowie im besonderen auch die Anordnung der Ventile zum Ein- und Ausschalten des Überhitzers ist aus dem aufklappbaren Modell ersichtlich.

Mehr den Großwasserraumkesseln nähert sich der *Mac-Nicolkessel*, eine Kombination aus einem Wasserrohrkessel und einem mehrfachen Walzenkessel. Zu den Kesseln mit stark ansteigenden Rohren gehören der *Garbekessel* (Fig. 90) und der *Schulz-Wasserrohrkessel* (Fig. 91).

Das wesentliche Merkmal des ersteren besteht darin, daß er lediglich aus zylindrischen Kesselteilen und einem dazwischen vertikal oder etw. geneigt stehend angeordneten Rohrbündel zusammengesetzt ist, das seinerseits in die gleichzeitig wellen- und stufenförmig gepreßten Patent-Garbeplatten 1 eingewalzt ist. Die von dem Kettenrost (System Dürr) kommenden Verbrennungsgase bestreichen zunächst die schräg aufwärts gerichteten Rohre, umspülen dann den Überhitzer 2 und gelangen nach Beheizung des senkrecht stehenden Rohrsystems in den Fuchs. Ober- und

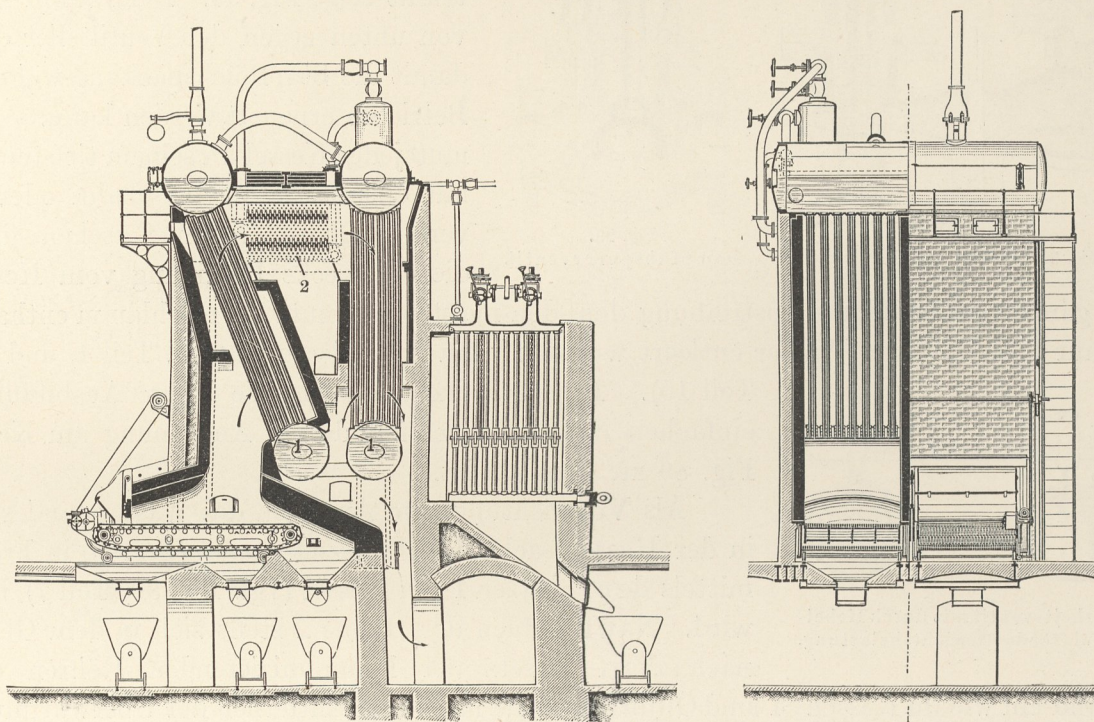


Fig. 90. Garbekessel der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik.

Unterkessel stehen je durch Rohrstutzen in Verbindung. Neben einem guten Wassenumlauf hat der Garbekessel den Vorteil, daß sich die Rohrsysteme nach unten ausdehnen können.

Ein Kessel mit gebogenen Wasserrohren ist schließlich der Schulz-Wasserrohrkessel (Fig. 91) der Germaniawerft in Kiel, der hauptsächlich in der Kriegsmarine Verwendung findet. Er besteht aus dem Oberkessel 1, einem Rohrsystem und drei Unterkesseln 2, die von einem Mantel umschlossen sind. An einigen (in der Figur durch stärkere Linien gekennzeichneten) Stellen bilden die Rohre dichte Wände, wodurch Züge entstehen, durch die die Heizgase in Schlangen nach oben ziehen. Der Wassenumlauf entsteht dadurch, daß das Wasser aus dem Oberkessel durch die vom Feuer am wenigsten getroffenen Rohre in die Unterkessel sinkt und durch die am stärksten beheizten Rohre wieder in den Oberkessel zurückströmt. Die ausgezogenen Pfeile deuten den Weg der Heizgase, die anderen den Wassenumlauf an.

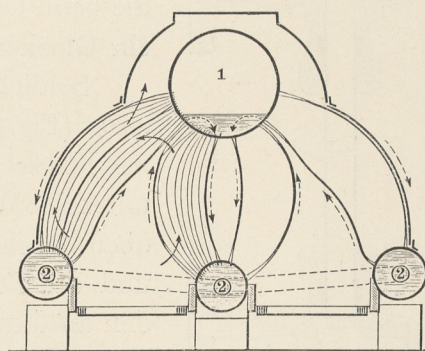


Fig. 91. Schulz-Wasserrohrkessel.

III. Die Dampfkesselarmatur.

Man unterscheidet *feine* und *grobe* Dampfkesselarmatur. Zu ersterer gehören die Abschlußorgane für die Wasser- und Dampfwege und die Vorrichtungen zum Anzeigen des Wasserstandes und des Dampfdruckes, zu letzterer die Mann-, Hand- und Fahrlochverschlüsse, die Armaturstutzen, das Feuergeschränk mit dem Rost und der Rauch- oder Essenschieber.

Durch das *Speiseventil* tritt das Speisewasser aus der Speiseleitung in den Kessel. Das

Speiseventil 1 (Fig. 92) ist als selbsttätiges Rückschlagventil ausgebildet, das dem bei 2 zuströmenden Wasser durch den Stutzen 3 den Eintritt in den Kessel gestattet, im übrigen aber ein Zurücktreten des Wassers aus dem Kessel verhindert, da es hierdurch auf seinen Sitz gepreßt wird.

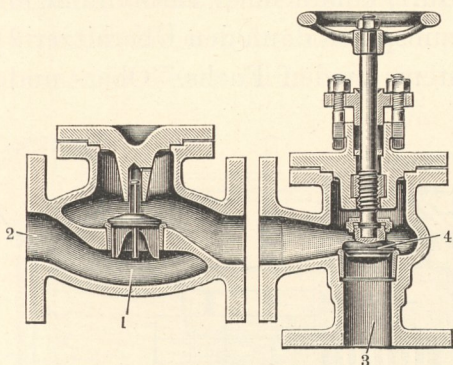


Fig. 92. Speiseventil.

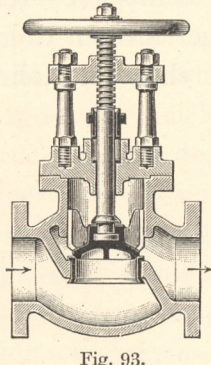


Fig. 93. Dampfabsperrentil.

Zwischen Speiseventil und Kessel ist gewöhnlich noch ein Absperrventil 4 vorgesehen. Das Beispiel eines *Dampfabsperrentils* zeigt Fig. 93. Der Dampf soll stets von unten gegen den Ventilteller drücken, damit die Stopfbüchspackung während des Betriebes erneuert werden kann. — Ferner muß jeder Kessel an seinem tiefsten Punkte mit einer durch Abblasehahn oder -ventil verschließbaren Leitung versehen sein, durch die er zwecks Reinigung vom Kesselstein

entweder gänzlich oder behufs Austreibung des den meisten Schmutz oder Schlamm enthaltenden Wassers nur teilweise vom Wasser entleert werden kann (vgl. hierzu Fig. 79, Teil 4, und Fig. 89, Teil 10). Fig. 94 veranschaulicht die innere Ausbildung eines einfachen *Sicherheitsventils*, dessen Anordnung am Kessel aus Fig. 89 zu ersehen ist.

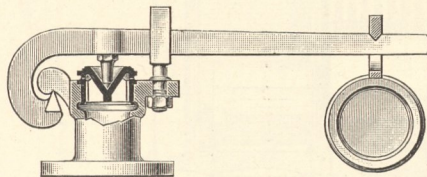


Fig. 94. Sicherheitsventil mit durch Hebelübertragung wirkender Gewichtsbelastung.

Als Vorrichtung zum Anzeigen des Wasserstandes kommt in der Hauptsache das *Wasserstandsglas* (Fig. 95) in Frage, das mittels der Stutzen 1 am Kessel (vgl. Fig. 80, Teil 7) befestigt wird. Nach Öffnen der Hähne 2 stellt sich in dem Glasrohr 3 nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren derselbe

Wasserstand ein wie im Kessel. 4 sind Öffnungen, die nach dem Entfernen der Überwurfmuttern 5 von außen eine Reinigung der feinen nach dem Zylinder führenden Kanäle ermöglichen. 6 ist ein Abblasehahn. Zur annähernden Feststellung des Wasserstandes dienen außer dem Wasserstandsglas noch die in verschiedenen Höhen am Kessel angeordneten *Probierhähne*. Ferner sind mitunter noch Signalapparate vorhanden, die beim Über- bzw. Unterschreiten des höchsten bzw. tiefsten Wasserstandes ein Glockenzeichen oder Pfeifensignal geben.

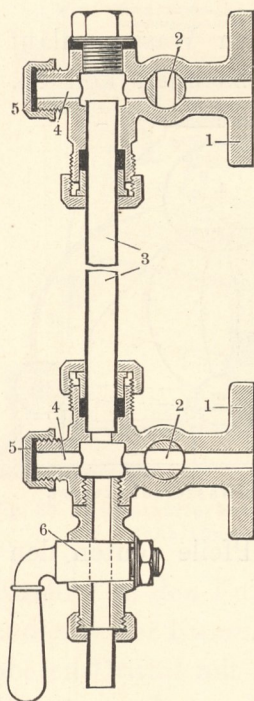


Fig. 95. Wasserstandsglas.

Schließlich ist noch das zum Anzeigen des Dampfdruckes dienende *Manometer* (Fig. 96) zu erwähnen. In einer geschlossenen Kapsel befindet sich die Plattenfeder 1, die sich unter der Wirkung des zu messenden Druckes nach oben durchbiegt und hierbei mittels der Stange 2 und des Zahnbogens 3 das kleine Zahnrad und den an diesem befestigten Zeiger 4 vor der Skala zum Ausschlagen bringt. Da die Manometerfedern eine zu starke Erwärmung nicht vertragen, werden die Manometer mit dem Kessel durch ein Rohr verbunden, das derart gebogen ist, daß ein Wassersack entsteht. Die Manometerfeder kommt also nicht mit dem Dampf, sondern mit dem im Wassersack kondensierten Wasser in Berührung.

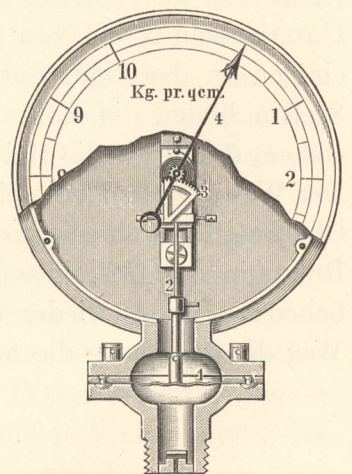


Fig. 96. Plattenfedermanometer.

Zu der *groben* Armatur gehören zunächst die verschiedenen Einrichtungen, durch die das Innere der Kesselanlage zwecks Reinigung, Reparatur und Revision zugänglich gemacht wird. An erster Stelle sind hier die Mannlochverschlüsse zu nennen. Das *Mannloch* ist eine ovale Öffnung, die während des Betriebes durch einen Deckel geschlossen ist und nach Entfernung des Deckels zum Befahren des Dampfkessels, d. h. zum

Einsteigen einer Person, dient. Kleiner ausgebildet sind die Handlochverschlüsse. Während die Mann- und Handlochverschlüsse den Zutritt zum Kesselinnern ermöglichen, sind die Fahrlochverschlüsse Einsteigöffnungen im Kesselmauerwerk, um die Züge, wie alle Teile, die zur Lagerung des Kessels im Mauerwerk und zur Verankerung des letzteren dienen, zugänglich zu machen. Ferner gehörten zur groben Armatur der *Rauch- oder Essenschieber* (Fig. 74, Teil 13), der zur Regulierung des Zuges dient, und das *Feuergeschränk*, das aus einem die Feuer- und Aschenfalltür aufnehmenden Rahmen besteht. Schließlich sind hierher noch der *Rost* sowie die zur Anbringung der feinen Armatur nötigen *Armaturstutzen* zu rechnen. Die Anordnung der einzelnen Teile am Kessel zeigt das Klappmodell des Steinmüllerkessels.

IV. Die Zubehörteile.

Zu den Zubehörteilen einer Dampfkesselanlage gehören die Vorrichtungen zur Reinigung und Vorwärmung des Speisewassers, zur Speisung des Kessels und zum Überhitzen des Dampfes, sowie die Apparate zur Reinigung der Kesselrohre.

Häufig enthält das Speisewasser Unreinigkeiten in Gestalt von mechanisch beigemengtem, nicht gelösten Bestandteilen (z. B. Lehm), gelösten Salzen, Ölen, Fetten (bei mit Oberflächenkondensation arbeitenden Maschinen) und freien Säuren. Ist dieses der Fall, so wird das Wasser, bevor es in den Kessel eintritt, mechanisch oder chemisch gereinigt.

Als Speisevorrichtung für Dampfkessel dienen *Injektoren* und *Kolbenpumpen*. Dem in Fig. 97 dargestellten *Injektor* wird durch das Rohr 1 nach Öffnen des Ventils 3 mittels des Handgriffes 2 aus dem zu speisenden Kessel Dampf zugeführt, während bei 5 das Speisewasser eintritt. Der aus der Dampfduüse 6 austretende Dampfstrahl reißt aus Raum 4 das Wasser in die Mischdüse 7 hinein, mischt sich mit ihm und wird dadurch kondensiert. Er erlangt hierbei eine Geschwindigkeit, die erheblich größer ist als die eines unter Kesseldruck austretenden Wasserstrahles, so daß er den Zwischenraum (Übersprung) zwischen Mischdüse 7 und Druckdüse 8 überspringen und durch den Stutzen 11 in die Speiseleitung des Kessels treten kann. Der aus der Mischdüse austretende Strahl tritt beim Anlassen durch den Übersprung in den Schlabberraum 9 und aus diesem durch das Schlabberrohr 10 nach Überwindung eines Rückschlagventils ins Freie, bis der Dampfzutritt geöffnet und eine vollständige Kondensation erfolgt ist.

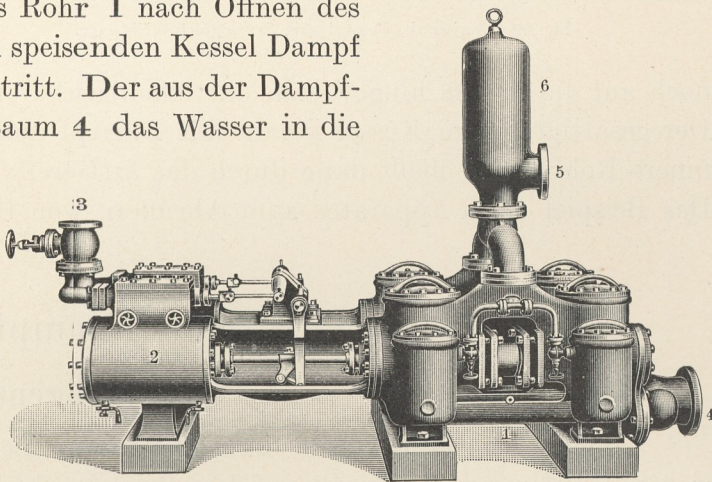


Fig. 97. Injektor.

In Fig. 98 ist eine schwungradlose *Duplex-Dampfpumpe* zur Kesselspeisung dargestellt. Sie besteht aus zwei doppelwirkenden Pumpen 1, von denen jede von einer mit Muschelschiebersteuerung (vgl. Fig. 106) versehenen Dampfmaschine 2 angetrieben wird, wobei die Kolbenstange des einen Dampfzylinders den Muschelschieber des anderen steuert. Der Dampfzutritt erfolgt durch das Absperrventil 3. Das Wasser strömt der Pumpe durch den Stutzen 4 zu und verläßt sie durch den Stutzen 5 des Druckwindkessels 6.

Zur Vorwärmung des Kesselspeisewassers, die eine nicht unbeträchtliche Ersparnis zur Folge hat, wird entweder die Wärme des Frisch- oder Abdampfes oder die Wärme benutzt, die

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

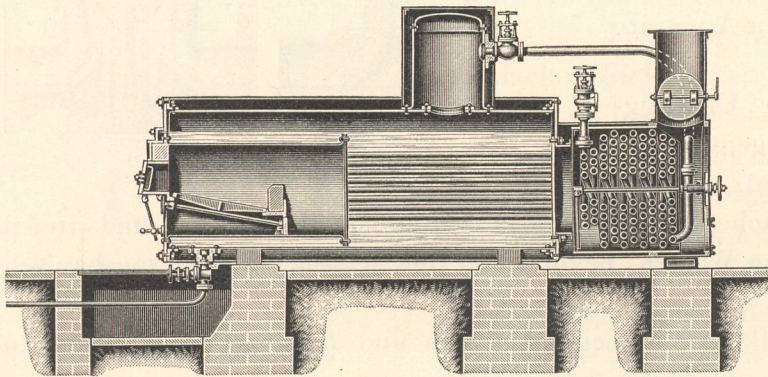


Fig. 99. Heizrohrkessel mit Dampfüberhitzer.

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 doppeltwirkende 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. —

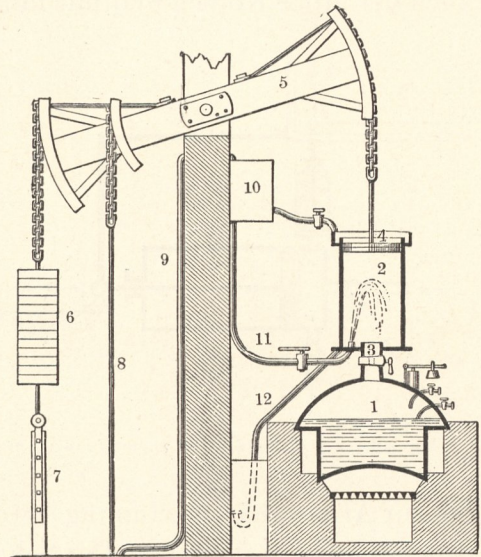


Fig. 100. Newcomens Dampfmaschine.

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 Kurbelgetriebes (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

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 zusammen-drückt. 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 Flächeninhalte 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.

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

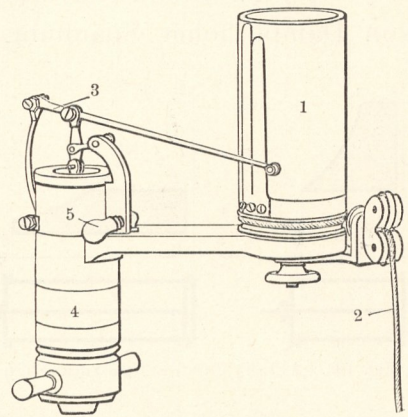


Fig. 102. Indikator.

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 $\frac{1}{4}$ -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 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 Drücke 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 einzyklrigen 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

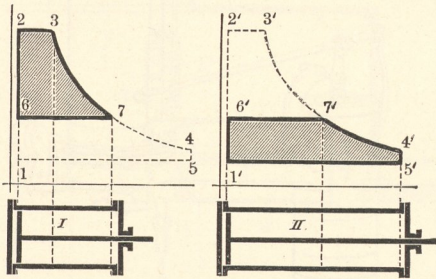


Fig. 103. Arbeit der Verbundmaschine.

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, wenngleich 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,

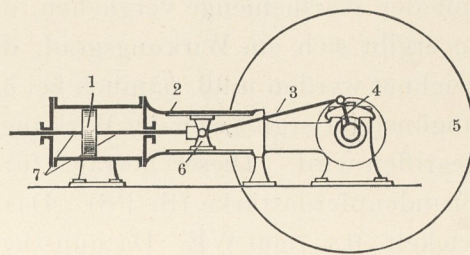


Fig. 104. Kurbelgestänge einer einzylinderigen Dampfmaschine.

(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 Brennmaterial 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 Dampfein- 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 Dampfein- und -auslaß nicht in den Totpunkten statt, sondern kurz vorher (*Vorein- und Vorausströmung*). Würde der Dampfeintritt 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

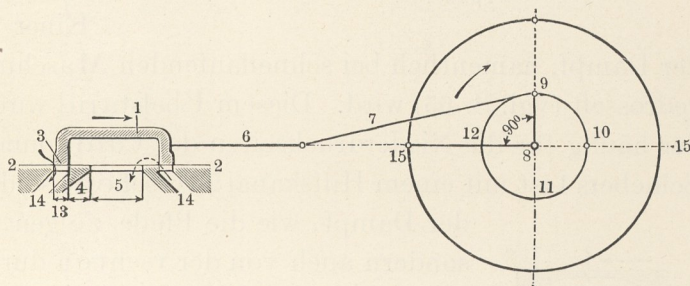


Fig. 106. Muschelschiebersteuerung für Vollfüllung.

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

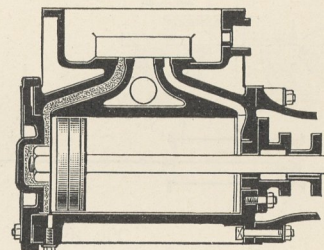


Fig. 105. Schädlicher Raum (fein punktiert).

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-

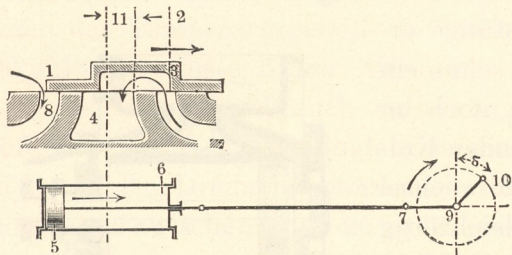


Fig. 107.

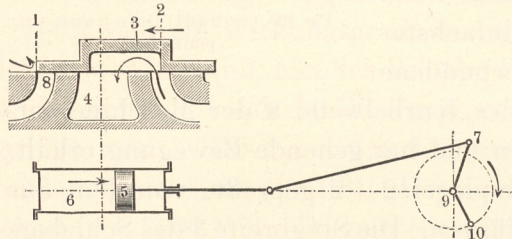
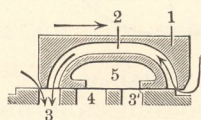


Fig. 108.

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 Dampfteinlaß abgeschlossen, wenn der Kolben etwa 60 Proz. seines Weges zurückgelegt hat. Die Kante 1 des Schiebers steuert also sowohl den Dampfteinlaß als auch den Dampfabschluß. 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 schnellaufenden 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 Kurbelwelle 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 Exzenterzscheibe aus zwei durch Bolzen 4 zusammengehaltenen Hälften 5 und 6. Auf der Exzenterzscheibe 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.

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

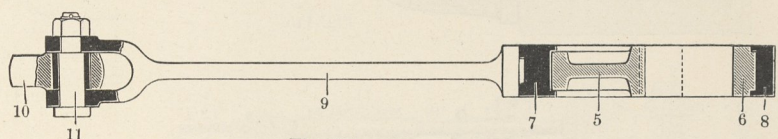


Fig. 110.
Kolbenschieber.

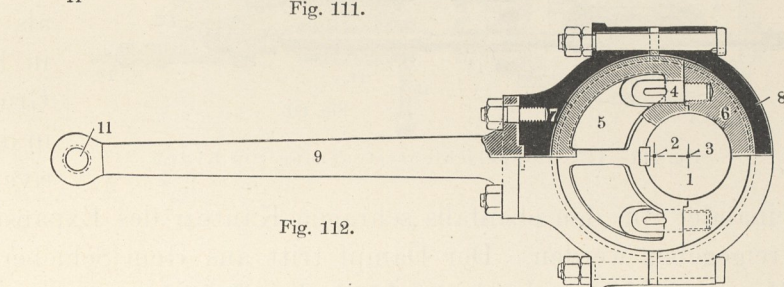


Fig. 111 und 112. Exzenter.

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 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 Dampf-einlaßkanälen 1 und dem Dampfaußlaßkanal 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

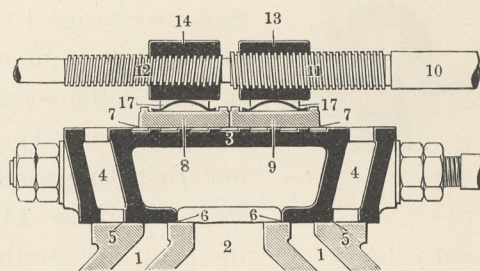


Fig. 113.

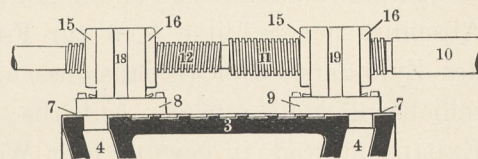


Fig. 114.

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

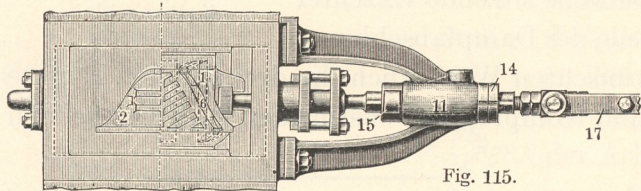


Fig. 115.

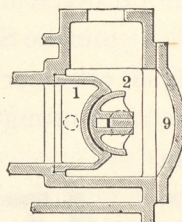


Fig. 117.

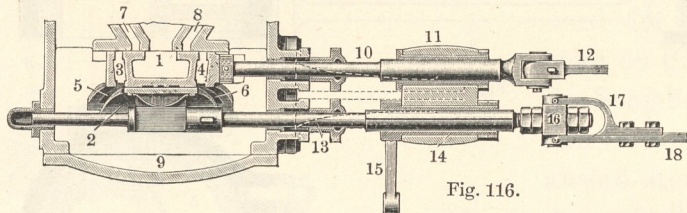


Fig. 116.

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-

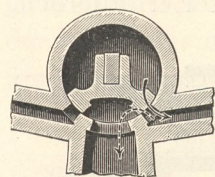


Fig. 118. Drehschieber oder Hahn.

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 Expan-

sionsschieber 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 Schieberspiegel zylindrisch gekrümmt um eine senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung und parallel zum Schieberspiegel 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.

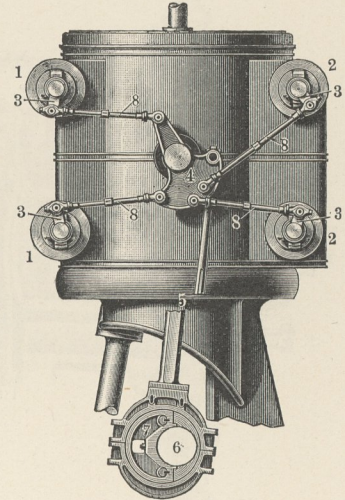


Fig. 119. Hahnsteuerung.

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.

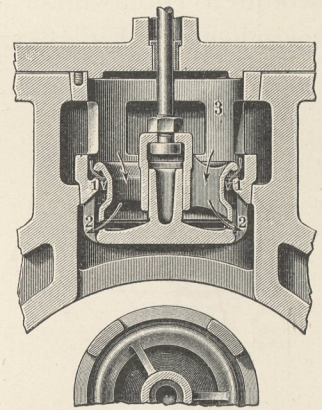


Fig. 120 und 121. Doppelsitzventil (Schnitt und Grundriß).

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 ersten 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

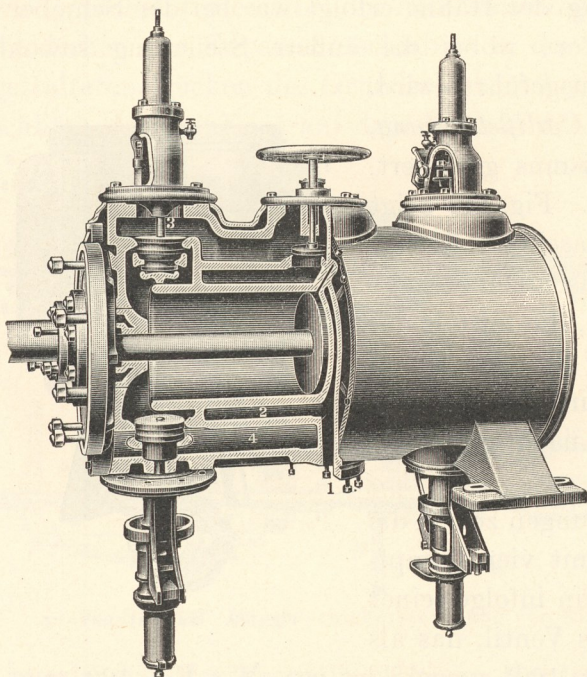


Fig. 122. Dampfzylinder mit eingebauten Viersitzventilen.

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 Achsen-

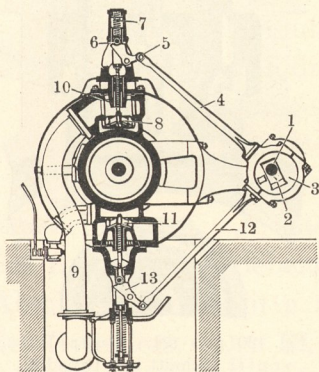


Fig. 123. Lentzsteuerung.

regler 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

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

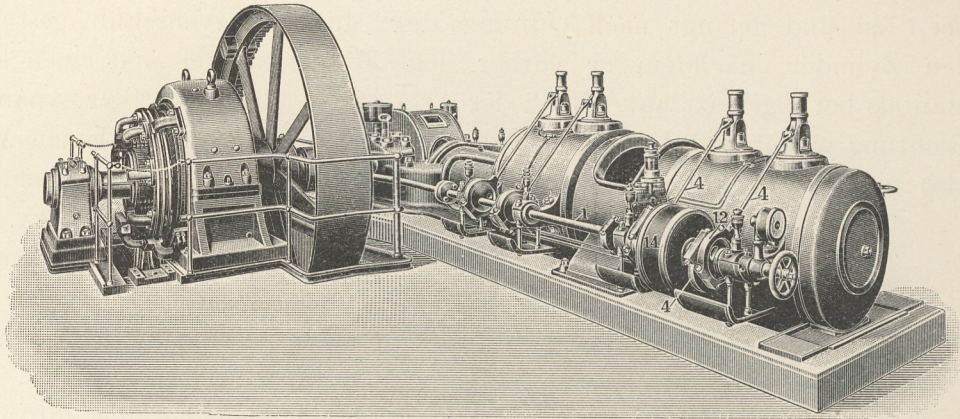


Fig. 124. 300 PS-Tandemdampfmaschine mit Lentzsteuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

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.

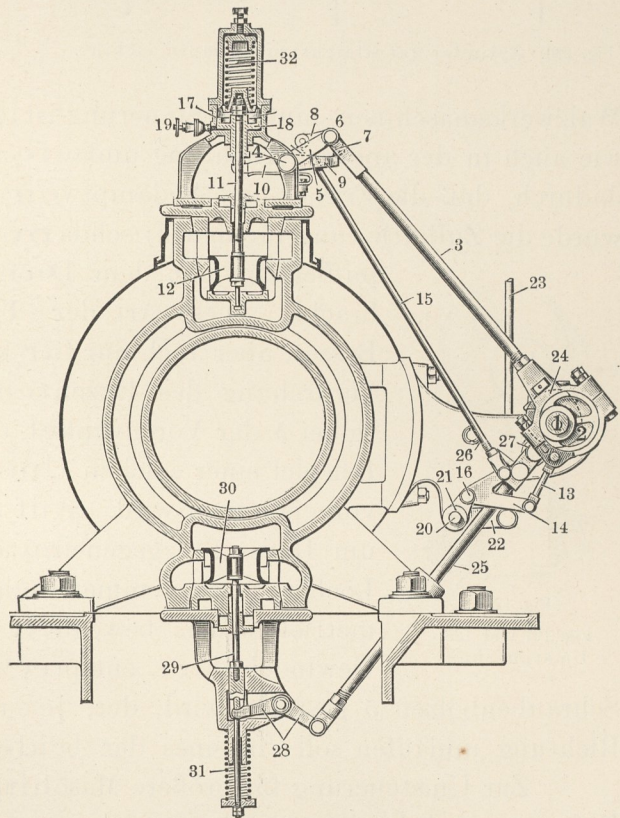


Fig. 125. Sulzersteuerung.

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.

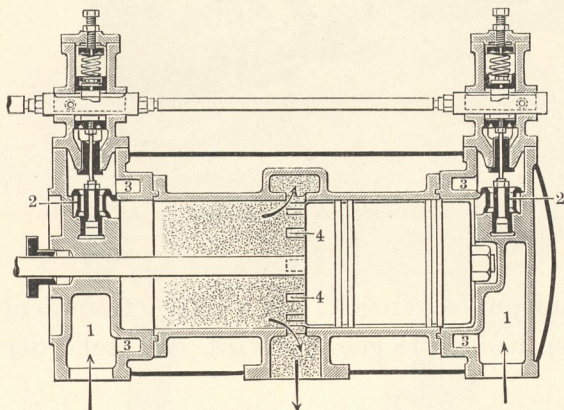


Fig. 126. Zylinder der Gleichstromdampfmaschine.

2. Die Umsteuerung der Dampfmaschine.

Häufig, z. B. bei Lokomotiven, Schiffs-, Förder-, 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.

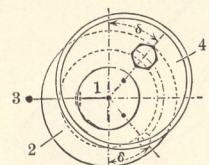


Fig. 127.

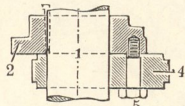


Fig. 128.

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).

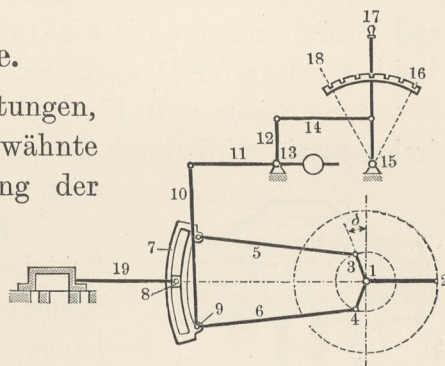


Fig. 129. Kulissensteuerung von Stephenson.

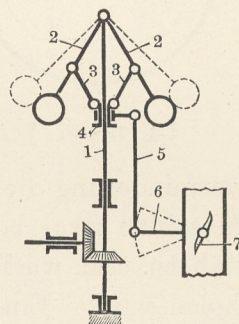


Fig. 130. Drosselregulierung mittels Schwingkugelregulators.

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.

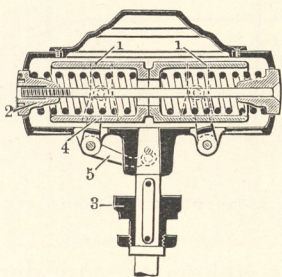


Fig. 131.

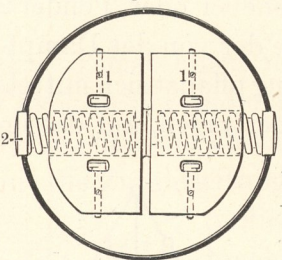


Fig. 132.

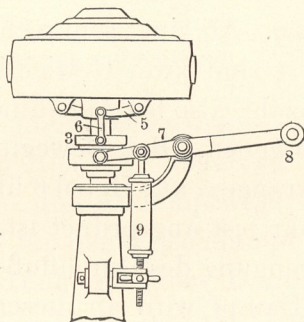


Fig. 133.

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

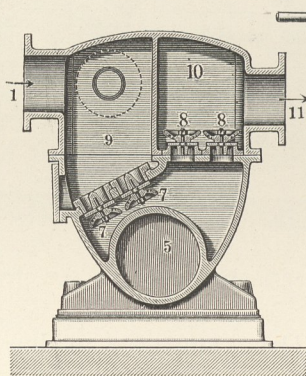


Fig. 134.

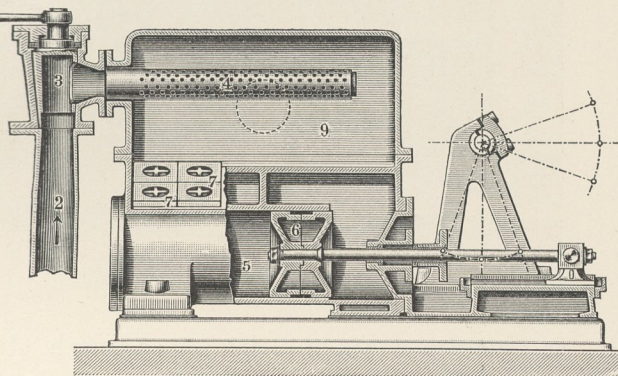


Fig. 135.

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

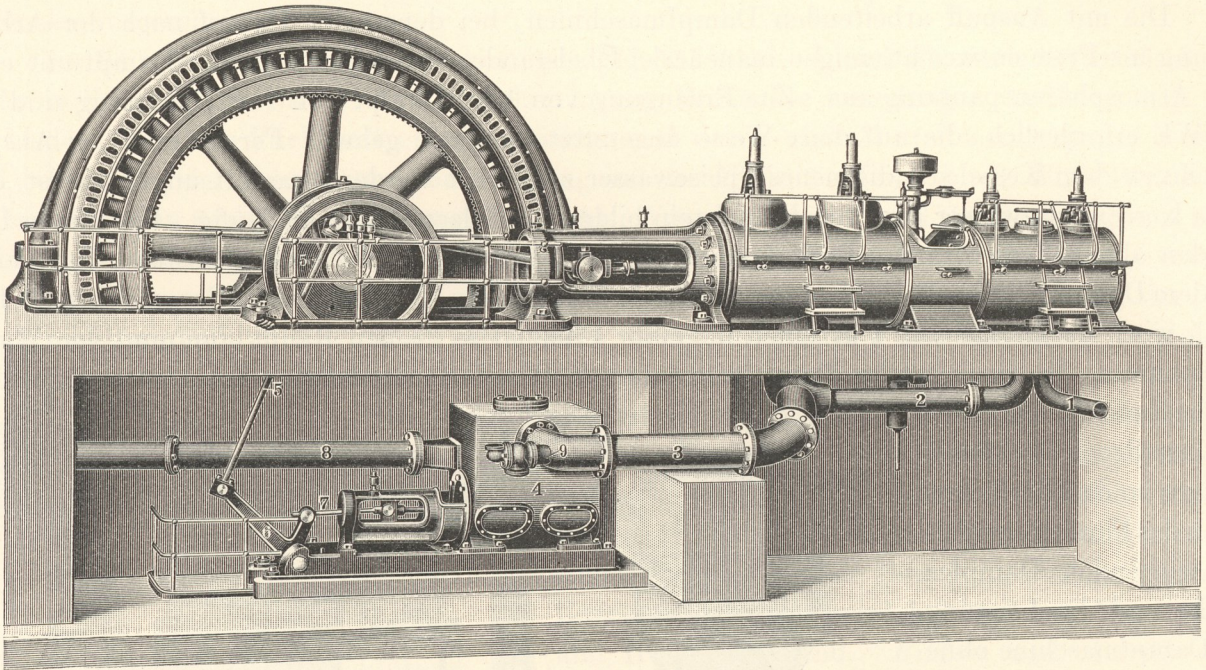


Fig. 136. Dampfdynamo mit Einspritzkondensation. Von Gebr. Sulzer.

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-

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.

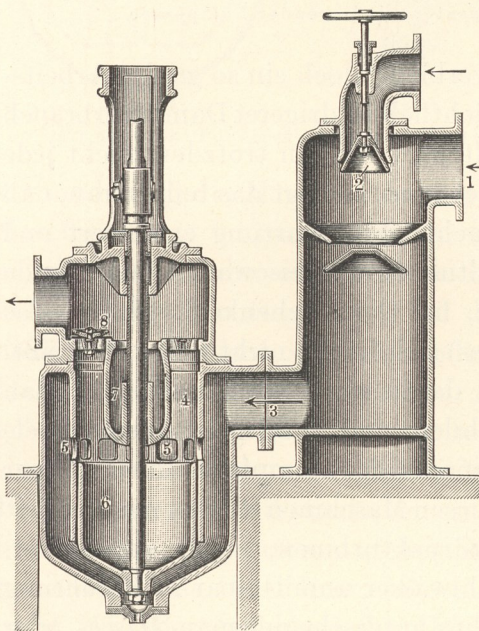


Fig. 137. Einspritzkondensator mit stehender Luftpumpe.

Kühlwasserkegel. Das Luft-, Dampf- und Wassergemenge fließt dann durch 3 der Pumpe zu, die statt der Saugventile in der Laufläche 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

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 Kreuzkopfpapfen 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.

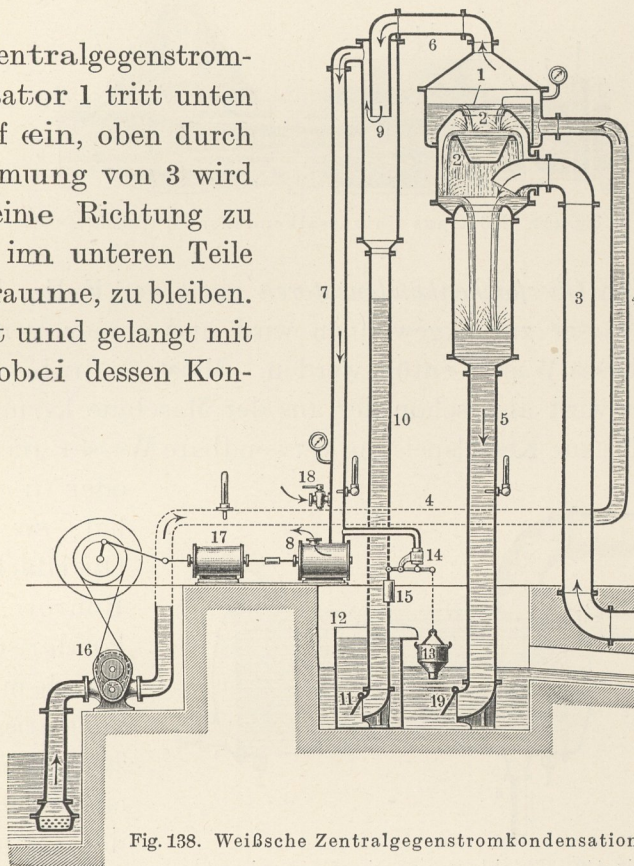


Fig. 138. Weißsche Zentralgegenstromkondensation.

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

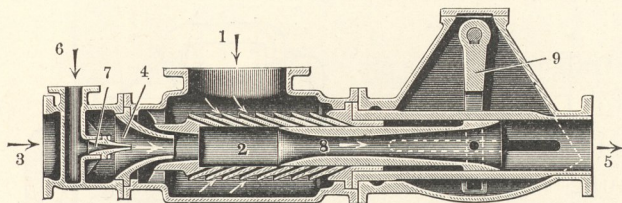


Fig. 139. Körtings Universalkondensator (Schnitt).

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

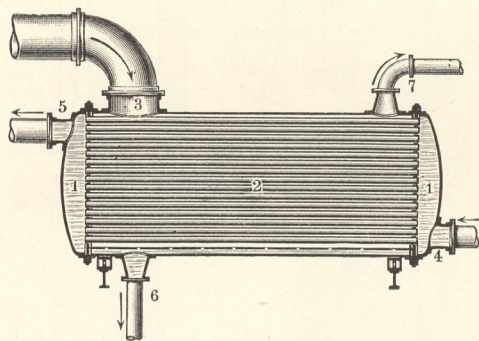


Fig. 140. Geschlossener Oberflächenkondensator (Längsschnitt).

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 *Bajonetttrahmen* 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.

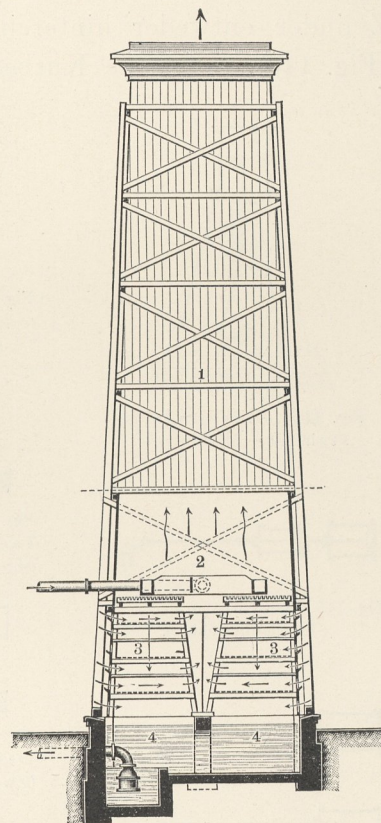


Fig. 141. Kaminkühler von Balcke & Co.
(1 Kamin, 2 Wasserverteilung, 3 Rieselböden, 4 gekühltes Wasser.)

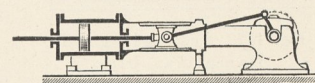


Fig. 142.

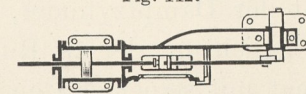


Fig. 143.

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

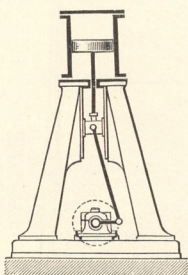


Fig. 144. Einzylindrige stehende Maschine.

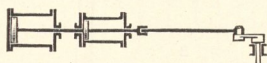


Fig. 145. Verbundmaschine (Tandemaschine).

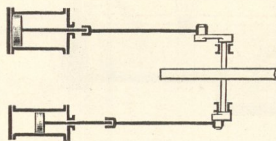


Fig. 146. Verbundmaschine.

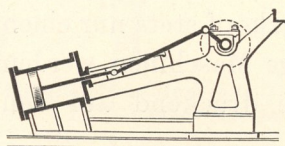


Fig. 147. Schrägliegende Dampfmaschine.

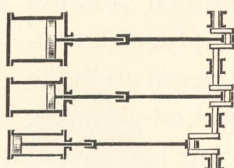


Fig. 148. Dreifach-Expansionsmaschine. (Drei um 120° gegeneinander versetzte Kurbeln.)

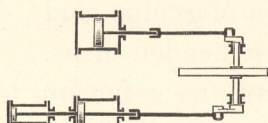


Fig. 149. Dreifach-Expansions-Tandemaschine. (Zwei um 90° gegeneinander versetzte Kurbeln.)

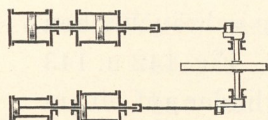


Fig. 150. Dreifach-Expansionsmaschine mit vier Zylindern. (Zwei um 90° gegeneinander versetzte Kurbeln.)

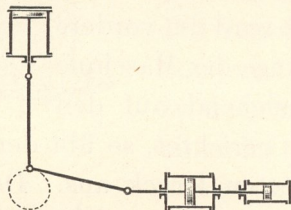


Fig. 151. Dreifach-Expansionsmaschine. (Hochdruck- und Mitteldruckzylinder liegend, Niederdruckzylinder stehend, sämtlich auf eine Kurbel arbeitend.)

Raddampfern viel benutzt wird die *schrägliegende* Maschine (Fig. 147), die gewöhnlich als Verbundmaschine mit mehreren nebeneinanderliegenden Zylindern ausgebildet ist.

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 Kurbelauflbahn. 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 Einstromung. 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 Wasserschläge mit Sicherheitsventilen 2 versehen. 3 sind Stutzen zum Anschrauben des Indikators. Der Dampf wird der Maschine durch das Dampfabsperrrventil 1 zugeleitet. Als Steuerung findet ein Kolbenschieber, ähnlich wie in Fig. 153 dargestellt, Verwendung.

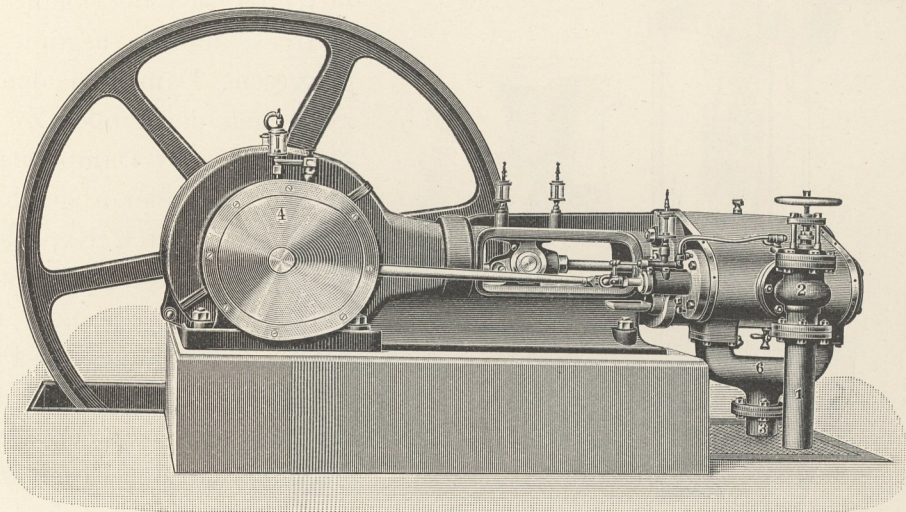


Fig. 152. Liegende Einzylinder-Dampfmaschine von A. Borsig.

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.

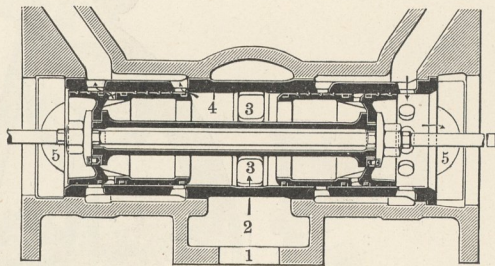


Fig. 153. Kolbenschieber mit doppelter Einströmung.

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

Bei den Zweifach-Expansionsmaschinen, deren Kurbeln um 90° verstellt 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

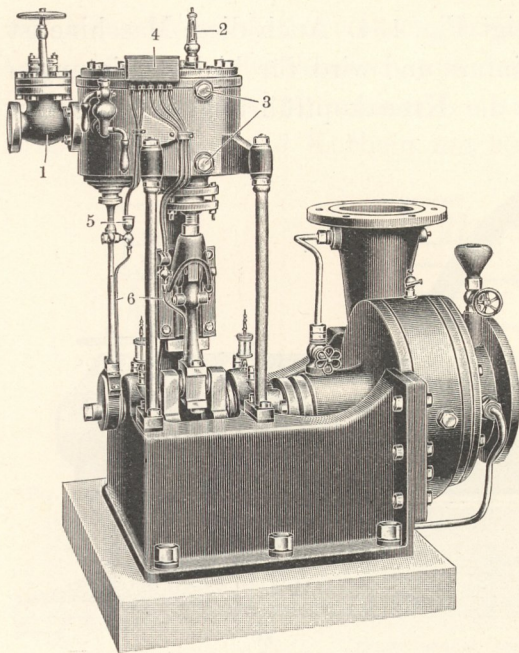


Fig. 154. Stehende Einzylinder-Dampfmaschine von A. Borsig, direkt gekuppelt mit einer Kreiselpumpe.

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

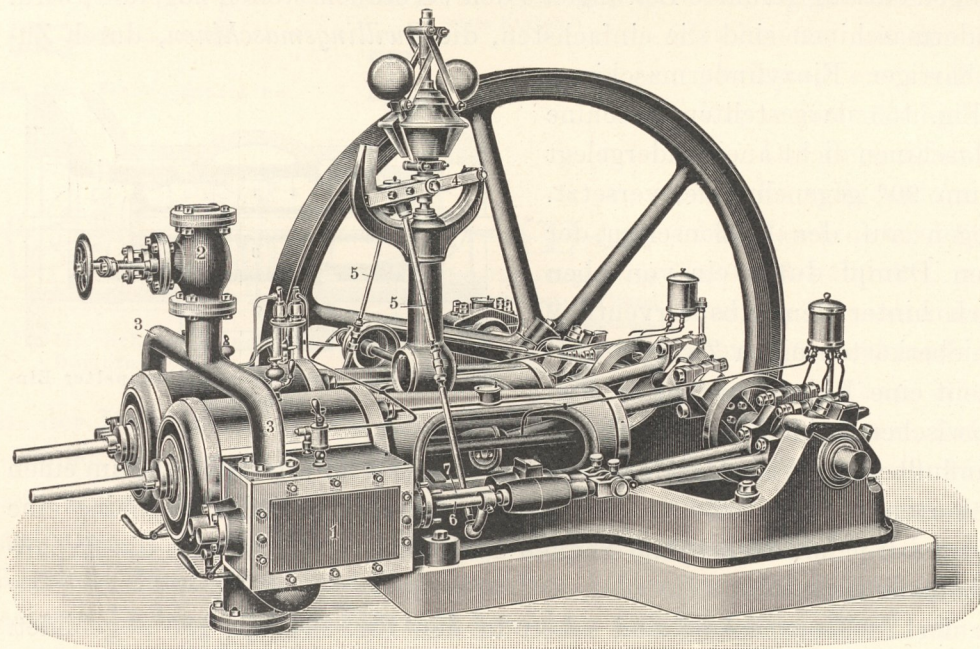


Fig. 155. Liegende Zwillings-Dampfmaschine von Wegelin & Hübner.

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

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 Einstromung, aber doppelte Ausströmung zuläßt, die in das an der Unterseite des Niederdruckzylinders angeschlossene Abdampfrohr 43 erfolgt.

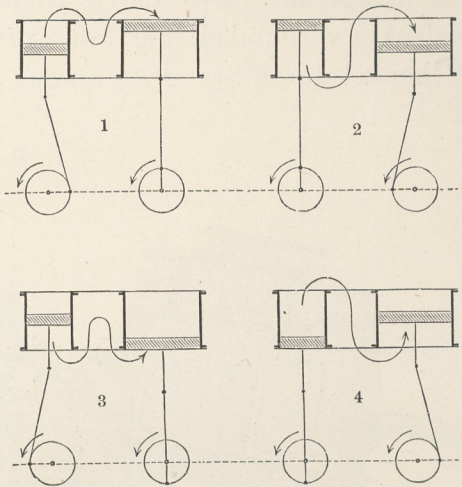


Fig. 156. Verschiedene Kolbenstellungen einer Verbundmaschine.

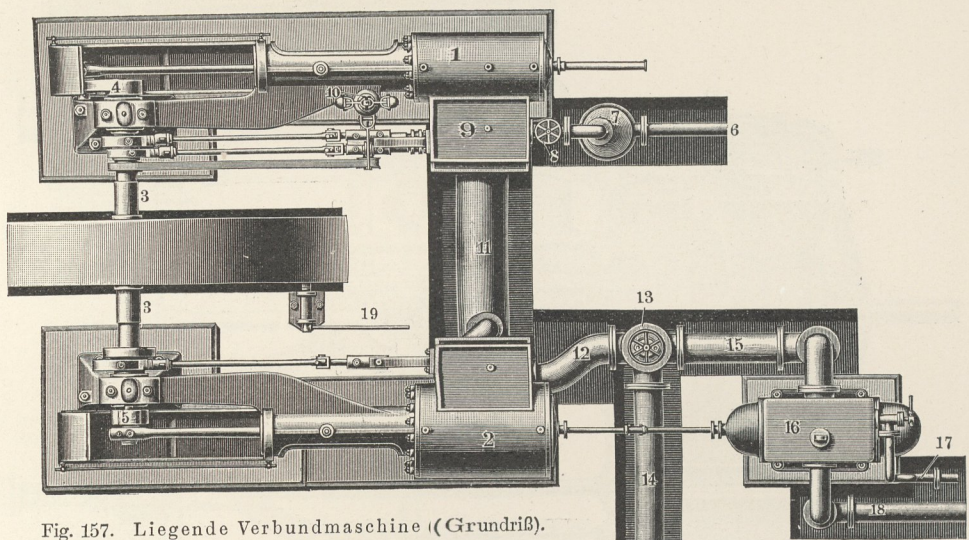


Fig. 157. Liegende Verbundmaschine (Grundriß).

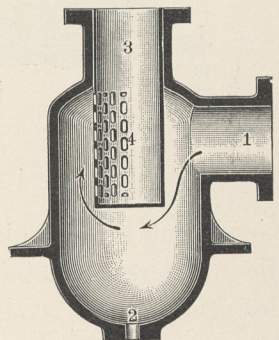


Fig. 158. Wasserabscheider.

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

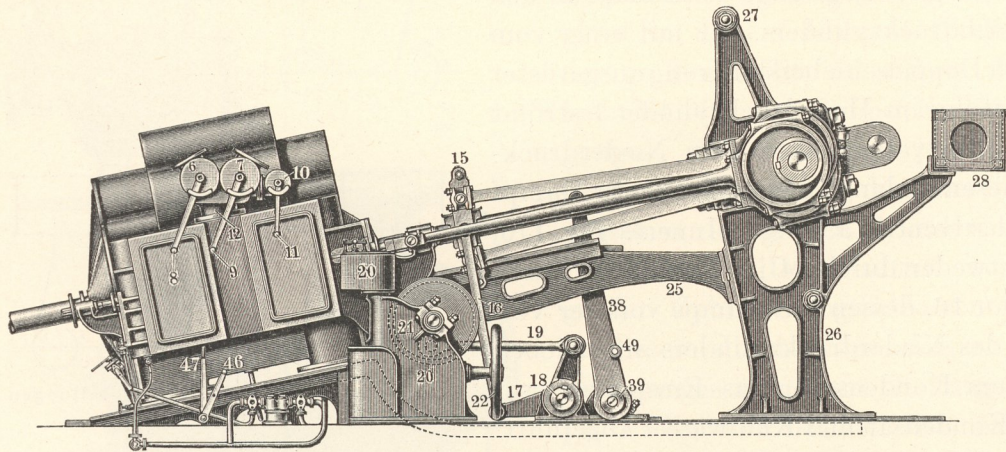


Fig. 159.

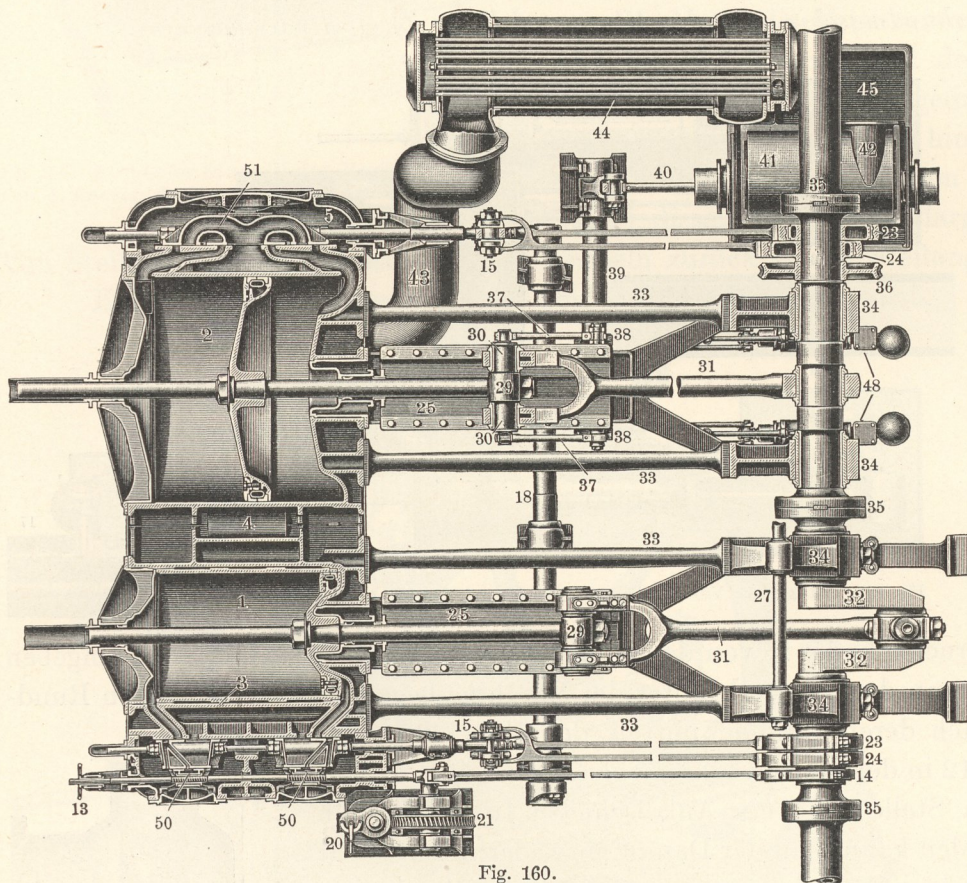


Fig. 160.

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

dem Fluß entnimmt. Kühlwasser und Kondensat werden von der Naßluftpumpe 41 abgesaugt und durch ein sich an den Stutzen 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

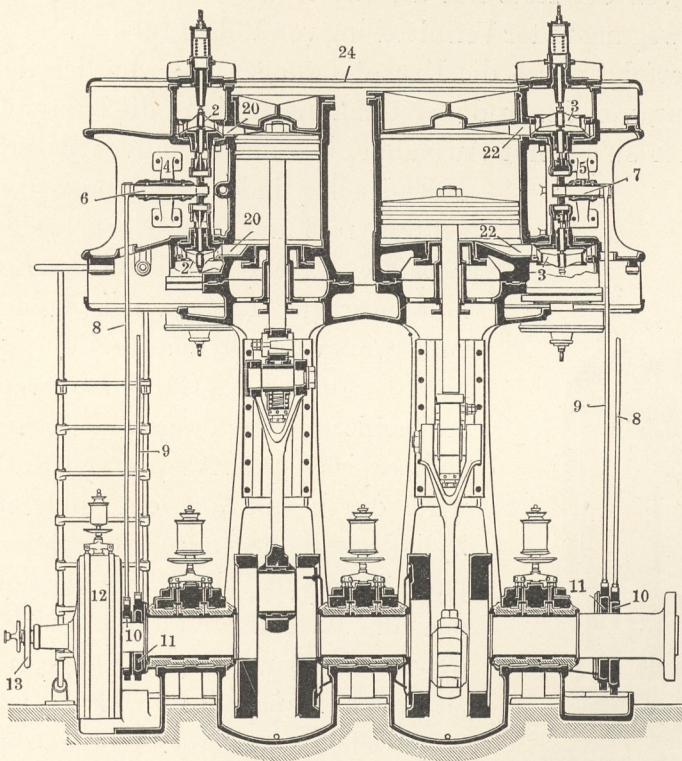


Fig. 161.

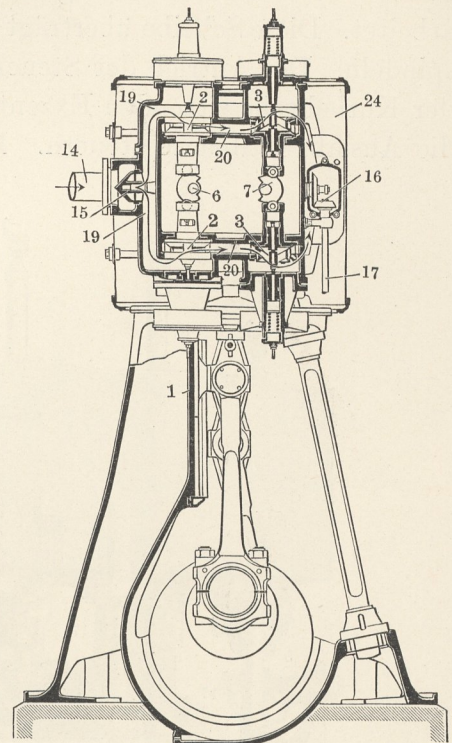


Fig. 163.

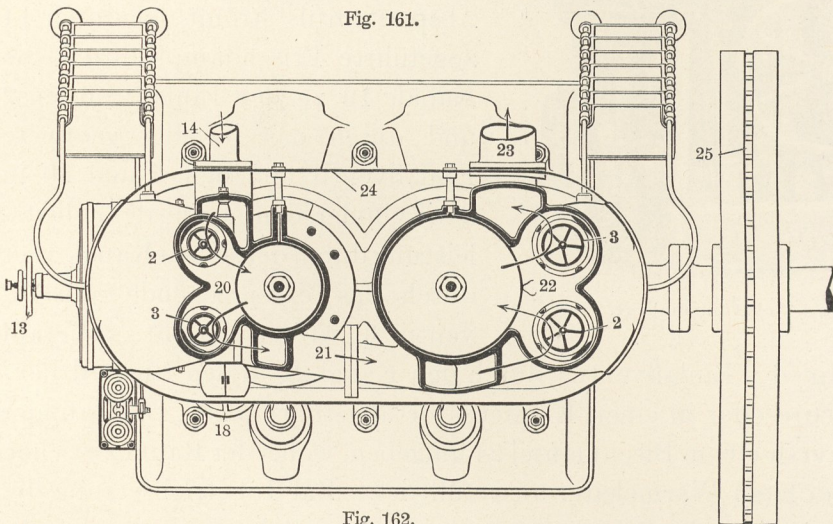


Fig. 162.

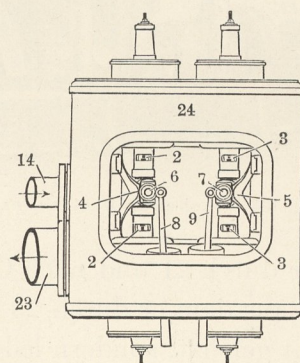


Fig. 164.

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

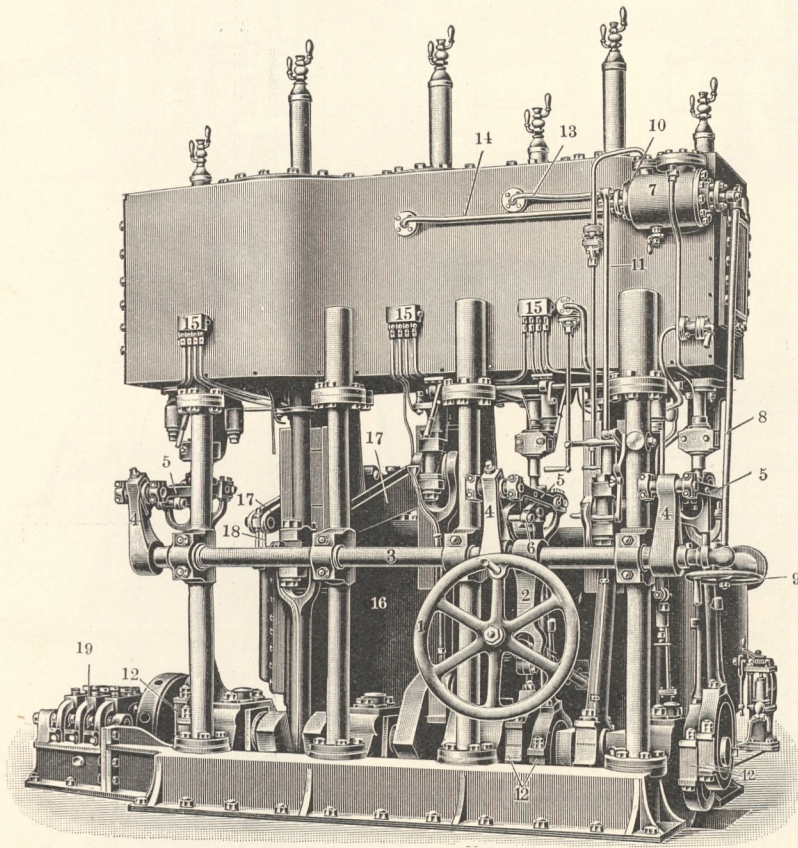


Fig. 165. Stehende Dreifachexpansions-Schiffsmaschine.

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.

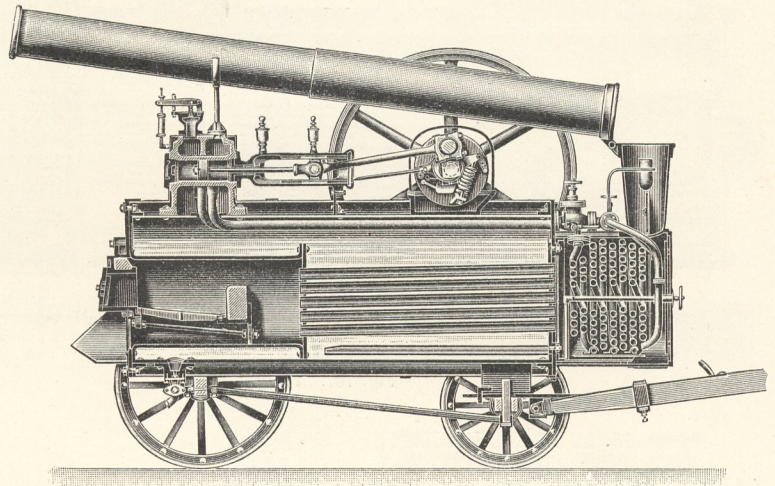


Fig. 166. Fahrbare Heißdampflokobile von R. Wolf.

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

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 Lokomobile 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 Brennmaterials 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

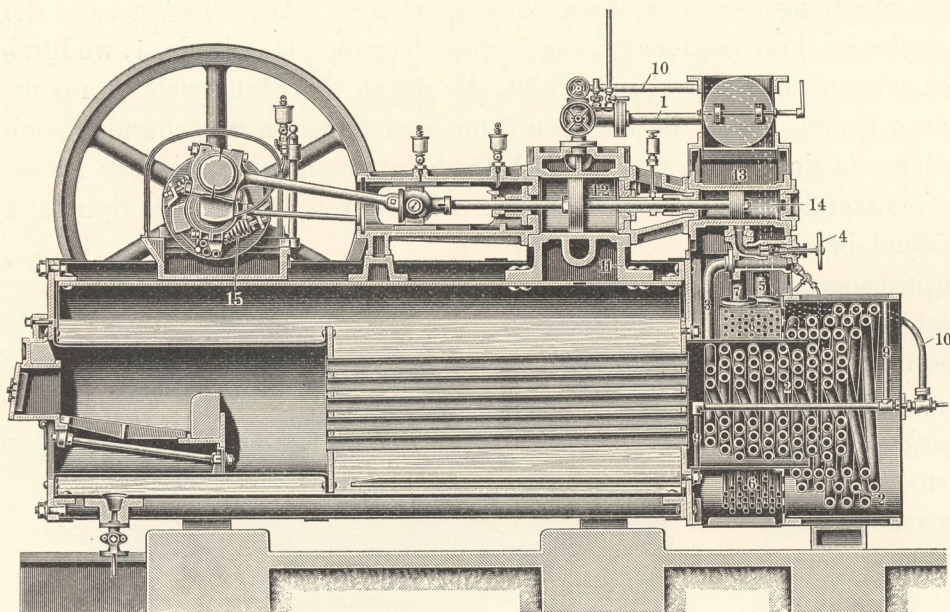


Fig. 167. Längsschnitt.

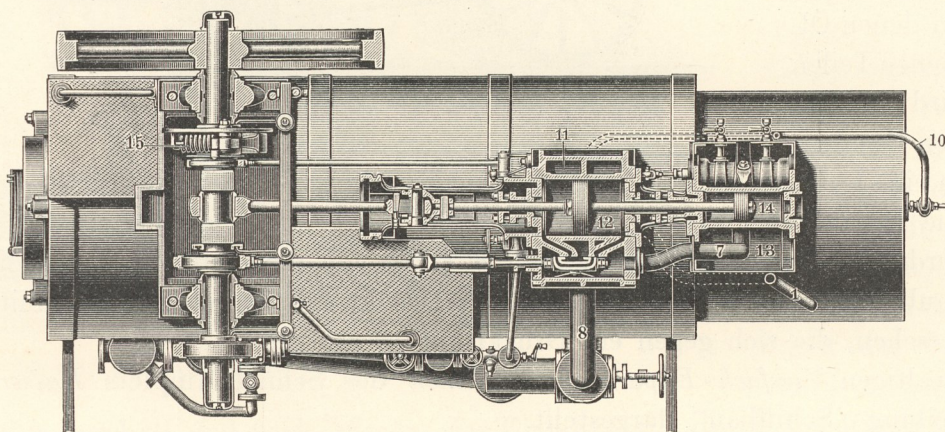


Fig. 168. Grundriß.

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 mehrzylinderig 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.

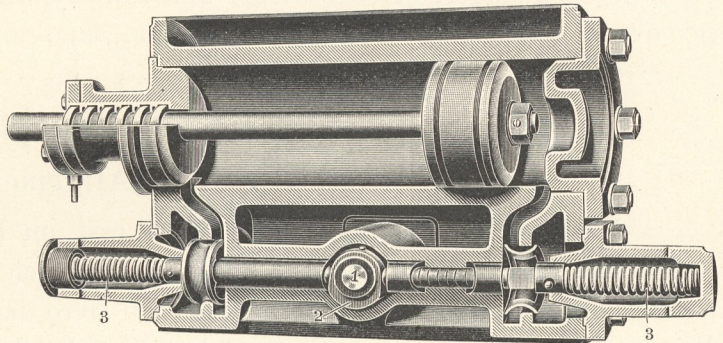


Fig. 169. Lokomobil-Ventilsteuerung System Lentz.

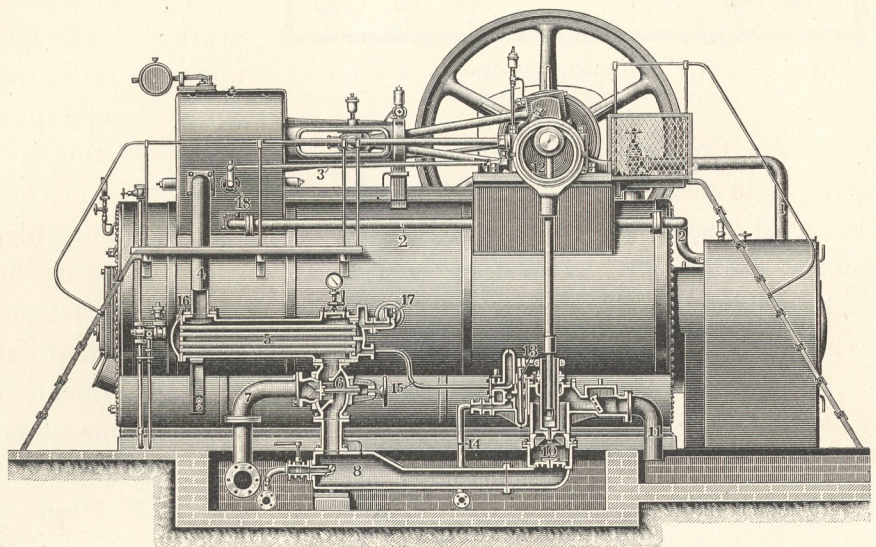


Fig. 170. Schnitt durch die Kondensations- und Speisewassereinrichtung einer Lanzschen Verbundlokomobile.

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

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

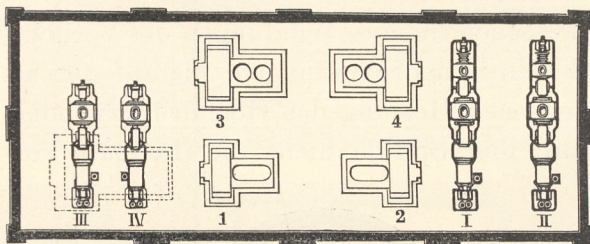


Fig. 171. Grundriß des Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerkes, Essen-Ruhr.

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 (Einströmsrohr) 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*.

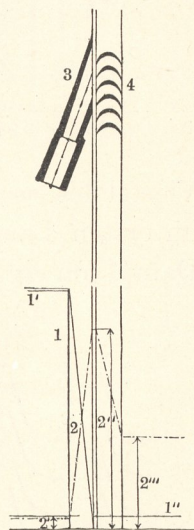


Fig. 172. Einstufige Druckturbine.

Bei ersteren (Fig. 173) erreicht der mit der Geschwindigkeit $2'$ zuströmende Dampf in den Leitraddüsen 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.

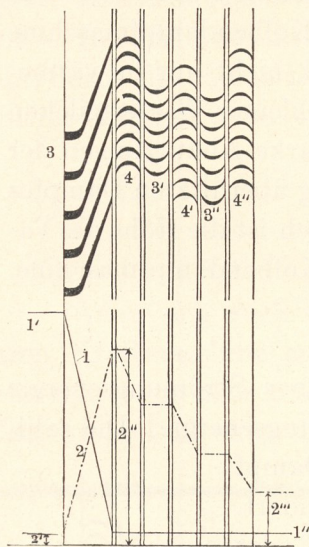


Fig. 173. Druckturbine mit drei Geschwindigkeitsstufen.

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 Leitradschaufeln 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

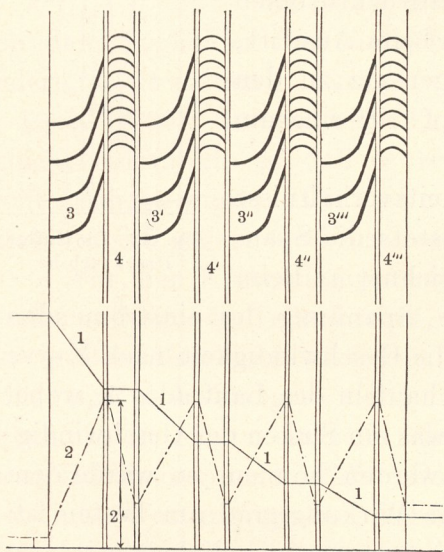


Fig. 174. Druckturbine mit vier Spannungsstufen.

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 Leiträdern $3, 3', 3'', 3'''$ 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.

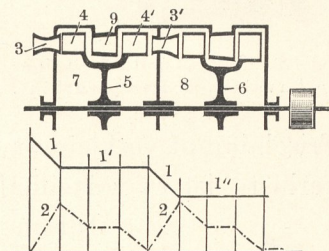


Fig. 175 und 176. Druckturbinen mit Spannungs- und Geschwindigkeitsstufen.

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

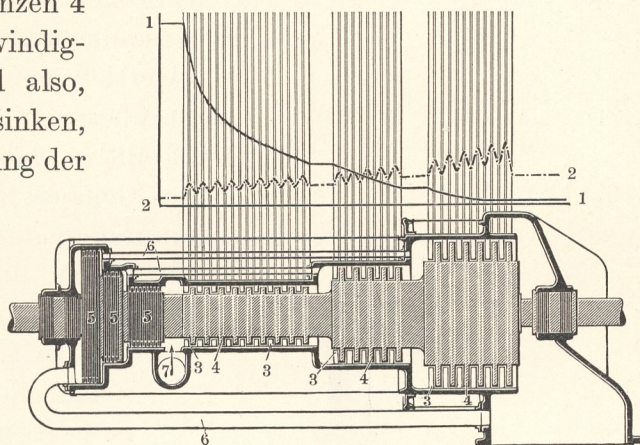


Fig. 177. Überdruckturbine der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft.

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

3. Verschiedene Bauarten der Dampfturbinen.

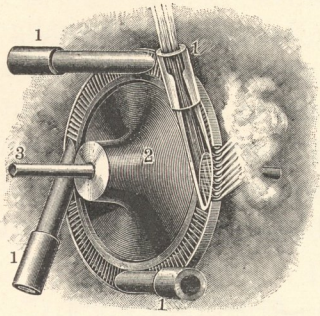


Fig. 178. Laufrad und Düsen einer de Lavalschen Dampfturbine.

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 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.

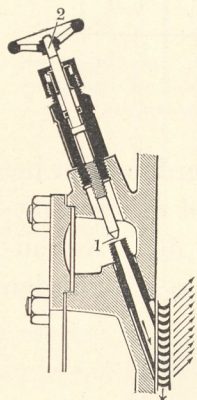


Fig. 179. Regulier-ventil einer Druck-turbine.

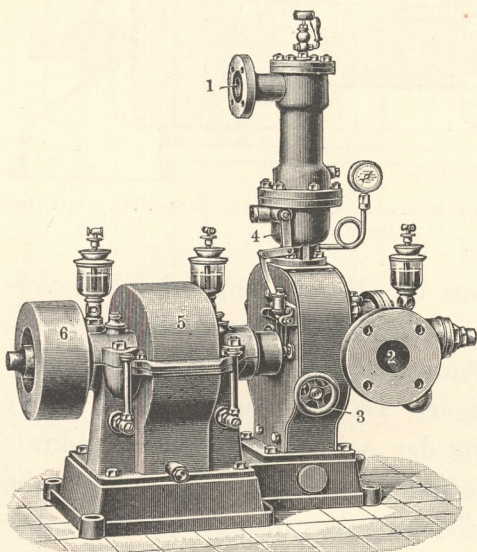


Fig. 180. Dampfturbine von de Laval.

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 auseinandergelegt ist, ist das ganze Spannungsgefälle in zahlreiche Untergefälle zerlegt, die jedes für sich in den

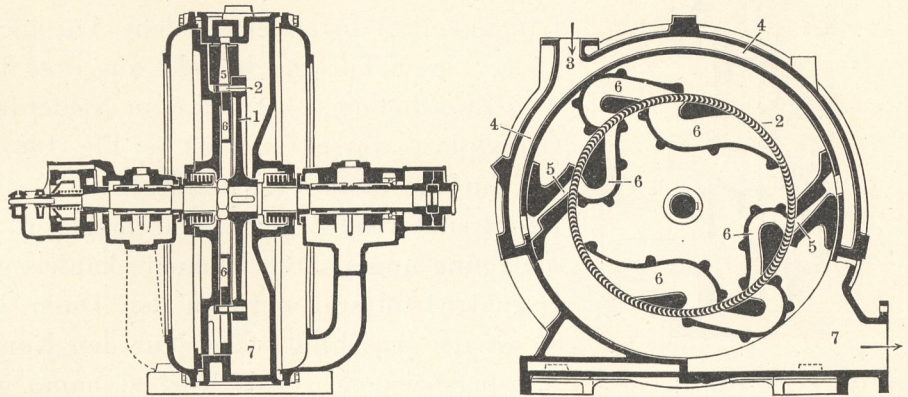


Fig. 181 und 182. Elektra-Dampfturbine mit einer Druck- und vier Geschwindigkeitsstufen.

Leitradschaufeln 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

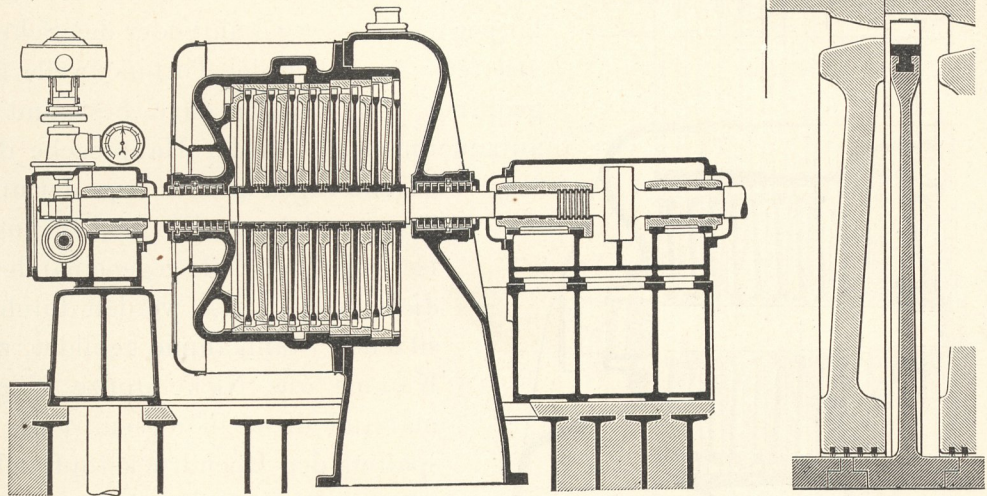


Fig. 183 und 184. Zoelly-Dampfturbine von Escher Wyß & Cie.

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

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*.

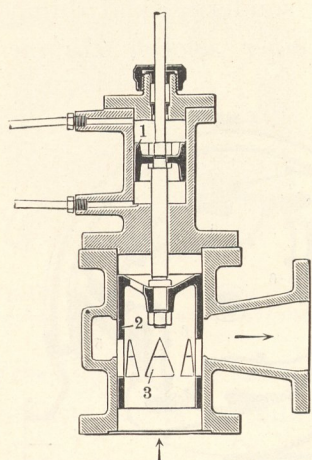


Fig. 185. Reguliervorrichtung der Zoellyturbine.

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 Stahlkämmen gebildet, zwischen die feststehende Kämmen 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.

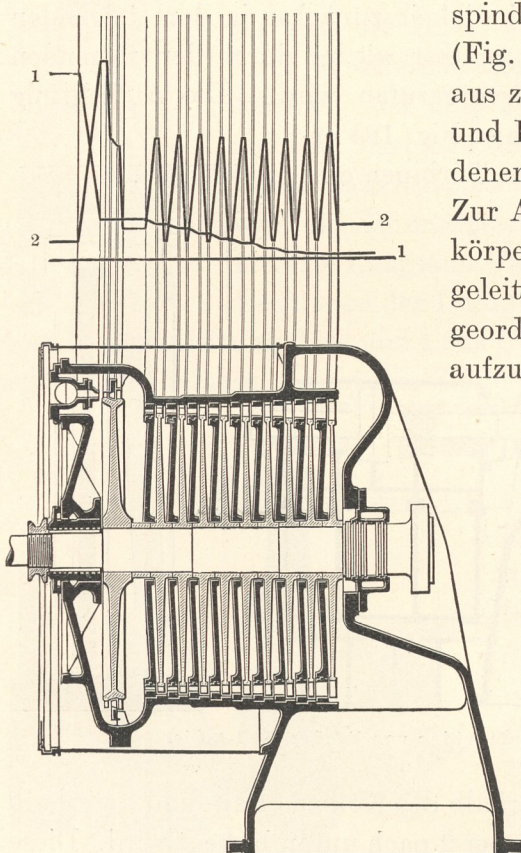


Fig. 186. Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (schematisch).

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,
schwalbenschwanz-
förmige Eindrehun-
gen erhält, in die die
aus Nickelstahl an-
gefertigten Schau-
feln eingesetzt wer-
den. Aus dem Druck-
raum 14 strömt der
Dampf durch die
Öffnungen 10 zu den
Leitrad-
schaufeln 11.

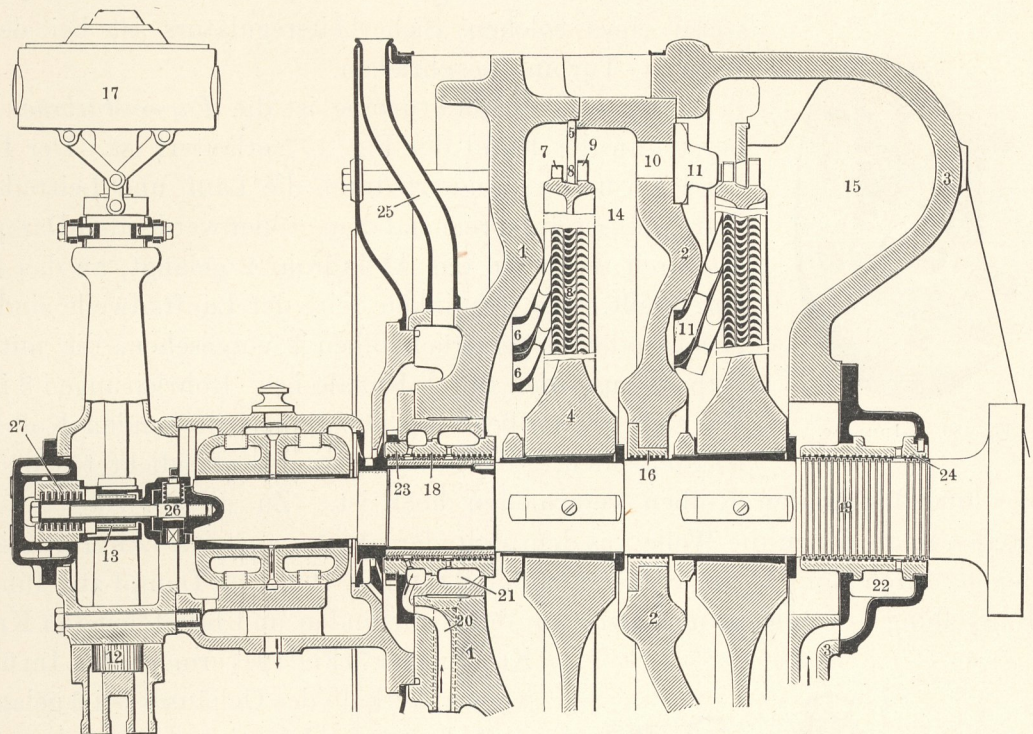


Fig. 187. Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (Längsschnitt).

Der Arbeitsvorgang

im zweiten Laufrade ist derselbe wie im ersten. Nach der Arbeitsleistung strömt der niedrig-
gespannte 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 Durchströmöff-
nungen 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 Um-
drehungszahlen ein kleines Steuerorgan
für den Zufluß des Drucköls zum Servo-
motor, 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

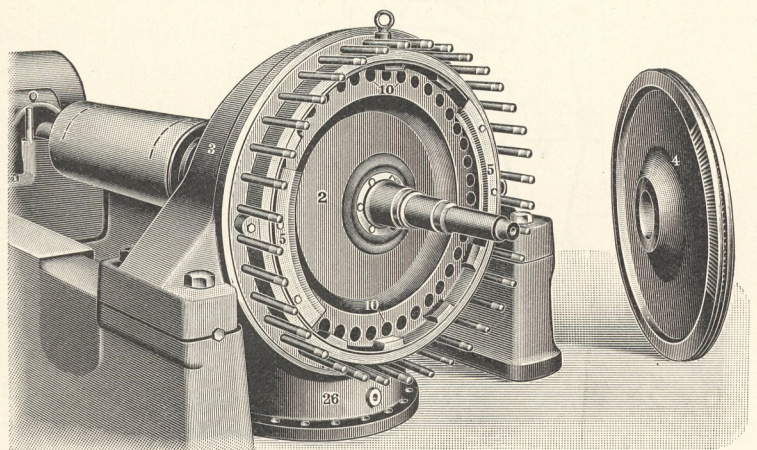


Fig. 188. Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (geöffnet).

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.

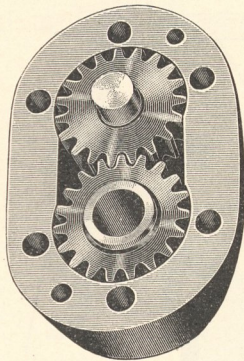


Fig. 189. Ölpumpe.

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

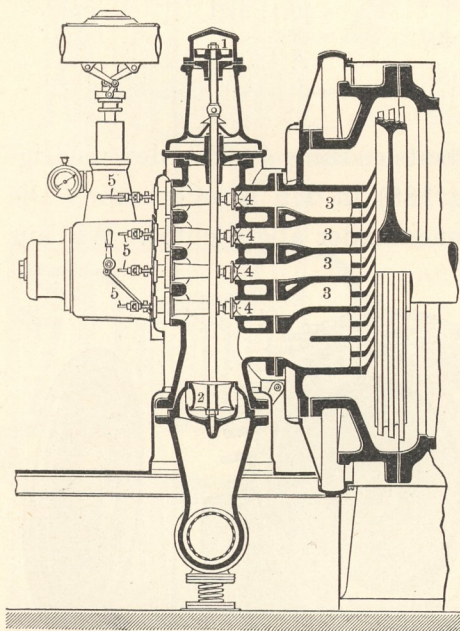


Fig. 190. Düsenregulierung, System Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft.

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 Kreisläufe 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.)

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
sich in Wirklichkeit
hinter diesem befind-
et. Seine Bewegung
erhält Kolbenschie-
ber 24 von Welle 14
unter Vermittelung
des Exzentergetrie-
bes 4. Dieses erteilt
dem bei 5 drehbar
gelagerten Doppel-
hebel 6 eine hin und
herschwingende Be-
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 Schie-
ber mehr oder weniger tief
in den Schieberkasten ein,
wodurch die Öffnungs-
dauer des Dampfaustritts-
kanals 22 verändert wird.
Bei größer werdender Öff-
nungsdauer wird das Ven-
til 28 durch die Feder 20
längere Zeit in der Schluß-
stellung gehalten; bei
kleiner werdender tritt
das Umgekehrte ein. Im ersten Falle gelangen bei jedem Ventilhub kleinere, im letzten größere
Dampfmengen in die Turbine. Zur Inbetriebsetzung der Turbine wird das Doppelsitzventil 28
zunächst einmal mit dem Handhebel 18 angehoben.

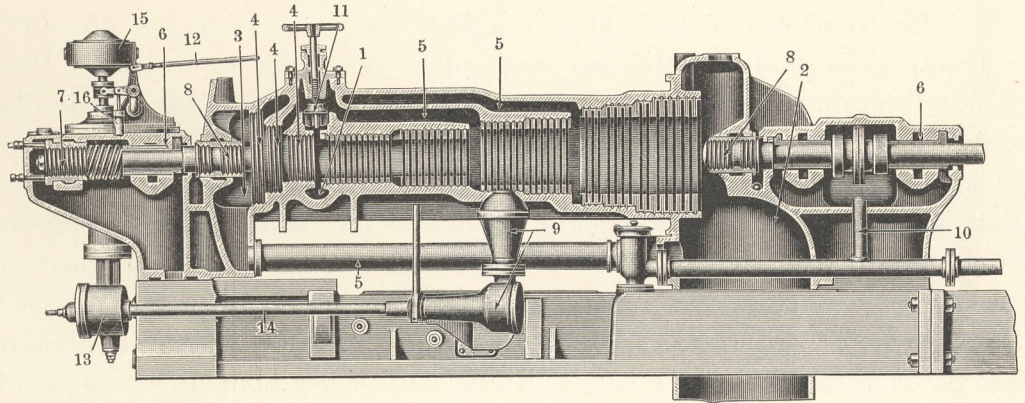


Fig. 191. Dampfturbine System Brown, Boveri-Parsons (Längsschnitt).

Das über der Dampfteinlaßkammer 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 Dampf-
turbine unmöglich ist. Kleine Fahrzeuge erhalten zu diesem Zwecke ein Wendegetriebe, das
zwischen Turbinenwelle und anzutreibender Welle eingeschaltet wird. Bei Turbinendampf-
ern

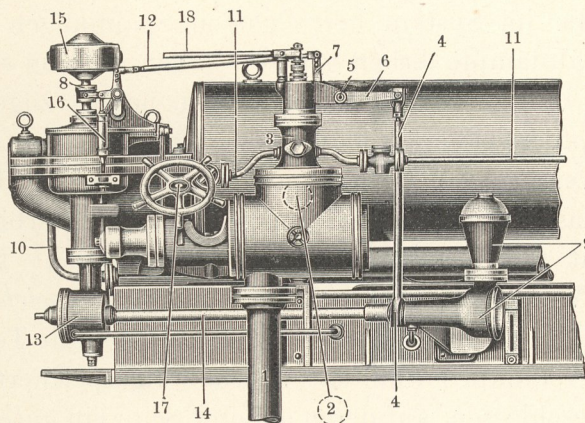


Fig. 192. Gesamtansicht.

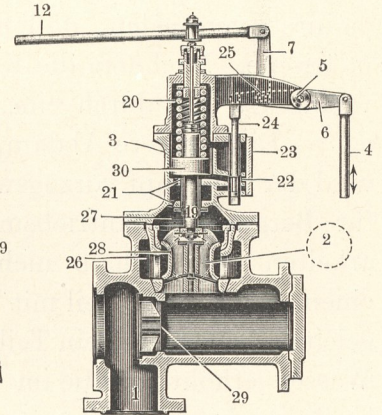


Fig. 193. Schnitt durch das Dampf-eintrittsventilgehäuse.

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

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, anderseits zum Anwärmen von Flüssigkeiten (Vorwärmer für Kesselspeisewasser u. a. m.).

Die Verbrennungsmaschinen.

Von Dr. A. Witt, Berlin-Friedenau.

A. Einleitung.

Schon am Ende des 18. und besonders in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts wurden Versuche gemacht, die bei der Verbrennung von Gasluftgemischen in einem Zylinder entstehenden hochgespannten heißen Verbrennungsgase zum Antriebe von Maschinen zu verwenden. Erst 1860 gelang es Lenoir, eine brauchbare *Gasmaschine* zu konstruieren. Seine Maschine ist der doppeltwirkenden Dampfmaschine nachgebildet. Während des ersten Teiles eines jeden Hubes wirkt die in dem Schwungrade aufgespeicherte lebendige Kraft treibend auf den Kolben und saugt durch diesen ein Gemisch aus brennbarem Gas und Luft an, das alsdann durch eine elektrische Zündvorrichtung zur Entzündung gebracht wird, wodurch die Spannung auf 5—6 Atmosphären steigt. Die heißen Druckgase leisten im Zylinder durch Expansion Arbeit, bis kurz vor Beendigung des Hubes der Auslaßkanal durch einen Schieber freigelegt wird, so daß die Gase ins Freie entweichen können. Zur Verhinderung schädlicher Erwärmung wird der Zylinder mit einem Wassermantel gekühlt. Auf der anderen Seite des Kolbens findet derselbe Vorgang statt, nur mit dem Unterschied, daß, während auf einer Seite Ansaugen und Verbrennen eintritt, auf der anderen das Ausschieben der expandierten Verbrennungsgase vor sich geht. Im Anfang bürgerte sich diese Maschine sehr gut ein, jedoch änderte sich dies bald, da sich herausstellte, daß sie nicht, wie angegeben, für die effektive Pferdestärkenstunde 0,5 cbm Leuchtgas, sondern deren 3 verbrauchte, wozu noch ein sehr starker Schmierölverbrauch kam. Ein weiterer Übelstand war der, daß sie bei jedem Versagen der Zündung, das nicht selten erfolgte, sofort stehenblieb. Der Bau der Lenoir-Maschine wurde wegen dieser Übelstände bald aufgegeben.

Kurze Zeit darauf erregte 1867 die atmosphärische Gasmaschine der deutschen Firma Otto & Langen in der Pariser Weltausstellung großes Aufsehen. Bei dieser Maschine wird ähnlich wie bei der atmosphärischen Dampfmaschine der Druck der Treibgase dazu benutzt, einen Unterdruck herzustellen. Als eigentliche treibende Kraft wirkt dann der Druck der äußeren Atmosphäre. Durch die Explosion des Gasluftgemisches wird ein in einem stehenden Zylinder frei beweglicher Kolben in die Höhe geworfen, der emporsteigt, bis seine lebendige Kraft aufgezehrt ist. Hierbei entsteht unter dem Kolben ein Unterdruck, so daß der äußere Luftdruck den Kolben niederdrückt, der nunmehr mittels eines Gesperres mit der Maschinenwelle gekuppelt wird. Diese Maschine war bedeutend wirtschaftlicher als die Maschine von Lenoir, denn sie verbrauchte für die effektive Pferdestärkenstunde nur 0,8 cbm Gas. Aber auch sie war nicht frei von Mängeln; einerseits war ihr Betrieb mit großem Geräusch verbunden, anderseits wurden ihre Abmessungen bei größeren Leistungen sehr groß. Trotzdem fand sie für das Kleingewerbe große Verbreitung, bis 1878 dieselbe Firma die *Viertaktmaschine* auf den Markt brachte, die wohl die bedeutsamste

bisher im Gasmaschinenbau gemachte Erfindung ist. Drei Merkmale sind es, durch die diese Maschine sich von den vorhergehenden unterscheidet, nämlich:

1. das Gasluftgemisch wird vor der Entzündung verdichtet,
2. die Entzündung findet im Totpunkte statt, und
3. die Maschine dient während eines Hin- und Herganges als Verdichtungspumpe für das Gasluftgemisch.

Wenngleich das Viertaktsystem an sich schon von dem Eisenbahningenieur Beau de Rochas 1862 beschrieben worden war, muß Otto doch das Verdienst bleiben, diese Idee praktisch verwirklicht zu haben.

Wenige Jahre später wurden schon Versuche gemacht, die Viertaktmaschine dadurch in eine Zweitaktmaschine umzuwandeln, daß die Ladung durch eine besondere Pumpe komprimiert und in den Zylinder gedrückt wird. Auch entstanden in jener Zeit die Maschinen, bei denen mit Benzin und Petroleum karburierte Luft als Betriebsstoff angewendet wird. Ferner fallen in diese Zeit die Versuche Daimlers, Gewicht und Größe der Motoren durch Anwendung eines sehr reinen Gasgemisches sowie durch Einführung einer sehr hohen Umdrehungszahl der Kurbelwelle beträchtlich zu verringern. Immer noch wurden aber die Gasmaschinen nur für kleine Leistungen gebaut. Noch 1894 galt eine Gasmaschine von 160 PS für etwas Außergewöhnliches. Aber auch dies änderte sich bald durch die Nutzbarmachung der Hochofen- und Koksofengase sowie durch die Anwendung der Generator- und Kraftgase, wodurch die Industrie der Großgasmaschinen geschaffen wurde. Schließlich sei noch die Gleichdruckmaschine erwähnt, um deren Ausbildung sich besonders Diesel (1897) verdient gemacht hat. In allerneuester Zeit wird auch an der Schaffung einer brauchbaren Gasturbine lebhaft gearbeitet.

Allgemeines.

Im Gegensatz zu den Dampfmaschinen werden bei den Gasmaschinen die in den Brennstoffen schlummernden Wärmemengen erst an den Stellen geweckt, an denen sie in nutzbringende Arbeit umgesetzt werden sollen, nämlich im Innern des Arbeitszylinders. Es werden also bei der Gasmaschine die heißen Verbrennungsgase unmittelbar zur Arbeitsleistung verwendet, während sie bei der Dampfmaschine erst zur Erzeugung eines Zwischenmittels, des Dampfes, dienen. Schon hieraus geht hervor, daß die Gasmaschine in wärmetechnischer Hinsicht vorteilhafter arbeiten muß; denn alle Verluste, die in der Dampfmaschine bei der Erzeugung und Fortleitung des Dampfes entstehen, fallen bei ihr fort. Ferner läßt sich durch gasförmige Brennstoffe eine viel vollkommene Verbrennung im Zylinderinnern erreichen als durch die zur Kesselfeuerung gewöhnlich benutzten festen Brennstoffe.

Die für den Betrieb der Verbrennungsmaschinen dienenden Gase werden entweder vorhandenen Gasanstalten entnommen oder in eigens für die Maschinen bestimmten Anlagen erzeugt oder als Nebenprodukt gewonnen. Vorzugsweise werden benutzt: Steinkohlengas (Leuchtgas), Kraftgas (Dowsongas, Generatorgas), Hochofengichtgas und Koksofengas, Braunkohlen- und Torfgas. Azetylen findet nur vereinzelt für kleinere Maschinen Verwendung.

Bei allen Verbrennungsmaschinen wird jetzt das Gasgemisch vor der Zündung verdichtet, wodurch die Arbeitsfähigkeit des Gases besser ausgenutzt wird, wie aus folgender Betrachtung hervorgeht. Zwei Mengen eines explosibeln Gasgemisches von gleicher Zusammensetzung und gleichem Gewicht seien in Gefäße von 2 und 1 Liter Inhalt eingeschlossen, derart, daß in dem größeren eine Spannung von 1 Atmosphäre, in dem kleineren eine Spannung von 2 Atmosphären vorhanden ist. Entzündet man diese Gasgemische, dann wird in beiden Gefäßen annähernd dieselbe Drucksteigerung stattfinden, die etwa das Zehnfache betragen möge, so daß die Spannung im größeren Gefäß 10 Atmosphären, im kleineren 20 beträgt. Nimmt man an, daß die Verbrennungsgase in beiden Fällen sich unter Arbeitsverrichtung bis zu 1 Atmosphäre ausdehnen, so ist klar, daß das kleinere Volumen um so viel mehr Arbeit leisten kann, als bei der Expansion von 20 auf 10 Atmosphären entsteht. Von dieser Mehrarbeit würde nur die verhältnismäßig geringe

Arbeit abzuziehen sein, die vor der Entzündung zur Verdichtung des Gasgemisches von 1 auf 2 Atmosphären erforderlich war. Durch die Verdichtung wird das Gasluftgemisch auch zündfähiger; denn trotzdem sich Gas und Luft sehr gut miteinander mischen, ist es doch bei der geringen, hierfür zur Verfügung stehenden Zeit sehr leicht möglich, daß die Mischung die gewünschte Vollkommenheit nicht erreicht. Dieser Mangel wird durch die Verdichtung beseitigt, welche die einzelnen Gas- und Luftteilchen eng aneinander bringt, so daß sich die Zündung rascher von einem Teilchen zum anderen fortpflanzt. Infolgedessen können auch stärker verdünnte Gasgemische angewendet werden, was ein Sinken der Anfangstemperatur und damit der durch das Kühlwasser abgeführten Verlustwärme nach sich zieht. Schließlich geht die Verpuffung des verdichteten Gemisches in einem kleineren Raume vor sich als die des unverdichteten, wodurch wegen der kleineren Wandungsfläche die schädliche Wärmeableitung durch die Wandung herabgemindert wird.

Wesentlich für die Zündfähigkeit des Gases ist das richtige Mischungsverhältnis von Luft und Gas, das sich nach dem Heizwert des Gases richtet, d. h. nach der Wärmemenge, die 1 cbm Gas bei vollständiger Verbrennung entwickelt. Vgl. die nachstehende Tabelle.

Bezeichnung des Gases	Mischungsverhältnis in Raumteilen Gas : Luft	Gebräuchliche Verdichtungsspannung in Atmosphären	Verpuffungsspannung in Atmosphären
Leuchtgas	1:6—1:7	3—4	12—18
Koksofengas			
Fettgas			
Kraftgas	1:1—1:2	8—12	15—22
Gichtgas			

Der Gasverbrauch ist abhängig von dem Heizwert des Gases und von der Maschinengröße. Er wird angegeben für die indizierte oder die effektive Leistung, und zwar in Kubikmetern für 1 Pferdestärke und für 1 Stunde. Bezogen auf die effektive Leistung beträgt der Gasverbrauch bei Maschinen von ungefähr 5—100 Pferdestärken für Leuchtgas 0,68—0,35, Koksofengas 1—0,75, Fettgas 0,35—0,3, Kraftgas 3,6—2,3, Gichtgas 3,8—2,8 cbm. Diese Angaben gelten für annähernd volle Belastung der Maschinen. Bei abnehmender Beanspruchung wächst der Gasverbrauch.

Neben den gasförmigen Brennstoffen finden auch flüssige Brennstoffe, wie Petroleum, Benzin, Spiritus, Paraffinöl usw., Verwendung, die jedoch vor der Verbrennung verdampft werden; hierauf vollzieht sich der Kreisprozeß in der Maschine ebenso wie bei den mit gasförmigen Brennstoffen betriebenen Maschinen. Der Verbrauch beträgt an Petroleum 0,55—0,2 Liter, an Benzin 0,35 bis 0,25 Liter, an Rohspiritus 0,5—0,42 Liter für jede effektive Pferdestärke und Stunde.

Nach Vorstehendem verbraucht eine kleine Gasmaschine für die effektive Stundenpferdestärke etwa 0,6 cbm Leuchtgas. Wird der Heizwert des Leuchtgases zu 5000 WE angenommen, so sind das $0,6 \cdot 5000 = 3000$ WE. Andererseits entspricht aber eine Stundenpferdestärke einer Wärmemenge von 637 WE. Beides verglichen, ergibt einen thermischen Wirkungsgrad $\frac{637}{3000} = 0,212 = \text{rund } 21 \text{ Proz.}$

Es wird also etwa $\frac{1}{5}$ der im Brennstoff enthaltenen Wärmemenge in Arbeit umgesetzt, während der Rest verloren geht. An sich ist diese Wärmeausnutzung ungünstig, aber im Vergleich mit den Dampfmaschinen, bei denen etwa 10—17 Proz. der im Brennstoff aufgespeicherten Wärme in Arbeit umgesetzt werden, ist sie als gut zu bezeichnen. Denn der vorstehend berechnete Wirkungsgrad bezieht sich auf kleine Gasmaschinen und stellt sich bei den großen bedeutend besser. Wenn es trotzdem der Gasmaschine nicht gelungen ist, die Dampfmaschine aus dem Felde zu schlagen, so liegt das daran, daß der Erwerber der Maschine nicht nach deren thermischen Wirkungsgrade fragt, sondern danach, wie hoch die Kosten für die effektive Stundenpferdestärke sind. Hierin ist aber die Gasmaschine der Dampfmaschine nur für kleine Leistungen überlegen; bei größeren Leistungen ist, abgesehen von dem Betriebe mit Kraftgasanlage, Gicht- und Koksofengasen, die Dampfmaschine vorteilhafter. Die beiden letztgenannten Gasarten wurden früher zur Beheizung von Dampfkesseln verwendet; bei ihrer unmittelbaren Ausnutzung in Großgasmaschinen hat sich herausgestellt, daß zur Erzielung derselben Leistung nur der dritte Teil der Gase

aufgewendet zu werden braucht, der sonst zur Beheizung der Dampfkessel verbraucht wird. Es ist also hier die Aufstellung von Gasmaschinen bedeutend vorteilhafter als die von Dampfmaschinen.

Da die Gasmaschine der Dampfmaschine für kleine Leistungen überlegen ist, ist sie besonders für Kleinbetriebe geeignet. Ein weiterer Vorteil liegt in den niedrigeren Anschaffungskosten. Nicht nur fällt die gesamte Kesselanlage fort, auch der Raum für diese sowie der Heizer werden gespart. Ferner ist sie stets betriebsbereit; ein Dampfkessel, der erst angeheizt werden müßte, ist nicht vorhanden, wenige Handgriffe genügen, um sie in und außer Betrieb zu setzen. Betriebspausen werden bei ihr weniger störend empfunden als bei der Dampfmaschine, da der hierbei entstehende Wärmeverlust nahezu Null ist. Andererseits ist ein Nachteil der Gasmaschine, daß sie ohne besondere Hilfsmittel nicht anläuft. Viel wichtiger und oft für die Wahl zwischen Gasmaschine und Dampfmaschine ausschlaggebend ist der Umstand, daß die Leistung der ersteren nicht annähernd in gleichem Maße steigerungsfähig ist wie die der letzteren. Bei einem vorübergehend größeren Kraftverbrauch als normal oder bei einer Betriebsvergrößerung ist bei der Dampfmaschine eine Erhöhung der Leistung in weiten Grenzen sehr einfach durch Vergrößerung der Zylinderfüllung zu erreichen. Bei der Gasmaschine ist dagegen nur eine verhältnismäßig geringe Steigerung der Leistung möglich. Schließlich erfordert die Gasmaschine trotz ihrer Einfachheit wegen der hohen Temperaturen, die in ihr vorkommen, eine sorgfältigere und sachgemäßere Bedienung.

Hinsichtlich der Bezeichnung und Einteilung der Verbrennungsmaschinen sind die mannigfaltigsten Vorschläge gemacht worden. Am einfachsten erscheint das nachstehende, von v. Ihering aufgestellte Schema.

A. Maschinen mit hin und her gehendem Arbeitsaufnehmer oder Hubmaschinen.

I. Verpuffungsmaschinen.

1. Viertaktmaschinen.

- a) ohne Verdichtung der Ladung,
- b) mit Verdichtung der Ladung.

2. Zweitaktmaschinen.

3. Sechstaktmaschinen.

II. Gleichdruckmaschinen.

1. Viertaktmaschinen.

2. Zweitaktmaschinen.

B. Maschinen mit umlaufendem Arbeitsaufnehmer oder Kreiselmassen.

I. Verbrennungsmaschinen mit einem oder mehreren umlaufenden Kolben.

II. Verbrennungsturbinen.

Von diesen Maschinen haben die weitaus größte Bedeutung die Hubmaschinen, und es sei daher im wesentlichen nur auf diese eingegangen.

Das gebräuchlichste Arbeitsverfahren ist der in den Fig. 194—202 erläuterte *Viertaktprozeß*, bei dem während zweier Kolbenhin- und -hergänge nur innerhalb eines einzigen Kolbenhinganges Arbeit auf den Kolben übertragen wird. Die vollständige Arbeitsperiode einer Zylinderseite der *Viertaktmaschine* verlangt also zwei Kurbelumdrehungen. Während des ersten Taktes, des Saughubes, bewegt sich der Kolben durch die Wirkung des Schwungrades in der Pfeilrichtung (Fig. 195) und saugt durch das Einlaßventil, das durch die Saugwirkung oder eine mechanische Steuerung geöffnet wird, das Gasgemisch an, bis der Zylinder damit gefüllt ist (Fig. 196). Der vor Anfang des Saughubes zwischen Kolben und Zylinderboden befindliche Raum wird Laderaum der Maschine genannt. Er ist, wenn sich das Einlaßventil öffnet, mit heißen Auspuffgasen gefüllt, die einerseits das anzusaugende Gemisch verdünnen, es andererseits aber erwärmen und hierdurch eine innigere Mischung und Verbesserung der Zündfähigkeit bewirken. Im Diagramm (Fig. 194) ist dieser Takt durch die Linie 1—2 versinnbildlicht. Bei dem nun folgenden zweiten Takte, dem Kompressionshube, sind Ein- und Auslaßventil geschlossen, so daß das eingeschlossene Gasgemisch von dem durch das Schwungrad rückwärts getriebenen Kolben komprimiert wird (s. Fig. 197 und 198 und im Diagramm Linie 2—3). Wie auseinander gesetzt, ist eine hochgetriebene Verdichtung für den Wirkungsgrad der Maschine

von großem Vorteil, doch darf diese nicht so weit getrieben werden, daß infolge der Kompressionswärme eine vorzeitige Selbstentzündung eintritt, da der hierdurch hervorgerufene heftige Stoß auf das Maschinengestänge dem Kolben entgegenwirkt und sogar zu einer Zerstörung der Maschine führen kann. Verdünntere Gasgemische und Brennstoffe von geringerem Heizwert erfordern höhere Verdichtung, die durch geeignete Bemessung des Laderaumes erreicht wird.

Der dritte Takt (Fig. 199 und 200) wird durch die im inneren Totpunkt erfolgende Entzündung des Gasgemisches eingeleitet; diese findet entsprechend der Kolbengeschwindigkeit und der Zündfähigkeit des Gemisches schon etwas vor dem inneren Hubwechsel statt, um rechtzeitige Spannungssteigerung zu bewirken. Die Verbrennung erfolgt zwar rasch, aber nicht explosionsartig und wird daher auch besser nicht als Explosion, sondern als *Verpuffung* bezeichnet. Wie aus der die Verbrennung darstellenden Linie 3—4 des Diagramms (Fig. 194) hervorgeht, erfolgt die Verbrennung nicht in unmeßbar kurzer Zeit; denn diese Linie ist ein wenig nach rechts geneigt, deutet also an, daß während des Verbrennungsvorganges eine Volumenvergrößerung stattgefunden hat, daß also eine wenn auch nur sehr kleine Zeit hierbei verstrichen ist. Gleichzeitig mit der Verpuffung tritt eine erhebliche Erhöhung der Spannung ein und im Anschluß hieran eine Expansion der heißen Verbrennungsgase (Linie 4—5 des Diagramms), bis kurz vor dem äußeren Totpunkte 6 bei 5 der Auspuff geöffnet wird. Der dritte Takt ist der einzige während des ganzen Verfahrens, bei dem Arbeit geleistet wird. Während des vierten Taktes (Fig. 201—202 und Linie 6—1 im Diagramm) tritt schon wieder die lebendige Kraft des Schwungrades in Tätigkeit und schiebt die expandierten Gase durch das geöffnete Auslaßventil in die Auspuffleitung.

Die Viertaktmaschinen werden meist einfachwirkend ausgebildet. Dieses und der Umstand, daß auf zwei Umdrehungen der Kurbelwelle nur während eines Kolbenhingesanges eine Kraftwirkung auf den Kolben ausgeübt wird, haben zur Folge, daß sich während der übrigbleibenden $1\frac{1}{2}$ Umdrehungen der Kurbelwelle der Gang der Maschine verlangsamt. Diesem Übelstande begegnet man durch die Anordnung entsprechend schwerer Schwungräder sowie durch die Vereinigung mehrerer auf eine Kurbelwelle arbeitender Viertaktmaschinen derart, daß deren Arbeitshübe gegeneinander versetzt sind.

Gleichmäßiger gestaltet sich der Gang bei den *Zweitaktmaschinen*, bei denen die vollständige Arbeitsperiode einer Zylinderseite nur eine Kurbelumdrehung, also zwei Kolbenhübe, erfordert. Der Zweitakt kann als ein auf mehrere Zylinder verteilter Viertakt angesehen werden, bei dem das Ansaugen und Vorverdichten (oder auch die volle Verdichtung) von Gas und Luft bzw. des Gemisches in einer getrennten Pumpe, der Ladepumpe, erfolgt. Nach der Zündung findet wie beim Viertaktverfahren eine Expansion statt, worauf kurz vor Erreichung des Totpunktes der Auspuff geöffnet wird. Gleichzeitig wird in den Zylinder unter Überdruck reine Luft (*Spül- oder Fegeluft*) geleitet, welche die Verbrennungsprodukte austreibt. Hinter dieser Luft tritt meist durch dasselbe Ventil das verdichtete Gemisch in den Zylinder; es wird durch den zurückkehrenden Kolben weiter verdichtet und in den Laderaum geschoben, in dem hierauf die Entzündung stattfindet. Diese Maschine ergibt dem Viertakt gegenüber bei doppeltem Gasverbrauch eine 75—95 Proz. höhere Leistung, läuft aber langsam und ist in der Ausführung teurer.

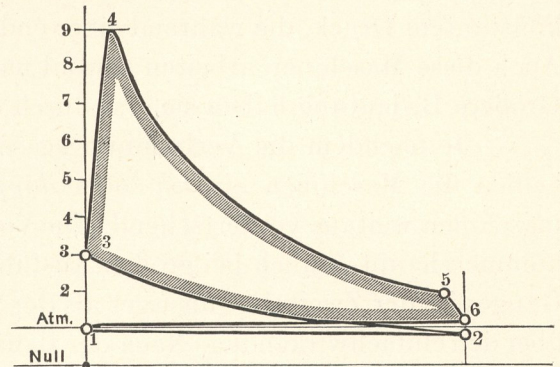


Fig. 194. Diagramm der Viertaktmaschine.

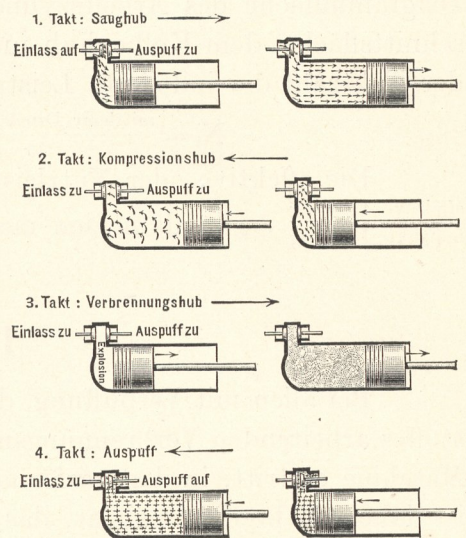


Fig. 195—202. Arbeitsverfahren der Viertaktmaschine.

Weniger gebräuchlich als Vier- und Zweitakt ist der *Sechstakt*. Von dem Viertakt unterscheidet sich dieser nur durch Hinzufügung zweier weiterer Takte, während welcher reine Luft angesaugt und wieder ausgetrieben wird. Zweck der letzten beiden Takte ist eine möglichst vollkommene Austreibung der Verbrennungsprodukte, die jedoch durch einen ungleichmäßigen Gang der Maschinen erkauft wird, weshalb diese Maschinen auch nur selten anzutreffen sind.

Während bei allen vorstehend beschriebenen Arbeitsverfahren die Verbrennung bei konstantem Volumen vor sich geht, ist das Merkmal der *Gleichdruckmaschine* eine Verbrennung bei konstantem Druck, die während einer endlichen meßbaren, wenn auch nur kleinen Zeit stattfindet. Auch diese Maschinen arbeiten sowohl nach dem Viertakt- als auch nach dem Zweitaktverfahren. Größere Bedeutung haben sie erst durch den Dieselmotor erlangt.

Je nachdem die Verbrennungsgase nur auf einer oder beiden Kolbenseiten Arbeit leisten, heißen die Maschinen *einfach-* oder *doppeltwirkend*. Bis jetzt sind einfachwirkende Viertaktmaschinen weitaus vorherrschend. Die Vorteile des Zweitaktes und der doppeltwirkenden Zylinder kommen hauptsächlich bei großen Ausführungen zur Geltung. Bezüglich der Gleichförmigkeit des Ganges ist der Zweitakt günstiger als der Viertakt, ebenso die doppeltwirkenden Maschinen gegenüber den einfachwirkenden. Nach der Bauart sind zu unterscheiden *liegende* und *stehende* Maschinen, sowie mit Rücksicht auf die Anzahl der Arbeitszylinder *Ein-* und *Mehrzylindermaschinen*.

Die Leistung einer Gasmaschine wird in ähnlicher Weise wie bei der Dampfmaschine bestimmt. Ein mittels des Indikators erhaltenes Diagramm gibt Aufschluß über die einzelnen Vorgänge im Arbeitszylinder. Aus diesem läßt sich ein Mittelwert für den Druck, der während einer Arbeitsperiode auf den Kolben ausgeübt wird, feststellen. Bei den Maschinen, die mit besonderen Ladepumpen arbeiten (Zweitaktmaschinen), werden hierbei vorher deren Diagrammflächen von der Diagrammfläche des Arbeitszylinders abgezogen. Aus dem mittleren Druck, der Kolbenquerschnittsfläche, dem Kolbenhub und der Umdrehungszahl berechnet sich unter Berücksichtigung der Taktzahl die indizierte Leistung N_i der Maschine, und zwar ist

$$N_i = \frac{\text{mittlerer Druck} \times \text{Kolbenquerschnittsfläche} \times \text{Hub} \times \text{Zündungen in der Minute}}{60 \cdot 75}$$

Die effektive oder Nutzleistung kann durch Bremsung ermittelt werden. Das Verhältnis $\frac{\text{effektive Leistung}}{\text{indizierte Leistung}}$ ergibt dann den mechanischen Wirkungsgrad.

B. Die Betriebsstoffe.

Bei allen mit Verpuffung, d. h. mit annähernd augenblicklicher Verbrennung, des Betriebsstoffes arbeitenden Verbrennungsmaschinen muß der Betriebsstoff, bevor er in den Zylinder der Maschine eintritt, in den gasförmigen Zustand übergeführt werden. Der eigentliche Kraftträger ist daher ein brennbares Gas, das mit dem Sauerstoff der Luft ein explosives Gemisch bildet. Derartige Gase kommen schon in der Natur gebrauchsfertig als *Erdgas* vor. Das Erdgas findet sich in großen Mengen als Begleiter von Petroleumlagern hauptsächlich im Kaukasus und in den Vereinigten Staaten von Nordamerika. Im Kaukasus wird es schon seit uralter Zeit technisch verwertet, in Amerika wird es außer zu Beleuchtungs- und Heizzwecken besonders im Kraftbetriebe benutzt. In neuerer Zeit sind auch in England und in allerjüngster Zeit auch in Deutschland sehr ergiebige Erdgasquellen erbohrt worden. Das Erdgas besteht zu ungefähr 90 Proz. aus leichten Kohlenwasserstoffen und eignet sich besonders für die Verwendung in Kraftmaschinen; in Amerika baut man Maschinen von 500—1000 PS, die mit Erdgas betrieben werden.

Nächst den Naturgasen kommen für den Betrieb der Gasmaschinen und besonders der Großgasmaschinen die als Nebenprodukte bei Hütten- und Steinkohlenwerken entstehenden Gase in Betracht. Es sind dies die *Hochofengichtgase* und die *Koksofengase*. Die aus der Gichtöffnung der Hochöfen abziehenden Gase enthalten etwa 26—30 Volumprozent Kohlenoxyd, kleinere Mengen von Wasserstoff und Kohlenwasserstoffen, 7—10 Proz. Kohlensäure und im übrigen hauptsächlich Stickstoff. Diese Gase wurden schon seit langer Zeit außer zur Erhitzung des Hochofenwindes auch

unter Mischung mit Luft zur Beheizung der Dampfkessel des Hochofenwerkes verwendet; man erkannte jedoch bald, daß sie mit ihrem geringen Heizwert von nur 900—950 WE vorzüglich zur unmittelbaren Krafterzeugung in Gasmaschinen geeignet sind, und daß man bei dieser unmittelbaren Verwendung der Gase als Kraftgas etwa das 2,5—3fache der bei der Dampferzeugung erzielten Leistung kostenlos erhalten kann. Da bei einem Hochofen für jede erzeugte Tonne Roheisen nach Abzug aller Verluste und des Verbrauches für die Winderhitzung noch 2500 cbm Gas für Kraftzwecke übrigbleiben, so ergibt dies für einen Ofen von 150 Tonnen Tagesleistung bei einem Verbrauch von 3 cbm Gichtgas für die Pferdestärkenstunde eine Kraftquelle von rund 5200 PS für Maschinenbetrieb. Hieraus ersieht man ohne weiteres den ungeheuern wirtschaftlichen Nutzen der Großgasmaschinen für die Hüttenwerke.

Um die Gichtgase in den Maschinen benutzen zu können, müssen sie von dem Gichtstaub befreit werden, der ihnen anhaftet. Man unterscheidet den schweren und den leichten Staub. Den schweren, der aus dem Abrieb von Erzen und Zuschlag besteht und etwa 20—30 000 kg im Tage für einen Hochofen beträgt, führt man soviel wie möglich wieder in den Ofen zurück; den leichten, der hauptsächlich Alkalisalze, Zink-

und Manganoxyde und auch Koksstaub enthält, muß man für sich auffangen. Nach der Trockenreinigung enthält 1 cbm Gas noch etwa 7—10 g Staub. Durch nasse Reinigung kann man bequem von 10 auf 1 g, durch vollkommene Reinigung sogar auf 0,1 g zurückkommen. Für die Reinigung der Gase sind Vorrichtungen der verschiedensten Bauart vorgeschlagen worden. In Fig. 203 ist ein derartiger Reiniger dargestellt. Die Gase gelangen aus dem Ofen 1 durch zwei Rohre 2 in den Trockenreiniger 3, in dem sich der schwere Staub absetzt. Von hier aus werden sie durch ein Rohr 4 in den Naßreiniger

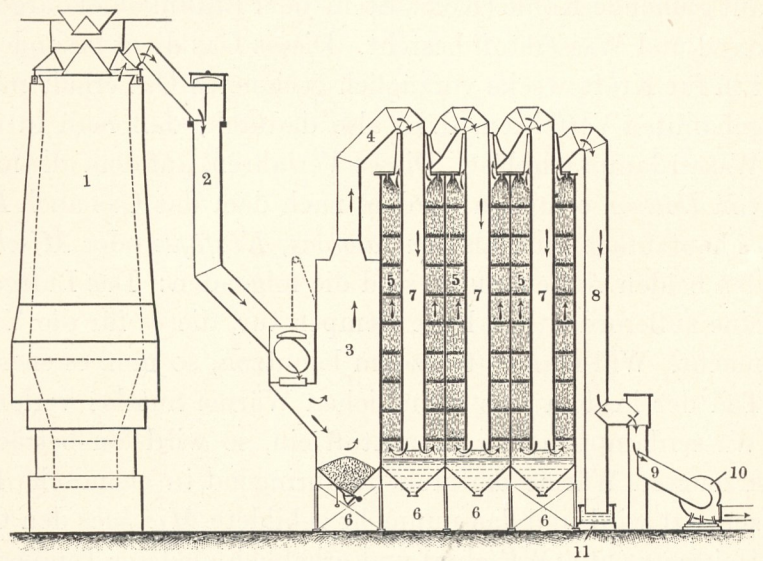


Fig. 203. Reiniger für Gichtgase.

geführt, der aus drei Einzelreinigertürmen 5 besteht. Die Gase werden durch Rohre 7 in den untersten Teil jedes Reinigers geführt und steigen, entgegen einem von oben kommenden Wasserstrom, durch Holzeinlagen nach oben, wo sie schließlich durch ein Rohr 8 mit Wasserverschluß 11 abgeführt werden. Das Rohr 8 ist durch ein Rohr 9 mit dem Schleudergebläse 10 verbunden, welches das Gas in die Maschine drückt. Der Staub wird den trichterförmigen unteren Enden der Kühltürme entnommen und mittels in die Räume 6 gebrachter Wagen fortgeschafft.

Zur künstlichen Herstellung von Gasen für die Verbrennungsmaschinen lassen sich alle in der Natur vorkommenden organischen Stoffe verwenden, aus denen infolge ihrer Zusammensetzung aus Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff durch Erhitzung brennbare Gase entwickelt werden können. Bis vor kurzem wurde das aus den Steinkohlen durch trockene Destillation hergestellte *Steinkohlengas* oder *Leuchtgas* hauptsächlich für den Betrieb der Gasmaschinen verwendet. Es besteht aus Wasserstoff, leichten und schweren Kohlenwasserstoffen und Kohlenoxyd und hat die Eigenschaft, sich rasch und innig mit der Luft zu verbinden, eine Eigenschaft, auf der besonders die Möglichkeit beruht, das Leuchtgas für Kraftmaschinen zu verwenden. Hierzu kommt noch, daß es, mit Luft im richtigen Verhältnis gemischt, bei der Entzündung augenblicklich verbrennt, d. h. verpufft. Die Höhe der durch die Verpuffung entstehenden Temperatur und Spannung richtet sich nach dem Verhältnis, in dem Luft und Gas gemischt sind. Das beste Mischungsverhältnis ist nach Clerk 1 Teil Gas auf 5 Teile Luft; bei diesem Verhältnis erhält man einen Überdruck von 6,37 Atmosphären, eine Verpuffungstemperatur von 1812° C und eine Verpuffungszeitdauer von 0,055 Sekunde.

Neben den großen Vorteilen, die das Leuchtgas für Kraftzwecke bietet, ist als Übelstand zu nennen, daß die Maschine, in der das Gas verwendet werden soll, stets an die Gasanstalt bzw. die Gasleitung selbst gebunden ist; denn da die Gasbereitung nur im Großbetrieb rentabel ist, bleibt es ausgeschlossen, daß jeder Maschinenbesitzer sich sein Gas selbst bereitet. Eine Verwendung der Gasmaschine als von Ort bewegliche Maschine war daher unmöglich.

Aus dem Bestreben, diese Abhängigkeit zu beseitigen, kam man zu der Erfindung des *Generatorgases*, eines Gases, das im Kleinbetrieb hergestellt und dem Leuchtgas in bezug auf Kraftzwecke ebenbürtig an die Seite gestellt werden kann. — Erhitzt man Kohle und leitet in die glühende Masse Luft in genügender Menge, so entsteht Kohlensäure, ein nicht brennbares Gas. Ist aber der Zutritt der Luft ein ungenügender, so entsteht das sauerstoffärmere, giftige, aber brennbare Kohlenoxydgas, das für Kraftzwecke verwendbar ist. Man nennt dieses Gas auch *Luftgas* oder *Siemensgas*. Wegen der hohen Temperatur, mit der es aus dem Erzeuger kommt, und wegen seines geringen Heizwertes (nur etwa 800 WE auf 1 cbm) ist es aber für Kraftzwecke wenig geeignet. Als Ersatz dafür diente das *Wassergas*, das durch Einwirkung von Wasserdampf auf glühende Kohle (Koks, Stein- oder Braunkohle) dargestellt wird und hauptsächlich aus Kohlenoxyd und Wasserstoff besteht. Dieses Gas dient besonders zur Heizung, seltener zu Kraftzwecken. Ein für Kraftzwecke vorzüglich geeignetes Gas erhält man durch die Vereinigung der beiden vorgenannten Verfahren, d. h. also dadurch, daß man in die glühende Kohle sowohl Luft als auch Wasserdampf einbläst. Dieses Verfahren, auf dem alle modernen Generatorenbetriebe beruhen, ist von *Dowson* erfunden worden, nach dem das Gas auch *Dowsongas* genannt wird. Man bezeichnet es heutzutage kurz als *Generatorgas*, *Kraftgas* oder *Mischgas*. Die Vorteile dieses Gases gegenüber den beiden vorgenannten sind die folgenden: Das Luftgas hat, wenn es aus dem Erzeuger kommt, eine außerordentlich hohe Temperatur, die es für die Verwendung in Kraftmaschinen ungeeignet macht. Will man es trotzdem benutzen, so muß es energisch abgekühlt werden, wobei ein großer Teil der in dem Gas befindlichen Wärme nutzlos verloren geht. Führt man dagegen auch noch Wasserdampf in den Brennstoff ein, so wird ein beträchtlicher Teil der bei der Luftgasbildung erzeugten Wärme dadurch nutzbringend in chemische Energie umgesetzt, daß der Wasserdampf zersetzt wird und das nunmehr gebildete *Mischgas* den Gaserzeuger mit einem wesentlich höheren Heizwert (1400 WE/cbm) und erheblich niedrigerer Temperatur verläßt (nicht mehr als 500°). Auch der Gehalt des Gases an Wasserstoff bietet für die Verwendung in Kraftmaschinen verschiedene Vorzüge. So liegt z. B. die Entzündungstemperatur des Wasserstoffes bedeutend niedriger als die des Kohlenoxyds; die Verpuffungsgeschwindigkeit ist bei Außenluftdruck für Wasserstoff 30mal größer als für Kohlenoxyd, auch ist die Diffusionsgeschwindigkeit des Wasserstoffes erheblich größer als die des Kohlenoxyds usw. Vor allem kommt aber hinzu, daß die Generatoren verhältnismäßig einfach und kompensiös sind, so daß sie überall ohne allzu große Kosten erbaut werden können, bei erhöhter Rentabilität des Einzelbetriebes. Der Generator kann unmittelbar neben der Maschine errichtet werden, so daß lange Rohrleitungen vermieden werden; seine Wartung ist sehr einfach. Schließlich kann jede Art von organischen Stoffen in den Generatoren verwendet werden. — Das Kraftgas ist ein farbloses, fast geruchloses, sehr giftiges Gas, das angezündet mit nichtleuchtender bläulicher Flamme verbrennt. Die Wärmeausnutzung bei der Herstellung ist eine ganz vorzügliche, da sich von dem Wärmevermögen des im Generator verwendeten Brennstoffes gegen 85 Proz. in dem erzeugten Gase wiederfinden, während das Wärmevermögen des Leuchtgases im Mittel nur 20 Proz. des Wärmevermögens der vergasten Kohle beträgt. 1 kg Anthrazit liefert 4,5 cbm Kraftgas mit einem mittleren Heizwert von etwa 1300 WE/cbm. Bei dem aus Koks hergestellten Gas beträgt der Heizwert nur etwa 1100 WE/cbm. Die Kraftgaserzeugung stellt sich nicht nur bei kleinen, sondern auch bei großen Anlagen billiger als eine entsprechende Dampfkesselanlage.

Gasgeneratoren.

Die Erzeugung des Gases erfolgt in Druckgas- oder in Sauggasgeneratoren. In den *Druckgasgeneratoren* können nur Anthrazit und Koks vergast werden, bei den *Sauggasgeneratoren*

auch andere Brennstoffe, sobald durch die Bauart und Einrichtung des Generators dafür gesorgt wird, daß die schweren Kohlenwasserstoffe, die teer- und paraffinhaltigen Bestandteile den Generator in gasförmigem Zustande verlassen. Der Unterschied zwischen den beiden Erzeugungsarten besteht darin, daß bei dem Druckgasgenerator die Verbrennungsluft mittels eines Dampfstrahles in den Generator *hineingedrückt* wird, während sie bei dem Sauggasgenerator durch die Gasmaschine bei jedem Saughub in den Generator *hineingesaugt* wird.

Fig. 204 zeigt einen Druckgasgenerator der *Gebr. Körting*. Der Generator 1 ist ein Schachtofen, der unten mit einem Planrost und oben mit einem Fülltrichter mit Doppelverschluß versehen ist. Der Dampf wird im Dampfkessel 2 erzeugt und durch Rohr 3 zu dem Injektor 4 geführt, der die erforderliche Luft aus dem Luftvorwärmer 8 ansaugt und sie unter den Rost drückt. Luft und Dampf dringen durch die glühende Anthrazit- oder Koksschicht im Generator, wobei das Kraftgas gebildet wird. Das Gas verläßt den Ofen durch Rohr 5, das durch den Luftvorwärmer 8 und den Speisewasservorwärmer 9 geführt ist und unten in den Skrubber oder Rieseler 11 einmündet. Der Skrubber zum Reinigen des Gases besteht aus einem Blechzylinder, in dem sich auf einem Rost eine hohe Koksschicht befindet. Diese wird von oben mit Wasser berieselt, während das Gas in den teilweise mit Wasser gefüllten Unterteil des Skrubbers eintritt und die Koksschicht von unten nach oben durchstreicht, wobei es gleichzeitig gereinigt und gekühlt wird; schon in den beiden Vorwärmern hatte es einen Teil seiner Wärme abgegeben. Aus dem Skrubber gelangt

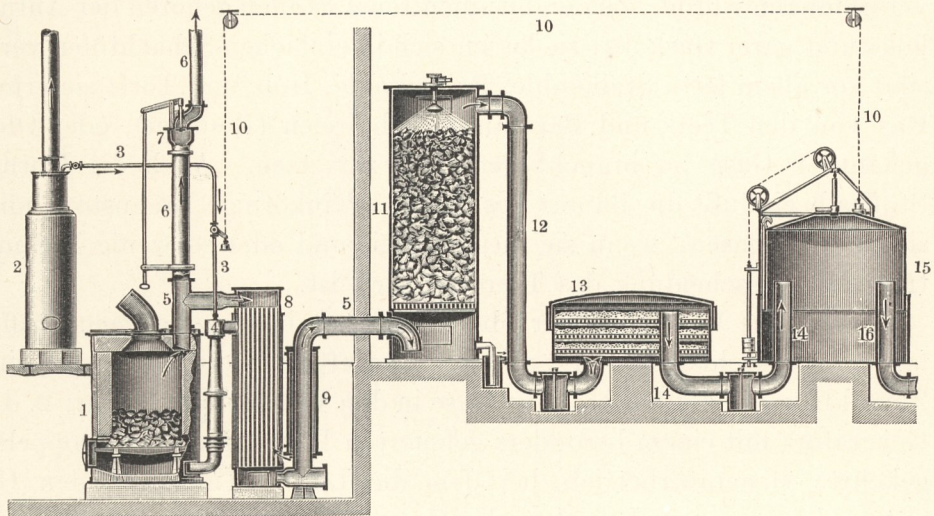


Fig. 204. Druckgasgenerator.

das Gas durch Rohr 12 in den Sägespänsreiniger 13, in den es von unten eintritt. Es durchstreicht in diesem mehrere auf Gittern ausgebreitete Sägespänschichten und gelangt schließlich durch Rohr 14 in den Gasdruckregler 15, aus dem es durch Rohr 16 zur Maschine geführt wird. Der Regler ist ein mit Wasser gefülltes Gefäß, in das eine oben geschlossene Glocke hineingehängt ist, die je nach dem Gasdruck mehr oder weniger tief eintaucht. Das Auf- und Abbewegen der Glocke wird zur Regelung der Gaserzeugung benutzt, indem mittels eines Kettenzuges 10 ein in der Dampfleitung 3 angeordnetes Drosselventil mehr oder weniger geschlossen und dadurch die Luft- und Dampfzuführung zum Generator geregelt wird. Beim Inbetriebsetzen des Generators läßt man die zunächst entstehenden, zum Motorbetrieb unbrauchbaren Gase durch Abzugsrohr 6 bei geöffnetem Ventil 7 entweichen. Dann wird letzteres geschlossen, und die Anlage ist betriebsbereit. Der Hauptnachteil des Druckgenerators ist der, daß er zu seinem Betrieb wieder einen kleinen Dampfkessel erfordert; gerade in dem Fortfall des Dampfkessels bestand aber der Hauptvorteil der Gasmaschine gegenüber der Dampfmaschine. Der Kessel ist gewöhnlich mit Überhitzer versehen und bedarf daher sorgfältiger Wartung; außerdem verbrennt er Kohlen, die auf diese Weise, wie bekannt, sehr unvorteilhaft ausgenutzt werden. Man kam daher darauf, die in dem Skrubber ungenutzt verloren gehende Wärme des Gases zur Dampferzeugung zu benutzen, und verlegte deshalb den Dampferzeuger in den Generator selbst, derart daß die abziehenden heißen Gase den Dampferzeuger umspülten. Gleichzeitig versuchte man, die Gaserzeugung von der Maschinenleistung selbst abhängig zu machen, daß man den Saugabschnitt der Viertaktmaschine dazu verwendete, die zur Vergasung nötige Luft von der Maschine durch den Gaserzeuger hindurchsaugen zu lassen. Die Vorteile der Sauggeneratoren gegenüber den

Druckgeneratoren sind so erhebliche, daß jene die letzteren wohl bald ganz verdrängen werden. Die Sauganlage ist bedeutend einfacher, da Dampfkessel, Dampfstrahlgebläse, Gasregler und häufig auch der Sägespänerreiniger fortfallen. Da ferner in der Anlage stets ein Unterdruck herrscht, so ist die Gefahr des Ausströmens der giftigen Gase sehr gering; denn infolge der Luftverdünnung wird bei etwaigen Undichtigkeiten Luft *in* den Erzeuger strömen, statt daß Gas austritt. Ein weiterer Vorteil ist, wie schon angedeutet, der, daß die Gaserzeugung unmittelbar abhängig ist von der wechselnden Maschinenleistung. Je weniger die Maschine Arbeit leistet, um so weniger Gas erzeugt sie; bei gesteigerter Maschinenleistung steigert sich auch selbsttätig die Menge des erzeugten Gases.

In den Sauggasgeneratoren lassen sich alle organischen Stoffe für die Gasbereitung verwerten; selbstverständlich hängt aber die Bauweise des Generators ganz und gar von dem zu verarbeitenden Brennstoff ab. Man muß hierbei unterscheiden zwischen bitumenfreien und bitumenhaltigen Brennstoffen, denn letztere ergeben bei der Vergasung ein stark teerhaltiges Gas, das ohne weiteres in den Maschinen nicht zu verwenden ist, da es die Maschine in kürzester Zeit verschmieren würde. Zu den bitumenfreien Stoffen gehören der Anthrazit, die Holzkohle, Hüttenkoks und garer Gaskoks; sie lassen sich in einfachen Schachtöfen vergasen. Bitumenhaltige Stoffe sind vor allem fette Steinkohle, Braunkohle, Holz und Torf; sie erfordern Vorrichtungen, die das Gas von den Teer- und Paraffingasen befreien (Reiniger), oder Ofenkonstruktionen, welche die genannten Gase zu brauchbarem Gas zersetzen. Auch die Korngröße des zu verbrennenden Stoffes beeinflußt die Bauart des Ofens. Feinkörnige Brennstoffe mit unter 8 mm Körnung lassen sich nur vergasen, wenn sie bitumenfrei sind oder so wenig Bitumen enthalten, daß die nachträgliche Ausscheidung des Teers möglich ist.

Für die Vergasung der obengenannten bitumenhaltigen Stoffe sind vier verschiedene Verfahren vorgeschlagen und praktisch ausgeführt worden: 1. der einfache Generatorbetrieb mit Zurückführung der teerhaltigen Gase in den Verbrennungsraum; 2. die Verbindung eines einfachen Generators mit einem besonders gefeuerten Reduktionsofen (Doppelfeuergeneratoren); 3. der umgekehrte Generatorbetrieb, bei dem die Luft von oben in den Generator tritt und das Gas unten abgezogen wird, und 4. der Generatorbetrieb mit doppelter Verbrennung, wobei in demselben Generator Luft von oben und von unten eingeführt und das Gas dazwischen abgeführt wird. Außer diesen Verfahren sind noch viele andere vorgeschlagen worden. Über die Güte der Vergasung gibt die nachstehende Tabelle Aufschluß, der ein stündlicher Verbrauch der Gasmaschine von 2500 WE für die effektive Pferdestärke zugrunde gelegt ist.

Brennmaterial	Durchschnittlicher Heizwert des Brennstoffes pro Kilogramm	Garantierter Nutzeffekt der Generatoren in Prozent	Pro Kilogramm Brennstoff in Gasform erzeugte WE	Brennstoffverbrauch pro eff. Pferdestärke in Kilogramm	Brennstoffverbrauch pro 1000 WE des erzeugten Gases in Kilogramm	Unterer Heizwert des erzeugten Gases pro cbm
I.						
Anthrazit	7500—8000	80	6000—6400	0,39—0,42	0,16—0,17	1200
Koks	6000—7500	75—80	4500—6000	0,42—0,56	0,17—0,23	1100
II.						
Braunkohlen	3500—5000	50—70	1750—3500	0,72—1,43	0,28—0,57	1000
Braunkohlenbriketts	4300—5000	70—75	3010—3750	0,67—0,835	0,27—0,34	1100—1200
Torf	3000—3500	50—70	1500—2275	1,1 —1,67	0,44—0,67	900—1000
Holz	3000—4500	50—65	1500—2925	0,86—1,67	0,34—0,67	900—1000
III.						
Steinkohlen	6500—7500	65—75	4225—5250	0,48—0,59	0,2 —0,24	950—1000
IV.						
Anthrazitgrus	7000—7500	55—65	3850—4875	0,51—0,65	0,2 —0,26	1100—1200
Koksgrus, Koksasche	5000—6500	50—60	2500—3900	0,64—1,00	0,26—0,40	1000—1100
Rauchkammerlösche	5000—6000	50—60	2500—3600	0,7 —1,00	0,28—0,40	1000—1100

Endlich erfordert auch die Verwertung sehr aschenreicher Brennstoffe, wie z. B. der Stoffe der Wasch- und Klaubeberge der Steinkohlenwerke, eine besondere Beachtung, da ihre Beseitigung für die Werke von großem Wert ist, und da sie neben einem Gehalt von 50—60 Proz. Asche noch einen Kohlenstoffgehalt von 30 Proz. enthalten, der eine Verarbeitung auf Gas verdient. Es ist dem Bergrat *Jahns* in Von der Heydt bei Saarbrücken gelungen, hieraus ein zu Heiz- und Kraftzwecken brauchbares Gas herzustellen. Er benutzte hierfür den von ihm erfundenen, aus vier einzelnen Öfen bestehenden Ringofen, der einen ununterbrochenen Betrieb gestattet, indem die vier Öfen untereinander abwechseln. Bei einem Kammerinhalt von 4 t vergast die Anlage täglich 80—90 t Klaubeberge, die einen Heizwert von etwa 2200 WE haben, von denen etwa 1900 im Gas ausgebracht werden. Man sieht hieraus, daß jeder organische Stoff im Generatorofen auf Gas hin verwertet werden kann, selbst der Hausmüll, dessen Gas aber bis jetzt nur für die Dampfkesselfeuerung ausgenutzt wird.

Im folgenden seien einige typische Generatoranlagen näher beschrieben.

Fig. 205 zeigt eine Anlage für Anthrazit und Koks der A.-G. Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei. Die Anlage besteht aus Schachtofen 1, Skrubber 15 und Sägespäne-

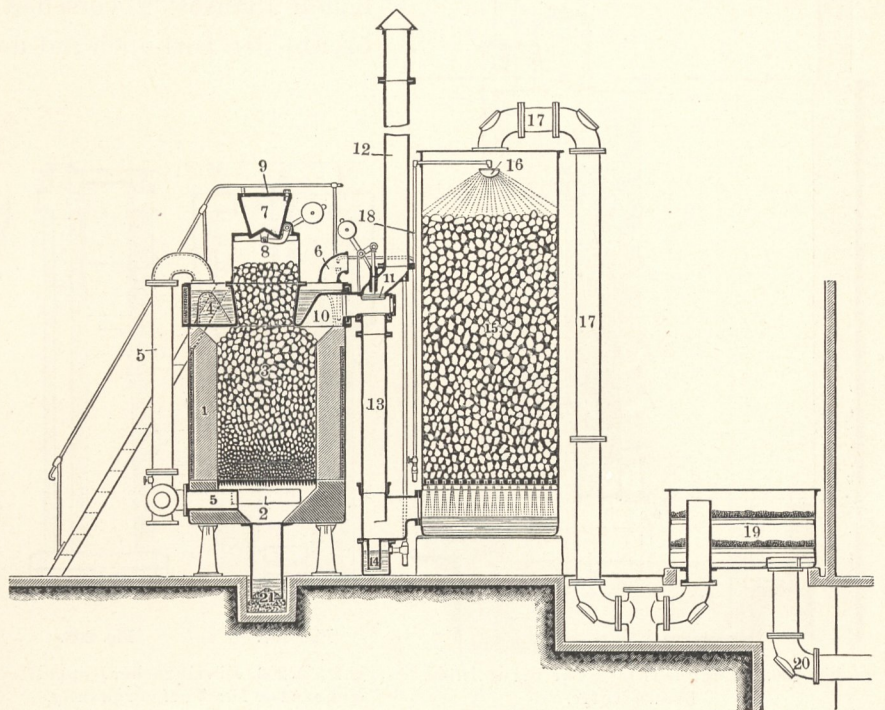


Fig. 205. Generatorgas-Anlage für Anthrazit und Koks.

Auf dem Oberteil des Schachtofens 1 ist der Verdampfer 4 angeordnet, durch den der Füllrumpf hindurchragt. Auf dem Füllrumpf sitzt der Einfülltrichter 7, der oben durch einen Deckel 9 und unten durch einen konischen Boden 8 verschlossen werden kann. Der Brennstoff wird in den Trichter 7 eingefüllt, dann Deckel 9 verschlossen und Boden 8 geöffnet. Infolge der konischen Form des Bodens fällt der Brennstoff mehr an den Umfang des Ofens. Der mit Wasser gefüllte Verdampferraum 4 steht mit der Außenluft durch Rohrstutzen 6 in Verbindung, durch den die Luft beim Saughub des Motors in den Verdampfer hineingesaugt wird, wo sie sich mit dem Wasserdampf mischt und durch das Rohr 5 in den Raum 2 unter den Rost geführt wird. Das Dampf-Luftgemisch durchstreicht den glühenden Brennstoff 3, wobei Kohlenoxyd und Wasserstoff entsteht. Das Gas tritt durch Stutzen 10 aus dem Ofen aus und gelangt durch Rohr 13 mit Absetztopf 14 in den Skrubber 15, den es von unten nach oben durchstreicht, wobei es durch das durch die Brause 16 eingespritzte Wasser gekühlt und gereinigt wird. Oben tritt es aus dem Skrubber heraus und wird durch Rohr 17 zum Sägespäne- und durch Rohr 20 zur Maschine geführt. Durch ein Rohr 18 wird der Brause 16 das erforderliche Wasser zugeführt. Das Rohr 13 kann gegen den Stutzen 10 durch ein Ventil 11 abgeschlossen werden, das hierbei eine Verbindung zwischen dem Stutzen 10 und dem Abzugsrohr 12, das ins Freie führt, herstellt. Beim Anheizen ist Rohr 13 abgesperrt; bei der Gaserzeugung hat das Ventil die gezeichnete Stellung. Während des Anheizens wird die zur Verbrennung erforderliche Luft durch einen nicht dargestellten Bläser, der bei kleineren Anlagen von Hand, bei größeren motorisch angetrieben wird, zugeführt. Die Asche wird durch den mit Wasser gefüllten Schacht 21 abgeführt.

Der in Fig. 206 dargestellte Generator der A.-G. Görlitzer Maschinenbau-Anstalt dient zur Vergasung bituminöser Brennstoffe, besonders von Torf und Holz. Dieser Ofen besitzt keinen

Rost, sondern einen Wasserverschluß 4, in den die Asche gelangt und dessen Wasser dadurch zum Teil verdampft wird. Der eiserne Mantel des Schachtes 1 läßt einen Raum zwischen sich und der Ofenwand frei, durch den Luft hindurchstreichen kann; diese tritt durch die hohlen Füße 5 ein und gelangt bei 3 oder von oben her in den Brennraum. Die weitere Luftzuführung geschieht durch das Rohr 6, das von unten in den Ofen eintritt und unter einer in der Mitte des Ofens befindlichen Prallplatte 9 ausmündet. Die Luft geht um die Platte 9 herum und gelangt durch einen gemauerten Kanal 11 in den oberen Teil des Ofens, wo sie durch Öffnungen 12 in den Ofen 2 selbst austritt. Das Gasaustrittsrohr 7 umgibt das Luftrohr 6 und mündet in eine Wasserkammer 8, von wo das Gas durch das Rohr 13 weitergeleitet wird. Das Rohr 10 ist in seinem unteren Teil glockenförmig gestaltet und bildet durch diese Form eine Verengung in dem Schacht, durch die der Schwelraum von dem eigentlichen Vergaserraum getrennt wird.

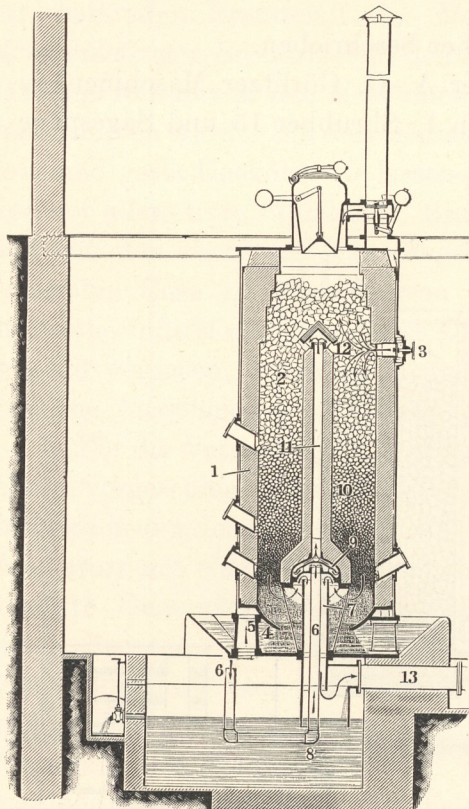


Fig. 206. Sauggasanlage für bituminöse Brennstoffe.

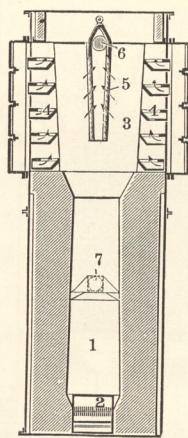


Fig. 207.

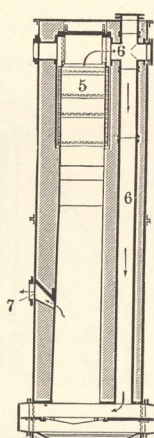


Fig. 208.

Fig. 207 u. 208. Körtingscher Doppelgenerator für Torfvergasung.

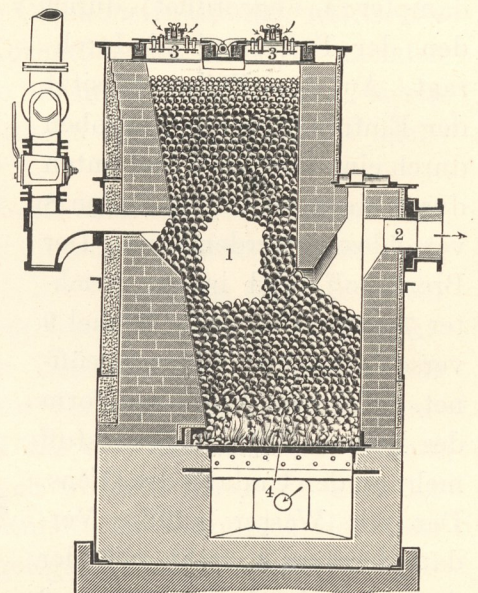


Fig. 209. Doppelgenerator.

Brennstoffsäule. Der in der Mitte des Schachtes befindliche Torf sinkt allmählich nieder und wird hierbei verkohlt. Die Schwelgase gehen durch das rostartige Rohr 5 und von da durch Rohr 6 in den unteren Teil des Schachtes, wo das Gas direkt über dem Rost 2 eintritt. Das fertige Gas tritt durch das in dem unteren Schachtteil befindliche Rohr 7 aus. Über dem Rost 2 liegt eine Koksschicht.

Fig. 209 zeigt einen Doppelgenerator der Gasmotorenfabrik Deutz für Braunkohlenvergasung nach dem sogenannten umgekehrten Generatorbetrieb. Der Schacht 1 besteht ebenfalls aus einem oberen engeren und einem unteren weiteren Teil, zwischen denen der Gasaustritt 2 liegt. Die Luft tritt durch in der Schachtdecke angebrachte Öffnungen 3 ein und wird nach unten gesaugt; hierbei nimmt sie die sich im oberen Teil entwickelnden Schwelgase mit, welche die auf dem Rost 4 brennende Brennstoffschicht passieren müssen und dabei zersetzt werden. Für größere Leistungen wird die Anlage, wie Figur 210 zeigt, derart verdoppelt, daß zwei solcher Öfen nebeneinander gesetzt werden, so daß sie einen gemeinsamen Rost 1 und getrennte Schwelräume 2 besitzen. Die Schwelräume sind durch die Wände 4 voneinander getrennt, die bis zur halben Ofenhöhe reichen, und zwischen denen das Gasabführungsrohr 5 liegt. Die Luft tritt wieder an der Decke des Ofens bei 3 ein.

In Fig. 211 ist ein Treppenrostgenerator für feinkörnige Brennstoffe von J. Pintsch dargestellt. Auch hier ist der Schacht 1 durch einen Einbau 4 in der Mitte verengt. Der Brennstoff 2

ruht teils auf den schrägen Wänden des Einbaues, teils auf dem Treppenrost 6, dessen Spalten zur bequemen Reinigung groß gemacht werden können, ohne daß Brennstoff hindurchfallen kann. Das Luft-Dampfgemisch tritt unterhalb des Rostes zu; das Gas entweicht in den unterhalb des Einbaues entstehenden Raum 5 und wird durch Rohr 3 abgeführt.

Die vorbeschriebenen Generatoren betreffen alle ortsfeste Gasanlagen für größere Betriebe. Es werden aber bereits Generatoranlagen für den Betrieb von Motorbooten und Lokomobilen ausgeführt, die sich recht gut bewähren sollen.

Im allgemeinen werden für den Antrieb ortsbeweglicher Motoren aber *flüssige Brennstoffe* verwendet, und zwar: 1. Rohpetroleum mit seinen Destillationsprodukten, dem Benzin und dem Lampenpetroleum; 2. die Destillationsprodukte der Steinkohlen- und Braunkohlenteere (Benzol) und endlich 3. Spiritus. Das dickflüssige Rohpetroleum, das besonders in Nordamerika und am Kaukasus gefunden wird, besteht aus festen, flüssigen und gasförmigen Kohlenwasserstoffen und muß für den Gebrauch durch Destillation gereinigt werden. Je nach der Höhe der Destillationstemperatur gehen hierbei nacheinander die verschiedenen Bestandteile über. Bei 80 bis 100° erhält man das Benzin, dessen spezifisches Gewicht etwa 0,7 beträgt; zwischen 170 und 300° geht das zur Beleuchtung brauchbare Lampenpetroleum über. Diese beiden Stoffe kommen hauptsächlich für den Betrieb der Kraftmaschinen in Frage. Benzin verdampft bei 80—100° und ist schon bei gewöhnlicher Temperatur leicht flüchtig und daher sehr feuergefährlich, während Lampenpetroleum erst verdampft werden muß, um gasförmig in dem Motor verwendet werden zu können. Das Benzol, ein Nebenprodukt der Teerfabrikation, ist in seinen Eigenschaften dem Benzin sehr ähnlich; sein spezifisches Gewicht beträgt 0,86—0,88. Es wird für sich allein oder mit Spiritus gemischt verwendet. Der Spiritus kann ebenfalls entweder allein oder im Gemisch mit anderen Stoffen Verwendung finden. Von Vorteil ist sein hoher Wassergehalt, da infolge der größeren Verdichtung des Gasgemisches im Zylinder die Explosionskraft erhöht wird. Bei der Vermischung mit 20 Proz. Benzol ist der Verbrauch 0,5 Liter pro 1 St-PS bei voller Belastung. Ein anderer Betriebsstoff ist das *Ergin*, ebenfalls ein Produkt der Teerdestillation. — Der Hauptvorteil der flüssigen Brennstoffe ist, daß sie ohne Schwierigkeit (feuersichere Verpackung vorausgesetzt) überallhin transportiert werden können. Sie sind stets betriebsbereit, die Maschinen können ohne weiteres angelassen werden und verbrauchen nur während des Betriebes Brennstoff; sie sind also in hohem Maße ökonomisch.

Vergaser (Karburatoren).

Wenn in der Einleitung dieses Abschnittes gesagt wurde, daß alle Betriebsstoffe für Verbrennungsmaschinen im gasförmigen Zustande in den Zylinder gelangen, so muß dies für die flüssigen Brennstoffe etwas eingeschränkt werden, da es sich hierbei nicht um ein Vergasen im eigentlichen Sinne des Wortes handelt. Der Betriebsstoff wird vielmehr im dampfförmigen Zustande mit atmosphärischer Luft gemischt, d. h. die Luft wird *karburiert*, und dieses Gemisch wird in den Zylinder eingeführt, wo es verpufft. Die Bezeichnung „Vergaser“ für die hierfür erforderliche Vorrichtung ist daher, strenggenommen, unrichtig; da sie aber allgemein gebräuchlich ist, so soll der Ausdruck auch hier beibehalten werden.

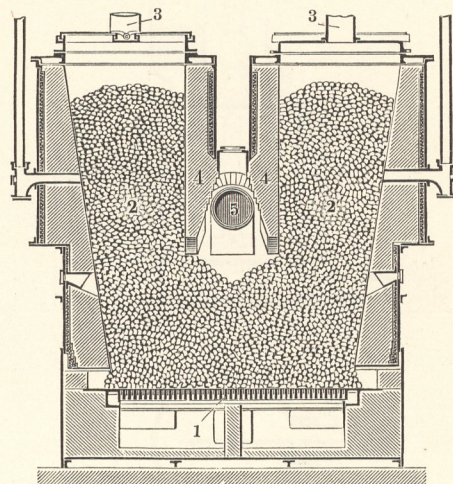


Fig. 210. Doppelgeneratoranlage.

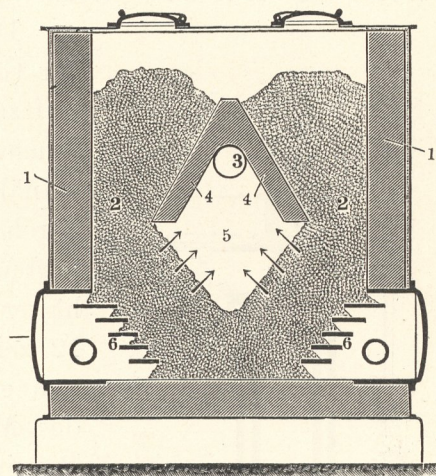


Fig. 211. Treppenrostgenerator.

Die Bauweise der Vergaser hängt von den Eigenschaften der zu verwendenden Flüssigkeiten ab. Bei Benzin, das schon bei gewöhnlicher Temperatur verflüchtigt, genügt es, wenn die Luft durch das Benzin hindurchgesaugt wird; sie reichert sich hierbei derart mit Benzindämpfen an — wird karburiert —, daß sie ohne weiteres in den Zylinder eingeführt werden kann. Die schwerer flüchtigen und erst bei höherer Temperatur verdampfenden Flüssigkeiten müssen vor der Mischung mit Luft auf ihre Verdampfungstemperatur erhitzt werden. Man unterscheidet daher *Vergaser mit* und solche *ohne Erhitzung*.

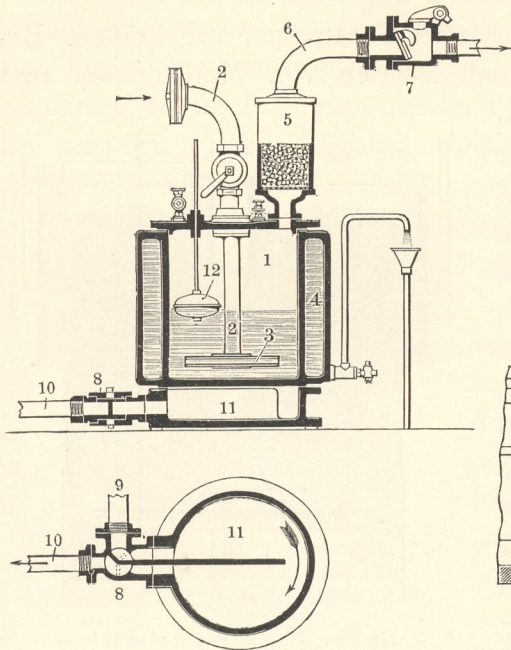


Fig. 212 und 213. Oberflächenvergaser.

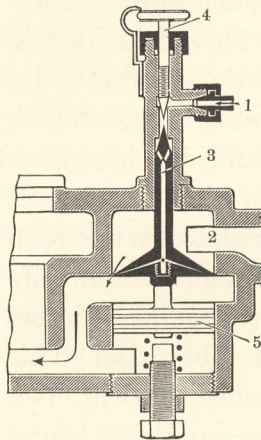


Fig. 214. Einspritzvergaser ohne Erhitzung.

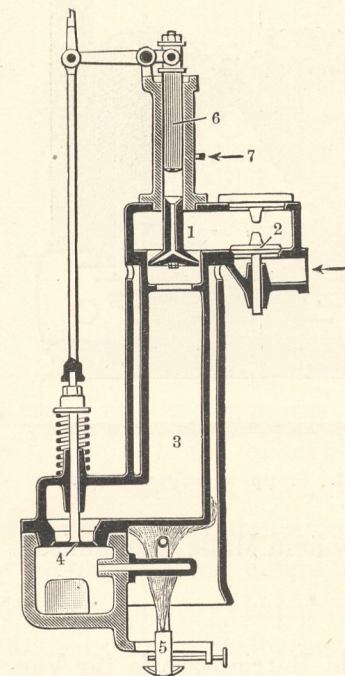


Fig. 215. Geschlossener Einspritzvergaser mit Erhitzung.

Die Vermischung des Brennstoffes mit der Luft kann ebenfalls auf verschiedene Weise erfolgen: entweder läßt man die Luft über die auf eine große Oberfläche verteilte Flüssigkeit hinstreichen (*Oberflächenvergaser*), oder man spritzt eine gewisse Menge des Brennstoffes in die Luft hinein (*Einspritzvergaser*). Bei den Motoren mit schwer flüchtigen Brennstoffen unterscheidet man schließlich noch *geschlossene* und *offene Vergaser*; bei ersteren stellt der Vergaser einen ab-

geschlossenen Raum dar, der nur während des Saughubes durch Öffnen des Ventils mit dem Zylinder in Verbindung tritt, während der offene Vergaser ständig mit dem Zylinderinnern in Verbindung steht und gleichzeitig an Stelle eines Glührohres als Zündvorrichtung dient.

Die Fig. 212 und 213 zeigen einen *Oberflächenvergaser* für Benzin der Gasmotorenfabrik Deutz. 1 ist der Benzinbehälter, in den das Luftzuführungsrohr 2 einmündet; das untere, in das Benzin eintauchende Ende 3 von 2 ist scheibenförmig erweitert und mit feinen Kanälen durchsetzt, so daß die angesaugte Luft in feinen Strahlen durch das Benzin hindurchtritt und mit Benzin gesättigt wird. Die karburierte Luft geht dann durch einen mit Kieselsteinen gefüllten Behälter 5 und Rohr 6 mit Rückschlagklappe 7 zum Motor. Ein Schwimmer 12 zeigt den Stand des Benzins im Behälter an. Der letztere ist von einem Mantel 4 umgeben, durch den das erwärmte Kühlwasser des Motors strömt, um bei kalter Witterung das Verdampfen des Benzins zu sichern. Zu dem gleichen Zweck können auch die Abgase des Motors benutzt werden, die durch Rohr 9 in den Raum 11 unterhalb des Behälters 1 geleitet werden können und durch Rohr 10 abströmen. Ein Dreiwegehahn 8 gestattet die direkte Abführung der Abgase.

In Fig. 214 ist ein *Einspritzvergaser* der Firma Gebrüder Körting dargestellt. Das Benzin fließt aus einem höher gelegenen Behälter durch Rohr 1 der durchbohrten Spindel 3 des Ventils zu, das durch einen Kolben 5 gesteuert wird. Der Benzinzufuß kann durch die in eine feine Nadel endigende Schraube 4 geregelt werden. Beim Ansaugen der Maschine wird das Ventil 3 mit dem Kolben 5 nach unten gezogen, und das Benzin tritt durch die feine, ringförmige Öffnung des Ventils aus und wird durch die durch 2 angesaugte Luft aufs feinste zerstäubt. Der in Fig. 215 dargestellte Einspritzvergaser mit Erhitzung wird bei der Petroleummaschine von Kjelsberg angewendet. Das bei 7 eintretende und durch einen Kolben 6 in seinem Zufluß

geregelte Petroleum wird durch den Zerstäuber 1 zerstäubt und vermischt sich mit der bei 2 eintretenden Luft, worauf das Gemisch in das Gefäß 3 gelangt, das durch die Zündflamme 5 erwärmt wird. In 3 erfolgt durch die Flamme die Verdampfung des Petroleums. Nach dem Öffnen des Ventils 4 tritt das fertige Gemisch in den Zylinder ein. — Fig. 216 zeigt den offenen Vergaser eines Swiderskischen Petroleummotors. Der Raum vor dem Ventil 4 ist mit der zu verdampfenden Menge Petroleum gefüllt und steht durch die Kanäle 5 mit der Außenluft in Verbindung. Das Ventil 4 mündet in den Verdampferraum 1, der mit Rippen 6 versehen ist und von der Petroleumdampfampe 7 bis zur Dunkelrotglut erhitzt wird. Die Petroleumdämpfe treten bei 2 aus dem Verdampfer aus und werden von der durch Rohr 3 eintretenden Luft in den Zylinder mitgenommen.

Die vorbeschriebenen Vergaser sollen lediglich die typischen Unterschiede zeigen; sie sind aus der ungeheuer großen Zahl der in Gebrauch befindlichen Vergaser willkürlich herausgegriffen.

C. Einzelheiten der Verbrennungsmaschinen.

Der allgemeine Aufbau der Verbrennungsmaschine erinnert an den der Dampfmaschine. Da die Verbrennungsmaschine meistens einfachwirkend ausgebildet ist, sind Kolben und Kreuzkopf vereinigt, und die Kolbengleitfläche dient gleichzeitig als Geradföhrung, so daß sich die Anordnung einer besonderen Geradföhrung erübrigt. Der am einen Ende offene Zylinder wird am anderen Ende durch den Zylinderdeckel oder Kopf abgeschlossen, der einerseits als Verdichtungs- und Verbrennungsraum, anderseits zur Aufnahme der Ventile und Zündvorrichtung dient. Während der Zylinder der Dampfmaschine beheizt wird, muß der der Verbrennungsmaschine geköhlt werden.

1. Mischvorrichtungen.

Wie schon hervorgehoben, ist es für die Zündfähigkeit der Ladung wichtig, daß Gas und Luft in bestimmtem Verhältnis gemischt werden. Unter den Mischungsverhältnissen, bei denen Zündung eintritt, gibt es eins, das sogenannte stärkste Gasgemisch, bei dessen Verbrennung in einem geschlossenen Raum der höchste Druck und die höchste Temperatur erzielt werden. Dieses Gemisch anzuwenden, ist nicht von Vorteil; denn durch die plötzlich mit großer Heftigkeit auftretende Drucksteigerung wird das Gestänge der Maschine ungünstig beeinflusst, auch erfordert hohe Temperatur eine kräftige Köhlung, durch die ein Teil der Wärme nutzlos fortgeföhrt wird. Man verwendet daher zweckmäßig zum Betriebe der Gasmaschinen gasarme Gemische und verdichtet diese möglichst hoch. Die Mischung erfolgt durch Mischventile, die vor der Maschine angeordnet oder mit dem Einlaßventil verbunden sind. Ein Mischventil erster Art zeigen Fig. 217 und 218. Bei der Ausbildung der Mischventile kommt es auf möglichst gute Vermischung des Gases mit der Luft an, zu welchem Zweck der Gasstrom in viele Strahlen zerlegt wird, die in den Luftstrom hineingeleitet werden. Bei dem dargestellten Ventil ist das Gaszuleitungsrohr 1 mit Schlitten 2 und der auf ihm gleitende Ventilekegel 3 mit entsprechenden Schlitten 4 versehen. Wird der Ventilekegel durch den Saughub der Maschine angehoben, so treten die durch die Schlitten 2 entstehenden Gasströme in die durch das Rohr 5 zuströmende Frischluft ein. Das Gemisch tritt dann durch die Schlitten 6 in den Raum 7, in dem zur Verbesserung der Durcheinanderwirbelung noch eine

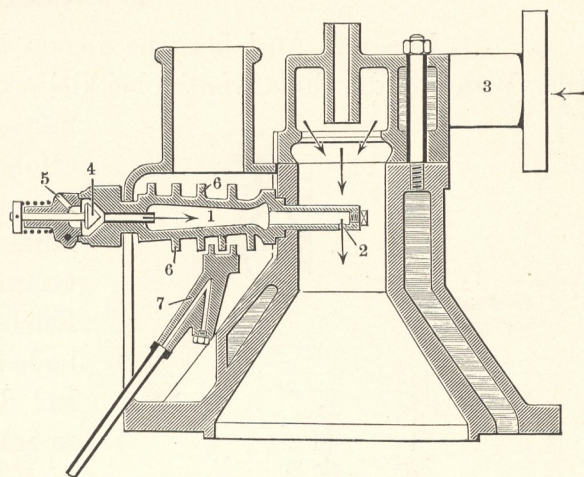


Fig. 216. Offener Petroleumvergaser.

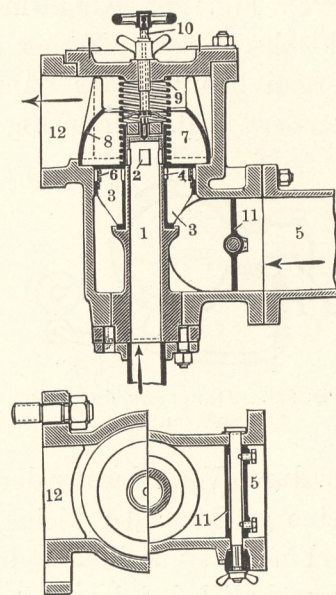


Fig. 217 und 218. Mischventil.

Glocke 8 vorgesehen ist. Die Feder 9 dient zum Aufpressen des Ventils 3 auf seinen Sitz und die Schraube 10 zum Einstellen seiner Hubhöhe. Zur Regelung des Luftzuflusses ist außerdem noch eine Drosselklappe 11 vorhanden. An den Stutzen 12 schließt sich die zum Einlaßventil der Maschine führende Leitung. Ein vor der Maschine angeordnetes Mischventil zeigt ferner noch Fig. 224 sowie das Klappmodell der Gasmaschine. Auf die mit dem Einlaßventil verbundenen Mischventile (siehe z. B. Fig. 223, 225) soll bei den Steuerungen näher eingegangen werden.

2. Steuerung und Regelung.

Als Ein- und Auslaßorgane dienen bei den Verbrennungsmaschinen fast ausnahmslos Ventile. Während die Einlaßventile bei kleinen, langsam laufenden Maschinen selbsttätig sein können,

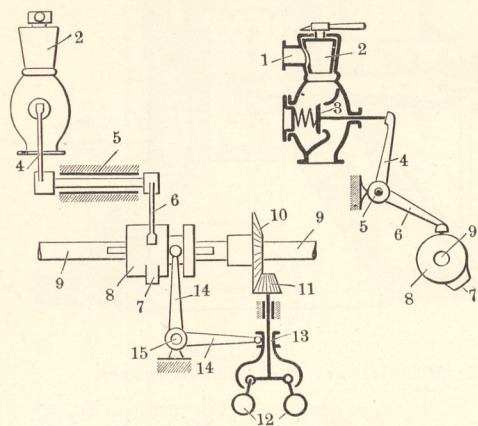


Fig. 219 und 220. Nockensteuerung des Einlaßventils und Aussetzerregulierung.

müssen die Auslaßventile gesteuert werden. Die Steuerung erfolgt sowohl durch Exzenter als auch durch Nocken, die auf einer parallel oder senkrecht zu der Zylinderachse verlaufenden Welle (vgl. Fig. 252 und die Klappmodelle der Gasmaschine und des Dieselmotors) sitzen und von der Kurbelwelle meistens unter Vermittelung eines in einem Öl-bade laufenden Schraubenrädergetriebes angetrieben werden. Bei den Viertaktmaschinen dreht sich die Steuerwelle halb so schnell wie die Kurbelwelle; bei den Zweitaktmaschinen sind die Umdrehungszahlen beider gleich.

In neuerer Zeit wird lebhaft daran gearbeitet, namentlich bei den schnellaufenden Motoren die Ventile durch Schieber zu ersetzen. Diese werden teilweise als Kolbenschieber ausgebildet, denen eine hin und her gehende (vgl. Fig. 263 Knightmotor) oder eine Drehbewegung erteilt wird, teilweise aber auch als Flachschieber. Ferner wird bei den Zweitaktmaschinen oft der Kolben selbst als Steuerorgan benutzt, der dann die in der Zylinderwandung vorgesehenen Ein- und Auslaßschlitze steuert (vgl. hierzu Fig. 271 Öchelhäusermaschine; Fig. 276 Grademotor).

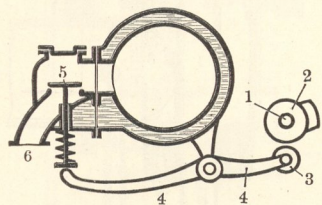


Fig. 221. Steuerung des Auspuffventils.

Die Regulierung der Gasmaschinen, d. h. die Veränderung ihrer Leistung entsprechend dem jeweiligen Arbeitswiderstand der angetriebenen Maschinen, kann in verschiedener Weise bewirkt werden: 1. durch sogenannte *Aussetzer*. Indem Verbrennungen ausfallen, wird während eines ganzen, sonst unter Arbeitsverrichtung verlaufenden Hubes keine Arbeit geleistet; 2. durch Veränderung der Zusammensetzung des Gas- und Luftgemisches (*Qualitätsregulierung*). Ein gasarmes Gemisch leistet bei der Verbrennung weniger als ein gasreiches; 3. durch Veränderung der Füllung des Zylinders (*Quantitätsregulierung*). Je nachdem im Zylinder eine größere oder kleinere Menge des Gas-Luftgemisches zur Verbrennung gelangt, ist die Maschinenleistung höher oder niedriger. Für die Zweitaktmaschinen kommen die Regulierverfahren gewöhnlich bei der Ladepumpe zur Anwendung (s. Fig. 228).

Fig. 219 und 220 zeigen schematisch das Beispiel einer Nockensteuerung für das Brennstoffeinlaßventil und einer Aussetzerregulierung. 1 ist der Anschlußstutzen für die Gasleitung und 2 das Absperrventil. Durch das gesteuerte Ventil 3 gelangt das Gas zu der Mischvorrichtung, in der es mit Luft gemischt wird. Die Steuerung des Ventils 3 erfolgt von der Steuerwelle 9 aus, die von der Kurbelwelle mit einem Übersetzungsverhältnis 1:2 angetrieben wird. Auf der Steuerwelle 9 sitzt undrehbar, aber längsverschiebbar eine Hülse 8 mit einem Steuernocken 7. Sobald dieser gegen den einen Arm 6 eines bei 5 drehbar gelagerten Schwinghebels stößt, wird letzterer zum Ausschlagen gebracht und legt sich mit seinem anderen Arm 4 gegen die Spindel des Ventils 3, das sich dann entgegen dem Druck einer Schraubenfeder öffnet. Die Steuerwelle überträgt außerdem durch das Kegelräderpaar 10, 11 ihre Bewegung auf eine senkrechte Spindel, die an ihrem Ende zwei

ausschwingbar gelagerte Schwungkugeln 12 trägt. Steigt plötzlich die Umdrehungszahl der Maschine, so fliegen die Kugeln auseinander und bewegen die Muffe 13 nach oben, die hierbei den bei 15 drehbar gelagerten Winkelhebel 14 mitnimmt, dessen anderer Schenkel die Hülse 8 nach links verschiebt, so daß nunmehr der Hebel 6 auf der Mantelfläche der Hülse 8 gleitet und mit dem Nocken 7 nicht mehr in Berührung kommt. Die Folge ist, daß das Gaseinlaßventil geschlossen bleibt, und zwar so lange, bis die Maschine wieder langsamer läuft, die Regulatorkugeln sinken und die Hülse 8 wieder nach rechts verschoben wird, so daß der Nocken 7 wieder in Tätigkeit treten kann. Abgesehen davon, daß namentlich bei Ausfall mehrerer Zündungen durch die ein- und wieder austretende kalte Luft die Zylinderwandungen abgekühlt werden, hat diese Art der Regulierung noch den Übelstand, daß die Gleichförmigkeit des Ganges der Maschine leidet.

Der Nachteil der schädlichen Abkühlung kann bei nicht gesteuertem Einlaßventil dadurch vermieden werden, daß zum Zweck der Herbeiführung von Aussetzern das Auspuffventil am Schließen verhindert wird. In diesem Falle saugt der Kolben die heißen Auspuffgase an und stößt sie wieder aus.

Die Steuerung des Auspuffventils erfolgt, wie Fig. 221 zeigt, durch eine fest auf der Steuerwelle 1 sitzende Nockenscheibe 2, die sich gegen die Rolle 3 des Schwinghebels 4 legt; das andere Ende von 4 hebt das Ventil 5 entgegen dem Druck einer Feder an, so daß die Gase in das Auspuffrohr 6 entweichen können.

Die unter 2. genannte Regulierung durch Veränderung der Zusammensetzung des Gasluftgemisches wird als *Qualitätsregulierung* bezeichnet, weil bei ihr die Menge des angesaugten Gemisches bei jeder Belastung der Maschine die gleiche bleibt, keineswegs aber die Zusammensetzung; denn bei schwacher Belastung findet ein gasarmes, bei starker ein gasreiches Gemisch Verwendung. Wenn auch durch diese Regulierung der der vorbeschriebenen Regulierart anhaftende Nachteil eines ungleichmäßigen Ganges verschwindet, so tritt dafür der Nachteil eines verhältnismäßig großen Gasverbrauches bei den kleinen Leistungen ein. Dieses hat seine Ursache darin, daß die Kompression des angesaugten Gemisches die gleiche ist. Gasarme Gemische erfordern aber eine höhere Verdichtung als gasreiche, einerseits zur Sicherung der Zündung, andererseits zur Beschleunigung der Verbrennung, da es sonst vorkommen kann, daß diese bei Beginn des neuen Ansaughubes noch nicht beendet ist und so das frisch zuströmende Gemisch mit den noch brennenden alten Gasen in Berührung kommt. Ist das Gemisch reicher an Gas, so steigt die Spannung bei der Verbrennung höher; ist es reicher an Luft, so steigt sie nicht so hoch. Im ersteren Fall wird mehr Arbeit geleistet, im letzteren ist das Umgekehrte der Fall.

Die bauliche Ausbildung einer derartigen Reguliervorrichtung kann ähnlich sein wie in Fig. 219 und 220, nur mit dem Unterschiede, daß der Nocken 7 der Hülse 8 auch in der Achsenrichtung der Hülse nicht plötzlich, sondern allmählich in diese übergeht, also gewissermaßen aus einer Anzahl nebeneinander liegender, ineinander übergehender Nocken besteht, von denen jeder ein wenig höher ist als der vorhergehende. Die Folge ist, daß, entsprechend der Verschiebung der Hülse, das Gaseinlaßventil mehr oder weniger geöffnet und damit die Zusammensetzung des Gemisches geändert wird.

Eine andere Ausführungsform, wie sie an doppeltwirkenden Viertakt-Großgasmaschinen gebräuchlich ist, zeigen die Fig. 222 und 223. Das Steuergestänge für das Einlaßventil 4 besteht aus zwei um feste Punkte schwingenden Hebeln 1, 2, die durch eine Stange 3 in Verbindung

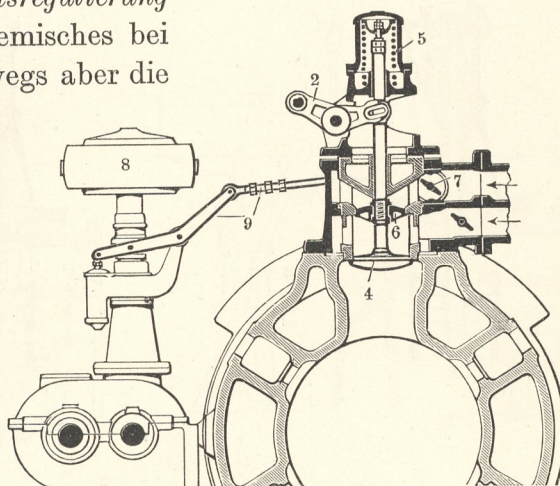
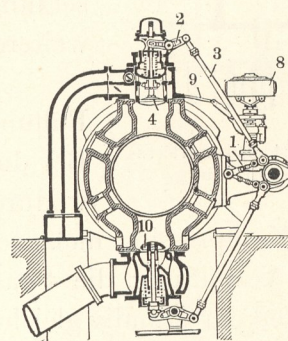


Fig. 222 und 223. Qualitätsregulierung.

stehen, und von denen der erste von einer Nockenscheibe in schwingende Bewegung versetzt wird. Der Hebel 2 ist als Doppelhebel ausgebildet und steht mit der Spindel des Einlaßventils 4 in Verbindung, das durch eine Feder 5 in der Schlußstellung gehalten wird; in dieser Stellung werden die Zuleitungen für Gas und Luft durch den auf der gleichen Spindel sitzenden Ventilteller 6 gegeneinander abgeschlossen. Die Steuerung für das Auslaßventil 10 ist in ähnlicher Weise ausgebildet. In der Gaszuleitung ist eine Drosselklappe 7 vorgesehen, die durch ein vom Regulator 8 beeinflusstes Gestänge 9 verstellt wird. Außerdem ist aber noch in die Luftleitung eine von Hand einstellbare Drosselklappe eingebaut. Diese Art der Regulierung kann, namentlich wenn auch die Drosselklappe in der Luftzuleitung vom Regulator nach einem bestimmten Gesetz verstellt wird, als Mittelding zwischen den unter 2. und 3. beschriebenen Regulierungen aufgefaßt werden, denn bei ihr wird in diesem Falle nicht nur die Zusammensetzung, sondern auch die Menge des zuströmenden Gemisches geregelt. Ein weiteres Beispiel für die Qualitätsregulierung zeigt Fig. 260.

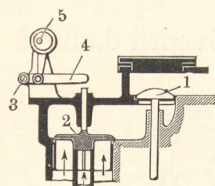


Fig. 224. Quantitätsregulierung.

Bleibt die Zusammensetzung des Gemisches dieselbe und wird nur die Füllung des Zylinders verändert, so spricht man von einer *Quantitätsregulierung*. Bei dieser gelangt bei geringerer Belastung weniger Gemisch in den Zylinder, wodurch beim Saughub ein Unterdruck entsteht. Die weitere Folge ist, daß die Kompression nicht so hoch steigt wie bei voller Belastung. Dementsprechend ist auch nach der Verpuffung die Spannung geringer als bei voller Belastung. Diese Steuerung hat den Vorteil der ständig gleichbleibenden Zusammensetzung des Gemenges, dafür aber den Nachteil der ungleichen Kompression.

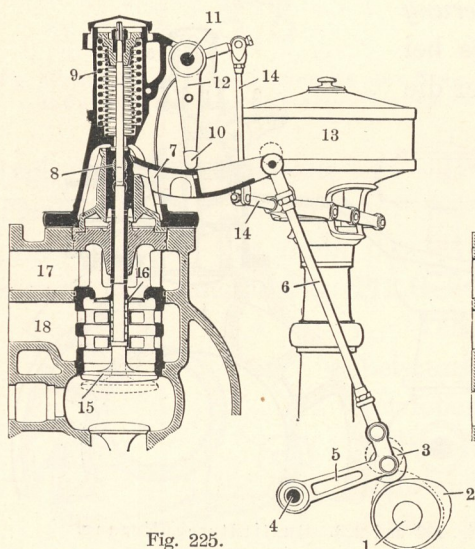


Fig. 225.

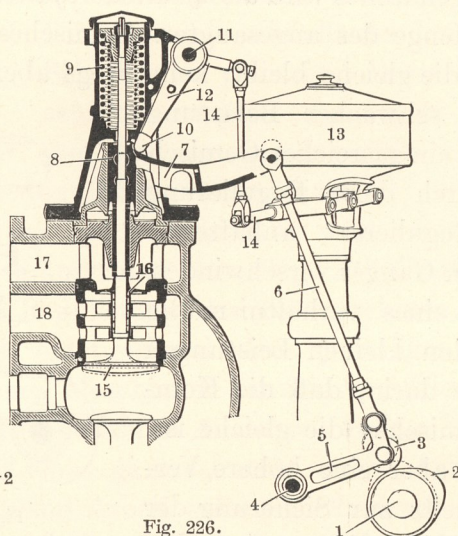


Fig. 226.

Fig. 225 und 226. Quantitätsregulierung der Gasmotorenfabrik Deutz.

wird. Steht der Anschlaghebel so, daß sich das Mischventil möglichst weit von seinem Sitze erheben kann, so erhält der Zylinder Vollfüllung; steht er niedriger, entsprechend weniger.

Eine andere Ausführungsform dieser Regulierung, bei der der Hub des Einströmventils verändert wird, zeigt die in den Fig. 225 und 226 dargestellte der Firma Gasmotorenfabrik Deutz. Auf der Steuerwelle 1 sitzt die Nockenscheibe 2, gegen die sich die Rolle 3 des um den Zapfen 4 drehbaren Schwinghebels 5 legt. Dieser steht anderseits durch Stange 6 in gelenkiger Verbindung mit dem an der Ventilschindel bei 8 angelenkten Hebel 7. Die Federn 9 sind bestrebt, das Ventil in der Schlußstellung zu halten. Wird Rolle 3 durch die Nockenscheibe 2 nach oben bewegt, so würde Hebel 7 um den Punkt 8 schwingen und das Ventil 15 geschlossen bleiben, wenn nicht dem Hebel 7 ein Stützpunkt gegeben würde, um den er so schwingen kann, daß sich hierbei der Gelenkpunkt 8 nach unten bewegt. Einen solchen Stützpunkt stellt das Ende 10 des um Zapfen 11 drehbaren Winkelhebels 12 dar. Dieser Stützpunkt wird von dem Federregulator 13 unter Vermittelung des Gestänges 14 verstellt. Nimmt er die in Fig. 225 gezeichnete Stellung ein, so wird, wie in punktierten Linien angedeutet ist, das Ventil weit geöffnet, bei der in Fig. 226 gewählten

Ein einfaches Beispiel für diese Art der Regelung zeigt Fig. 224. 1 ist das zwangsläufig gesteuerte Einlaßventil des Zylinders und 2 das Mischventil, dessen Hub durch den um den Zapfen 3 drehbaren Anschlaghebel 4 begrenzt wird. Die Regelung geschieht nun durch Heben und Senken dieses Anschlaghebels, zu welchem Zwecke das Exzenter 5 vom Regulator verstellt

Stellung dagegen nur wenig. Oberhalb des Einlaßventils 15 sitzt auf dessen Spindel das Gasventil 16, das infolgedessen dieselben Bewegungen vollführt wie das Einlaßventil. 17 ist der Zuströmkanal für das Gas und 18 der für die Luft. Die Zusammensetzung des Gasluftgemisches bleibt für alle Füllungen die gleiche, denn das Verhältnis der von den Ventilen 15 und 16 freigelegten Durchflußquerschnitte bleibt konstant. Es kann daher auch immer nur so viel Luft in das Zylinderinnere eintreten, wie die Öffnung des Ventils 15 größer ist als die des Ventils 16. Die mit dieser Regulierung erzielten Resultate sollen derart sein, daß der dauernde Unterschied der Umdrehungszahlen zwischen Vollbelastung und Leerlauf nur etwa 4—6 Proz. beträgt. Bei geringeren Unterschieden in der Belastung ist auch der dauernde Unterschied der Umdrehungszahlen entsprechend geringer. Desgleichen sind auch die momentanen Schwankungen der Umdrehungszahlen bei Belastungsänderungen nicht groß; denn da der Regulator nur die verhältnismäßig geringe Arbeit der Verstellung des Stützpunktes für den Schwinghebel am Einströmventil zu verrichten hat, ist die Wirkung der Regulierung eine ungewöhnlich rasche. Eine weitere Ausführungsform zeigt die Fig. 250.

Die in der Fig. 227 dargestellte Steuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg ist das Beispiel einer kombinierten Quantitäts- und Qualitätsregulierung. Der Steuerungsantrieb zerfällt in zwei Teile. Der erste Teil wird von dem von der Nockenscheibe 1 angetriebenen, bei 2 drehbar gelagerten Hebel 3 gebildet, der mit dem bei 4 angelenkten Teil 5 durch Stange 6 verbunden ist. Durch Feder 7 erhält Teil 5 eine Bewegung nach oben, die sich auf den Hebel 3 überträgt, so daß sich die an diesem vorgesehene Rolle 8 fest gegen die Nockenscheibe 1 legt. Der zweite Teil der Steuerung besteht aus dem Einlaßventil 9, dessen Spindel mit dem bei 10 drehbaren Hebel 11 in Verbindung steht. Die einander zugekehrten Flächen der Hebel 5 und 11 sind als Gleitflächen ausgebildet, zwischen denen eine vom Regulator 12 unter Vermittelung des Gestänges 13 angetriebene Rolle 14 hin und her verschoben wird.

Nimmt diese Rolle die in der Figur dargestellte Stellung ein, so arbeitet die Maschine mit großer Füllung, da in diesem Falle der größte Ausschlag des Teiles 5 auf den kleinsten, für den Antrieb in Frage kommenden Hebelarm am Teil 11 einwirkt. Mit zunehmender Verschiebung der Rolle nach links verändert sich das Verhältnis der Hebelarme derart, daß die Ausschläge des Hebels 11 und damit die Füllungen kleiner und kleiner werden. Mit dem Einlaßventil zwangsläufig verbunden ist das das Mischungsverhältnis regelnde Mischventil, das so ausgebildet ist, daß mit abnehmender Belastung ein gasärmeres Gemisch angesaugt wird, so daß also nicht nur die Gemischmenge, sondern auch die Gemischzusammensetzung geregelt wird; hierdurch soll die Wärmeausnutzung derartig günstig beeinflußt werden, daß der Brennstoffverbrauch für die Pferdestärkenstunde fast unverändert ist. Die Steuerung des Auslaßventils 15 erfolgt durch den bei 2 drehbar gelagerten Doppelhebel 16, der von einer auf der Steuerwelle neben der Nockenscheibe 1 sitzenden zweiten Nockenscheibe angetrieben wird. Ein weiteres Beispiel einer kombinierten Quantitäts- und Qualitätsregulierung zeigt Fig. 273.

Bei den Zweitaktmaschinen wird, wie erwähnt, die Leistungsregelung durch Einwirkung auf die Ladepumpen vorgenommen. Fig. 228 zeigt das Schema einer doppelwirkenden Körting'schen Zweitaktmaschine (vgl. auch Fig. 275). 1 ist der Arbeitszylinder, dem das Gasgemisch durch das Einlaßventil 2 zugeführt wird. Nach der Arbeitsleistung entweichen die heißen Verbrennungsgase durch die Schlitze 3 in den Auspuffstutzen 25. Der Kolben 4 ist so lang, daß er kurz

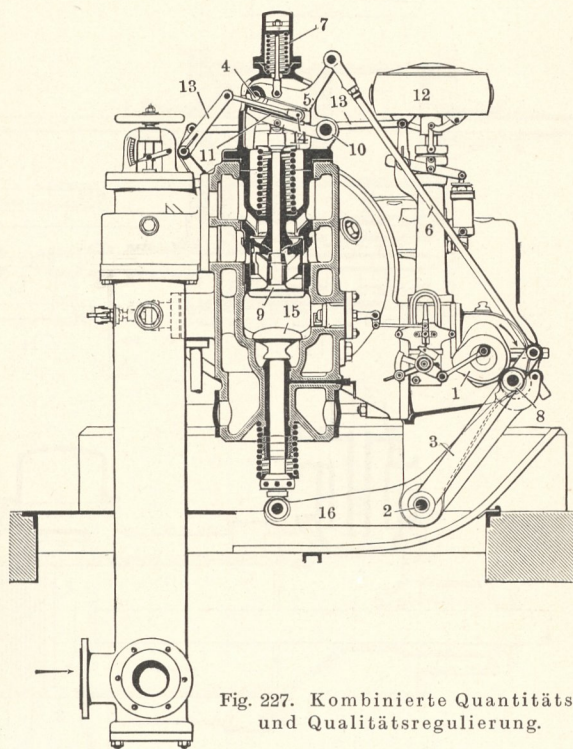


Fig. 227. Kombinierte Quantitäts- und Qualitätsregulierung.

vor Erreichung seiner Totpunktlage die in der Mitte des Zylinders befindlichen Schlitzte freilegt. Zur Einführung des Gemisches in den Arbeitszylinder dienen die Ladepumpen 5 und 6, von denen erstere für Gas, letztere für Luft bestimmt ist. Beide Pumpen werden von einem gemeinsamen Kurbelgestänge angetrieben, das dem der Hauptarbeitskurbel um etwa 110° voreilt. Die Steuerung der Pumpen erfolgt durch eine vom Regulator beeinflusste Doppelschiebersteuerung. Sie ist eine Kolbenschiebersteuerung und besteht aus den Grundschiebern 9, 10 und den in diesen gleitenden Rücklaufschiebern 11, 12. Die Grundschieber sind so ausgebildet, daß sie ständig Vollfüllung geben. Sie sind durch einen Bügel 8 starr miteinander verbunden und werden durch die gemeinsame Stange 7 angetrieben. Desgleichen besitzen auch die Rücklaufschieber 11, 12 eine gemeinsame Schieberstange 13 und einen gemeinsamen Antrieb 14. Rücklauf- und Grundschieber sind mit schrägen Steuerschlitzten versehen, deren Wirkungsweise im Prinzip der Doppelschiebersteuerung

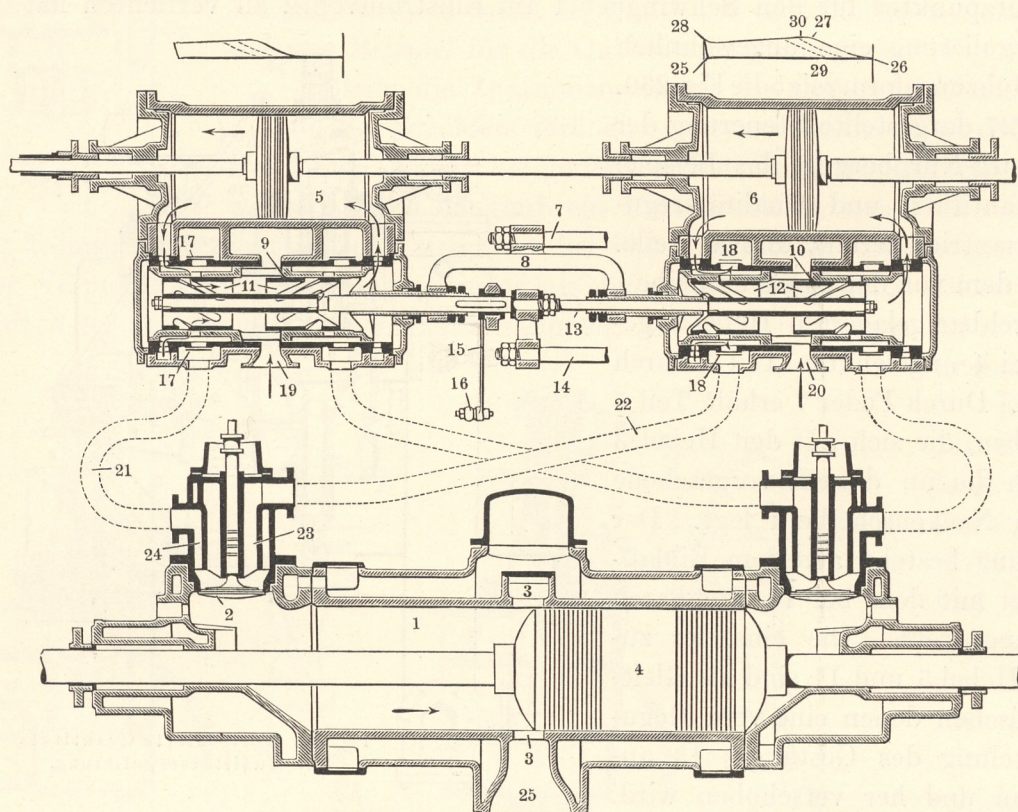


Fig. 228. Schema einer doppeltwirkenden Körting'schen Zweitaktmaschine.

von Rider (vgl. Abteilung „Dampfkraftmaschinen“ S. 60) entspricht. Das anzugsaugende Gas bzw. die Luft fließt durch die Stutzen 19, 20 und strömt dann durch das Innere der Kolbenschieber, wie die Pfeile rechts zeigen, in die Zylinder. In der gleichen Zeit findet in der linken Zylinderhälfte der Druckhub statt. Die Luft durchströmt die Kanäle, hebt die Rückschlagventile 18 an und gelangt in die Leitung 22. Durch den Rücklaufschieber 12 wird die Luft ver-

hindert, in das Innere des Kolbenschiebers und damit in die Saugleitung zurückzutreten. Zur Regelung der Leistung wird der Rücklaufschieber um seine Achse verdreht, wodurch während des ersten Teiles des Druckhubes die Schlitzte des Rücklaufschiebers und des Grundschiebers zur Deckung gelangen und ein Teil des angesaugten Gemisches in die Saugleitung zurückgeschoben wird. Ein genaues Bild über diese Vorgänge gibt das über der Luftpumpe angeordnete Diagramm. Auf der Strecke 25—26 saugt der Kolben Luft an und komprimiert sie beim Rückwärtshube von 26—27. Das Überschieben in die Druckleitung findet auf dem Wege 27—28 statt. Dieses Diagramm 25—26—27—28 veranschaulicht die volle Leistung. Wird diese verringert, so wird zunächst wieder angesaugt 25—26, hierauf aber nicht komprimiert, sondern auf dem Wege 26—29 das vorher angesaugte Gemisch in die Saugleitung zurückgeschoben. Komprimiert wird dann auf dem Wege 29—30. Die Diagrammfläche 26—27—30—29 versinnbildlicht, um wieviel die Leistung kleiner geworden ist. Die Strecke 26—29 ist abhängig von der Größe der Verdrehung des Schiebers 12, die durch Ausschwingen des Hebels 15, an dem bei 16 der Regulator angreift, bewirkt wird. Die Schieberstange 13 kann wohl in der Nabe dieses Hebels gleiten, sich aber nicht gegen sie verdrehen, so daß bei jedem Ausschwingen des Hebels 15 ein Drehen der Stange 13 und damit der Rücklaufschieber 11, 12 erfolgt. Ein Vergleich der über der Gas- und Luftpumpe

angeordneten Diagramme zeigt, daß die Gaspumpe auch bei normalem Betriebe, der durch das voll ausgezogene Diagramm veranschaulicht wird, während des ersten Teiles des Druckhubes einen Teil des Gases in die Saugleitung zurückschiebt. Wäre dieses nicht der Fall, so würden sich die durch die Leitung 22 und den Ringraum 23 einströmende Luft und das durch die Leitung 21 und den Ringraum 24 zuströmende Gas unmittelbar über dem Einlaßventil 2 treffen und bei dessen Öffnung in das Zylinderinnere treten. Tatsächlich soll aber bei der Zweitaktmaschine zunächst reine Luft unter Überdruck in den Arbeitszylinder gelangen und die verbrauchten Verbrennungsgase austreiben. Dies wird durch die ungleiche Arbeitsweise der Pumpen bewirkt, denn da die Luftpumpe schon in die Druckleitung 22 fördert, während die Gaspumpe noch in die Saugleitung zurückschiebt — der Übertritt in die Druckleitung wird durch die Rückschlagventile 17 verhindert —, tritt die durch 23 zuströmende Luft in den Ringraum 24 und drängt das dort befindliche Gas etwas zurück, so daß sich bei Eröffnung des Ventils nur Luft (Spül- oder Fegeluft) über diesem befindet. Für die ständige gleichmäßige Zusammensetzung des Gemisches ist von großer Wichtigkeit, daß beide Pumpen auf denselben Druck (vgl. die Diagramme) verdichten.

Für viele Zwecke, wie z. B. für den Antrieb von Booten, ist die *Umsteuerung* der Verbrennungsmaschinen sehr wichtig, da die gebräuchliche Einschaltung von Wendegetrieben mancherlei Nachteile im Gefolge hat. Es sind in dieser Hinsicht die mannigfachsten Vorschläge gemacht worden. Die einen benutzen für Vorwärts- und Rückwärtslauf dieselben Steuernocken und ändern die Drehrichtung der Maschinen durch Verdrehen der Nocken auf der Steuerwelle; andere nehmen besondere Nocken für Vorwärts- und Rückwärtslauf, die nebeneinander auf der Steuerwelle sitzen und entweder auf ihr oder mit ihr verschoben werden, so daß immer nur die für die jeweilig gewünschte Drehrichtung bestimmten Nocken zur Wirkung gelangen (vgl. S. 137 und 144).

3. Zündvorrichtungen.

Die Entzündung der im Zylinder befindlichen verdichteten Ladung kann auf folgende vier verschiedene Arten vorgenommen werden: 1. *durch eine offene Flamme*, 2. *durch ein glühendes Röhrchen*, 3. *durch einen elektrischen Funken*, 4. *durch die bei der Verdichtung des Gemisches entstehende Wärme*.

Die Zündung durch eine offene Flamme ist gegenwärtig verlassen. Auch die Zündung durch ein Glührohr wird nur noch bei kleineren und mittleren Maschinen benutzt. Das Glührohr ist ein an einem Ende offenes und mit diesem mit dem Zylinderinnern in Verbindung stehendes Rohr aus Porzellan, Platin oder Schmiedeeisen, dessen Außenseite durch eine offene Flamme auf Rotglut erwärmt wird. Neben den ständig mit dem Zylinderinnern in Verbindung stehenden ungesteuerten Glührohren sind auch (selten) gesteuerte im Gebrauch, bei denen die Verbindung zwischen dem Innern des Rohres und dem Zylinder nur zu gewissen Zeitpunkten hergestellt wird.

Das Glührohr wirkt folgendermaßen. Während der Saugperiode entweicht ein Teil der im Innern des Rohres befindlichen heißen Gase in den Zylinder. Der Rest wird beim Kompressionshube wieder in das Rohr zurückgedrängt. Sobald das frisch komprimierte Ladungsgemisch an die glühende Stelle des Rohres kommt, erfolgt die Zündung, deren Zeitpunkt durch Verlegung der Glühzone geregelt werden kann. Tritt die Zündung zu spät ein, so wird die Glühzone nach dem Zylinder zu verlegt; tritt sie zu früh ein, mehr nach dem anderen Ende des Rohres zu. Die äußere Anordnung einer solchen Zündung eines Grusonwerk-Motors zeigen die Fig. 229—231. In diesen ist 1 das Glührohr und 2 der Ansatz für den Zylinderkopf. Der Kamin 3 ruht auf den Tragstiften 4, auf denen er zur Verlegung des Zündzeitpunktes verschoben und in der gewünschten Stellung mittels der Schraube 5 festgestellt werden kann. Die Erhitzung

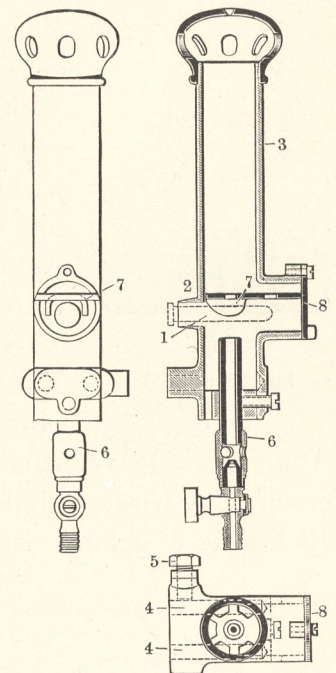


Fig. 229—231. Brenner mit Kamin eines Grusonwerk-Motors.

primären Stromkreis 2, sind ein weiter unten näher erläuteter Stromverteiler und die Primärwicklung einer Induktionsspule 3 nebst Unterbrecher 4 (Wagnerscher oder Neefscher Hammer) eingeschaltet. Die durch die Primärspule in rascher Folge gesandten Stromstöße erzeugen in der sie umgebenden Sekundärwicklung 5 einen hochgespannten Induktionsstrom, der den Luftraum zwischen den beiden Elektrodenspitzen einer in den Sekundärstromkreis 6 eingeschalteten Zündkerze 7 überspringt. Gesteuert wird diese Zündung durch einen von der Maschine angetriebenen Stromverteiler 8, der den primären Stromkreis in dem Augenblick, in dem gezündet werden soll, in dem also im sekundären Stromkreis Funken überspringen sollen, schließt. Bei jeder Zündung springen eine ganze Reihe von Funken hintereinander über, so daß die Zündung sicher erfolgt.

Fig. 236 und 237 zeigen einen magnetelektrischen Zündapparat der Firma Bosch in Stuttgart. Bei diesem stehen sowohl der Siemenssche I-Anker 1 als auch die aus mehreren Hufeisenmagneten 2 gebildeten Polschuhe fest. Zwischen Anker und Polschuhen vollführen zwei aus weichem Eisen bestehende Segmente 3 Schwingungen von etwa $20-25^\circ$, die dadurch hervorgerufen werden, daß sich ein auf der Steuerwelle angeordneter Daumen 4 gegen den mit den Segmenten 3 in fester Verbindung stehenden Hebel 5 legt. Ist Daumen 4 unter dem Hebel 5 hinweggeglitten, so wird letzterer durch die Federn 6 in die Anfangsstellung zurückgeführt. Mit Hebel 5 ist Stange 7 verbunden, deren anderes Ende in eine den Stift 8 umfassende Gabel ausläuft. Stift 8 sitzt an dem einen Schenkel eines Winkelhebels, dessen anderer Schenkel unter Einwirkung der Feder 9 steht. Befestigt ist der Winkelhebel an einem Zapfen 10, der durch Flansch 11 hindurch in das Innere des Zylinders hineinragt und dort den sich unter Wirkung der Feder 9 gegen Stift 13 legenden Zündhebel 12 trägt. Stift 13 ist mit Isolierung in den Flansch eingesetzt und durch Leitung 14 mit der Klemme 15 verbunden, zu der ein Ende der Wicklung des Ankers 1 führt. Das andere Ende ist an den Körper des Apparates gelegt und steht durch ihn mit dem Zündhebel 12 in Verbindung. Die Wirkung ist folgende. In dem Maße wie sich die Segmente 3 über den feststehenden Anker 1 schieben (Fig. 237), gehen mehr und mehr Kraftlinien (vgl. Abt. „Elektrotechnik I“) durch diesen. Die Größe der in der Ankerwicklung induzierten elektromotorischen Kraft ist abhängig von der Größe der in der Zeiteinheit auftretenden Änderung der Kraftlinienzahl. Da die Kraftlinienzahl, wenn die Segmente 3 durch die Federn 6 mit großer Schnelligkeit in die Anfangsstellung zurückgerissen werden, plötzlich stark abnimmt, entsteht in der Ankerwicklung ein kräftiger Stromstoß, der durch die Leitung 14, Stift 13, Hebel 12 und den Körper des Apparates wieder zur Wicklung zurückkehrt. Bei der großen Heftigkeit, mit welcher der Hebel 5 in die Gleichgewichtslage zurückschnellt, überschreitet er diese zunächst. Die Folge ist, daß die Gabel der Stange 7 gegen den Stift 8 schlägt, wodurch eine Drehung des Zapfens 10 und damit ein Abheben des Zündhebels 12 von dem Stift 13 herbeigeführt wird, so daß ein kräftiger Zündfunke überspringen kann.

Das an vierter Stelle genannte Zündverfahren, bei dem die Kompressionswärme in Verbindung mit der Abwärme der heißen Zylinderwandungen zur Zündung benutzt wird, bedarf keiner eigentlichen Zündvorrichtung. Es ist beim Dieselmotor besprochen, wo es angewendet wird.

4. Kühleinrichtungen.

Da durch die Verbrennung des Gemisches im Zylinder eine beträchtliche Wärme entwickelt wird, müssen die mit den heißen Verbrennungsgasen in Berührung kommenden Maschinenteile gekühlt werden, da sie sonst unter der Einwirkung der Hitze zerstört würden. Bei kleinen

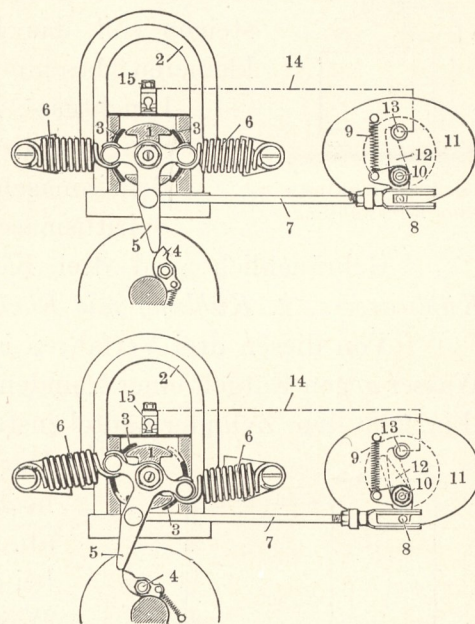


Fig. 236 und 237. Zündapparat mit ruhendem Anker von Bosch.

Wagenmotoren genügt es, den Zylinder zu diesem Zweck mit Rippen zu versehen und dann dem Luftzuge auszusetzen. Größere und besonders ortsfeste Maschinen erfordern aber intensive Wasserkühlung. Diese beschränkt sich bei den einfachwirkenden Maschinen mittlerer Größe, bei denen eine Seite des Kolbens ständig mit der Außenluft in Verbindung steht, auf eine Kühlung des Arbeitszylinders und dessen Kopfes. Die Menge des Kühlwassers richtet sich nach der Größe der abzuführenden Wärmemenge und nach der Temperatur, mit der das Kühlwasser zu- und abfließt. Im Durchschnitt kann angenommen werden, daß ein Drittel der für die nutzbare Pferdestärkenstunde erforderlichen Wärmemenge vom Kühlwasser aufgenommen und fortgeführt wird. Bei 2700 WE für die nutzbare Pferdestärkenstunde sind das 900 WE. Wird weiter angenommen, daß das Kühlwasser mit 15° C zu- und mit 60° C abfließt, so sind für die Stunde $\frac{900}{60-15} = 20$ l Wasser erforderlich. Wenn auch bei größeren Maschinen der Wärmeverbrauch für die Pferdestärken-

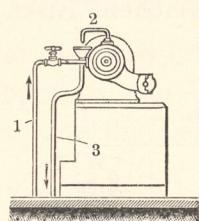


Fig. 238. Kühlung ohne Rückkühlung.

stunde geringer ist, so sinkt hierdurch trotzdem nicht der Kühlwasserverbrauch, da bei Großgasmaschinen die Temperatur des Kühlwassers nicht über 50° steigen soll, das Kühlwasser also nicht so ausgenutzt werden kann wie bei kleineren Maschinen. Es beträgt die Temperatur des Abflußwassers bei

Leuchtgas-, Petroleummaschinen	50— 60°
Sauggasmaschinen	60— 70°
Benzinmaschinen	40— 50°
Spiritusmaschinen	90—100°

Gebräuchlich sind drei Kühlverfahren, nämlich: 1. *Kühlung ohne Rückkühlung des Kühlwassers*, 2. *Kühlung mit Rückkühlung des Kühlwassers*, 3. *Verdampfungskühlung*.

Von diesen drei Verfahren ist das erste das einfachste, aber auch das teuerste, wenn das Wasser gegen Entgelt einer fremden Wasserleitung entnommen wird. Der Zufluß des durch Rohr 1 (Fig. 238) dem Zylindermantel zuströmenden Wassers wird durch einen Hahn geregelt. Nach dem

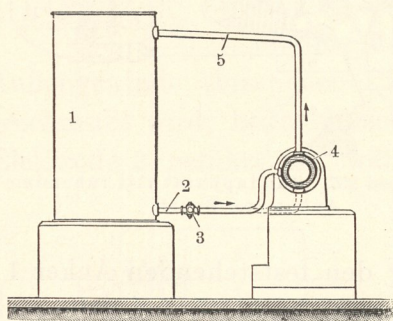


Fig. 239. Kühlung mit Rückkühlung (Kühlgefäß).

Durchströmen der Mantelräume verläßt das Wasser diese an ihrer höchsten Stelle durch Rohr 2 und fließt durch das Abflußrohr 3 ab. Diese Art der Kühlung findet Verwendung bei Motorbooten, bei denen eine von dem Motor angetriebene kleine Pumpe das Wasser durch eine Öffnung in der Außenhaut des Bootes ansaugt und es dann durch die Kühlmäntel drückt, aus denen es durch eine zweite, oberhalb des Wasserspiegels gelegene Öffnung in der Außenhaut des Bootes abgeführt wird.

Wo dieses Kühlverfahren zu teuer, oder wo Frischwasser nicht in genügender Menge vorhanden ist, wird zu einer Rückkühlung des warmen Kühlwassers geschritten. Bei Maschinen mit Rückkühlanlage vollführt das Kühlwasser einen Kreislauf, indem es vom Zylinder zur Kühlanlage und von dieser wieder zum Zylinder zurückfließt. Es ist dann nur der durch Verdunsten des Kühlwassers entstehende Verlust zu ersetzen; auf diese Weise wird der Wasserverbrauch für die effektive Pferdestärkenstunde auf etwa 3 l herabgedrückt.

Von den zur Rückkühlung dienenden Einrichtungen sind die gebräuchlichsten: 1. die *Kühlgefäße*, 2. die *Rippenkühler*, 3. die *Gradierwerke*.

Kühlgefäße. Ein Beispiel zeigt Fig. 239. In dieser ist 1 das offene Kühlgefäß, das so hoch mit Wasser gefüllt ist, daß der Wasserspiegel etwas oberhalb des Zuflußrohres 5 liegt. Von dem unteren Teile des Kühlgefäßes führt ein Rohr 2 zum Zylindermantel 4. In dieses Rohr ist ein Dreiwegehahn 3 eingeschaltet, durch den entweder eine Verbindung mit dem Zylindermantel oder mit der Außenluft hergestellt wird, letzteres zu dem Zwecke einer Entleerung des Kühlgefäßes. Von dem Zylindermantel fließt das heiße Kühlwasser durch das ständig ansteigende Rohr 5 zu dem Kühlgefäß. Befindet sich das Kühlgefäß in der Nähe der Maschine und sind die Leitungen frei von unnötigen Krümmungen, so ist eine besondere Pumpe zur Herbeiführung des Wasserumlaufes nicht erforderlich; es genügt vielmehr der durch den Temperaturunterschied

hervorgerufene Gewichtsunterschied der beiden Wassersäulen zur Aufrechterhaltung des Umlaufes. Das im Zylindermantel beheizte Wasser steigt im Rohr 5 empor, was ein Nachsinken des sich im Kühlgefäß und besonders an dessen Oberfläche abkühlenden Wassers zur Folge hat. Wesentlich ist hierbei, daß der Wasserspiegel nie unter die Mündung des Rohres 5 sinkt, was sofort eine Unterbrechung des Wasserumlaufes zur Folge haben würde. Um dieses zu verhindern, sind häufig Schwimmerventile angeordnet, die beim Unterschreiten eines bestimmten Wasserstandes selbsttätig den Zufluß frischen Wassers als Ersatz für das verdunstete einleiten. Die Kühlgefäße sind an einem luftigen Orte aufzustellen. Auch sind Vorkehrungen zu treffen, um im Winter ein Einfrieren des Kühlwassers zu vermeiden, was durch Hinzufügung von Alkohol usw. zum Kühlwasser geschieht. Die Rückkühlung des Kühlwassers durch Kühlgefäße wird bei Maschinen mittlerer Leistung bis zu etwa 50 PS angewendet. Wird die Kühlwassermenge zu groß, so findet vorteilhaft eine Unterteilung des Kühlgefäßes statt.

Rippenkühler. Eine größere Abkühlungsfläche haben die Rippenkühler, die in ihrer Ausbildung den bekannten Rippenheizkörpern ähneln. Bei diesen Kühlern kommt das Kühlwasser mit der Luft nicht in Berührung; daher fallen die Verdunstungsverluste fort. Der obere Teil des Rippenkühlers steht mit der das heiße Wasser zuführenden, sein unterer Teil mit der das abgekühlte abführenden Leitung in Verbindung. Da bei vollem Tagesbetriebe für 1 Pferdestärke eine Kühlfläche von 3—4 qm notwendig ist, sind diese Kühler auch nur für kleinere Maschinen verwendbar. Hierher gehören die Automobilkühler, bei denen das Kühlwasser ebenfalls von oben nach unten durch eine große Anzahl dünnwandiger Kanäle fließt; zwischen diesen streicht der beim Fahren entstehende Luftstrom hindurch, dessen Wirkung mitunter noch durch einen Ventilator erhöht wird.

Gradierwerke. Die für die Rückkühlung des Kühlwassers aufgestellten Gradierwerke, bei denen das Wasser mit der Kühlluft in unmittelbare Berührung kommt, wirken wie die Kamin-kühler für die Oberflächenkondensatoren der Dampfmaschinen (vgl. Seite 71). Die Gradierwerke finden bei Großgasmaschinen Verwendung, brauchen aber viel Raum und sind teuer. Auf dem gleichen Prinzip beruhen die bei kleineren, namentlich lokomobilen Ölmaschinen häufig zu findenden *Ventilationskühler* (Fig. 240), in denen sich das kalte Wasser unten ansammelt und von einer kleinen, von der Maschine angetriebenen Pumpe 1 durch die Leitung 2 dem Kühlmantel des Arbeitszylinders 3 zugeführt wird, von dem aus es durch die Rohrleitung 4 dem Kühler wieder zuströmt. Im höchsten Punkte des Kühlers wird das Wasser durch einen Zerstäuber 5 fein verteilt und rieselt langsam über ein System übereinandergeschichteter Latten nach unten. Hierbei kommt es in innige Berührung mit der von unten bei 6 zuströmenden Luft, deren Zugwirkung häufig durch einen von der Maschine angetriebenen Ventilator unterstützt wird.

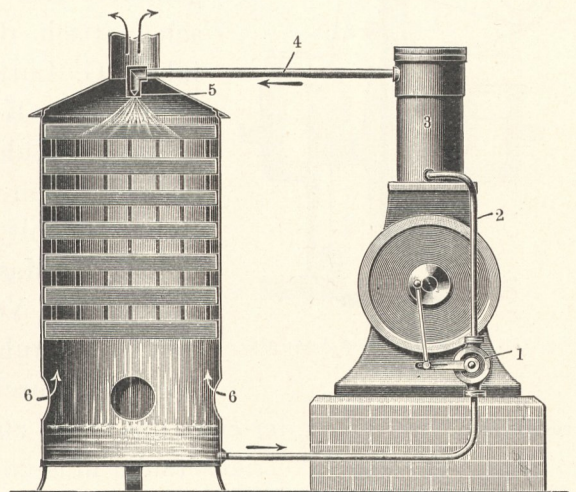


Fig. 240. Ventilationskühler.

Das dritte Kühlverfahren, die *Verdampfungskühlung*, bei der das Kühlwasser nicht nur erwärmt, sondern sogar in den dampfförmigen Zustand übergeführt wird, ist nur anwendbar bei Maschinen, die an sich schon, wie Spiritusmaschinen, eine hohe Abflußtemperatur des Kühlwassers zulassen, hat aber eine größere Verbreitung nicht gefunden.

Bezüglich der Anordnung der Kühlung für die einzelnen in Frage kommenden Teile, wie Zylinderkopf und -mantel, Auspuffventil, Kolben und Kolbenstange usw., ist noch zu bemerken, daß es vorteilhafter ist, für die einzelnen Teile gesonderte Kühlwasserleitungen anzulegen, da hierdurch die Kühlung für jeden einzelnen Teil für sich geregelt werden kann.

Für das Einströmventil ist eine Wasserkühlung nicht notwendig, da es beim jedesmaligen Ansaugen von dem frisch zuströmenden Gemisch gekühlt wird. Anders das Auspuffventil, das

bei jeder Arbeitsperiode von den heißen Verbrennungsgasen umspült wird, und dessen Kühlung infolgedessen bei größeren Verbrennungsmaschinen durchaus nötig ist. Fig. 241 zeigt ein Beispiel für ein solches Auspuffventil. Kegel und Kegelschaft 1 sind hohl ausgebildet und tragen an ihrem oberen Ende den Teller 2, gegen den sich die Schraubenfeder 3 legt und so das Ventil in der Schlußstellung erhält. Die Eröffnung erfolgt durch Ausschwingen des Hebels 4, dessen gabelförmig ausgebildetes Ende sich gegen Vorsprünge des Kegelschaftes 1 legt. Das Kühlwasser wird bei 5 zugeführt, durchfließt das Rohr 6 und strömt durch das im Innern des Kegelschaftes angeordnete, ständig feststehende Röhrchen 7 bis zum Boden des Ventilkegels. Hier ändert es

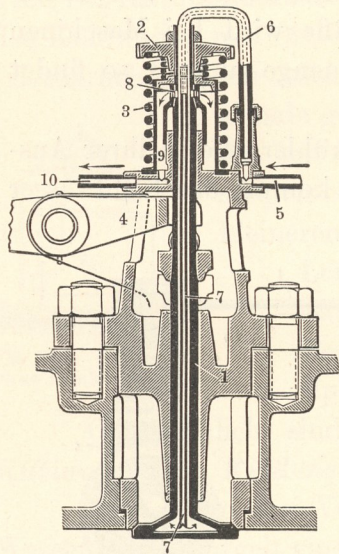


Fig. 241. Kühlung des Auspuffventils.

seine Richtung und fließt nunmehr im Gegenstrom zu dem nachströmenden Kühlwasser durch den Hohlraum zwischen Rohr 7 und Kegelschaft 1, bis es schließlich durch die Öffnungen 8 in den Raum 9 übertritt, aus dem es durch das Rohr 10 abgeführt wird.

Wesentlich schwieriger gestalten sich Zu- und Abführung des Kühlwassers bei der Kolbenkühlung, wozu gewöhnlich die hohl ausgebildete Kolbenstange benutzt wird. Bei der in den Fig. 242—244 schematisch dargestellten Ausführungsform der Firma Maschinenfabrik G. Luther A.-G. in Braunschweig dienen die beim Hin- und Hergang des Kolbens auftretenden Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte der Kühlflüssigkeit zum Durchtreiben der Flüssigkeit durch die zu kühlenden Teile. In Fig. 243 und 244 ist der vordere Teil des Zylinders mit dem Kurbelgestänge abgebrochen und 1 der Arbeitskolben der Maschine. Durch den hinteren Zylinderdeckel 17 geht die rückwärtige Verlängerung der Kolbenstange, die dann nochmals durch den Gleitschuh 16 geführt wird. 13 und 14 sind zwei nebeneinanderliegende, durch eine Scheidewand 15 voneinander getrennte Wasserbehälter, von denen der erste das frisch zuströmende, der zweite das verbrauchte Kühlwasser aufnimmt. Vor der Inbetriebsetzung müssen die zu kühlenden Räume mit Wasser angefüllt werden. Der Weg des Wassers während des Betriebes ist dann folgender. Aus Behälter 13 strömt es durch das Rohr 4 in den ringförmigen Hohlraum 2 der Kolbenstange und durchfließt diesen bis

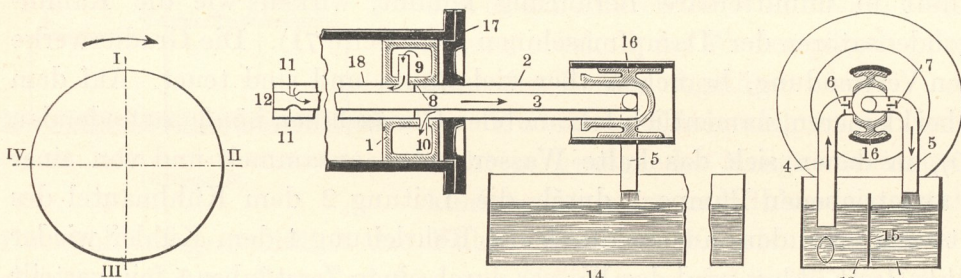


Fig. 242—244. Kolbenkühlung.

zur Scheidewand 8, wo es durch die Öffnung 10 in den hohlen Kolben 1 eintritt. In diesem steigt es empor und wird dann durch das Überfallrohr 9 in den Hohlraum 18 geleitet, den es durchströmt, bis es am Ende der hohlen Kolbenstange durch die Löcher 11 in das innere Rohr 3 tritt, durch dessen Verlängerung 5 es schließlich in den Behälter 14 abgeführt wird.

Fig. 242 ist eine schematische Darstellung des Kurbelkreises mit den vier Hauptstellungen der Kurbel. Während der Kurbelbewegung von I nach II findet eine verzögerte Bewegung des Kolbengestänges nach rechts statt und haben infolgedessen die Wassersäulen (Fig. 243 und 244) im Rohr 3 und in den Hohlräumen 2, 18 wegen der ihnen innewohnenden lebendigen Kräfte das Bestreben, sich relativ zum Kolben nach rechts zu bewegen. Die in den Hohlräumen 2, 18 befindlichen Säulen können diese Bewegung nicht ausführen, da sich sofort das Ventil 6 schließt und die Wassersäulen infolgedessen relativ zum Kolbengestänge zur Ruhe kommen. Anders dagegen die in dem inneren Rohr 3 befindliche Wassersäule; diese kann sich in dem Rohr nach rechts bewegen, aber auch erst dann, wenn die Wassersäule am geschlossenen Ende der Kolbenstange bei 12 unter Bildung eines Vakuums abreißt. Hierbei muß zunächst das Ventil 7 geöffnet und dann der

äußere Atmosphärendruck überwunden werden. Während der Kurbelbewegung von II nach III erhält das Kolbengestänge eine beschleunigte Bewegung nach links, an der die im Rohr 3 befindliche Wassersäule wegen der ihr innewohnenden Trägheit zunächst noch nicht teilnimmt. Diese hat noch die Neigung, relativ zum Kolben nach rechts zu gehen, welche Wasserbewegung anhält, bis der atmosphärische Druck gegen das bei 12 herrschende Vakuum den Beschleunigungsdruck der Wassersäule überwindet und unter Schließen des Ventils 7 die Wasserbewegung zum Stillstand bringt. Gleichzeitig führt jetzt das Überwiegen des Atmosphärendruckes gegen das Vakuum 12 dazu, daß sich Ventil 6 öffnet und die Wassersäule in den Hohlräumen 18, 2 anfängt, relativ zum Kolben nach links zu strömen und hierbei aus dem Behälter 13 durch das Rohr 4 nachzusaugen. Verstärkt wird diese Strömung durch die Kolbenverzögerung während der Kurbelbewegung von III nach IV, bei der die Wassersäule im Rohr 3 relativ zum Kolben in Ruhe und Ventil 7 geschlossen bleibt. Während der Kurbelbewegung von IV nach I hat die beschleunigte Kolbenbewegung zunächst noch dieselbe Wirkung. Zur Regelung der durchströmenden Wassermenge können in den Zu- und Abflußleitungen 4, 5 Hähne angebracht sein.

5. Anlaßvorrichtungen.

Wie schon oben hervorgehoben ist, laufen die Verbrennungsmaschinen nicht von selbst an, sondern bedürfen einer besonderen Anlaßvorrichtung, und zwar wegen der großen Eigenwiderstände der Maschine. Beim Viertakt z. B. wirkt die Maschine während des ersten Kolbenhin- und -herganges als Verdichtungspumpe; erst beim dritten Kolbenhub wird auf den Kolben eine Kraft ausgeübt. Um die Widerstände beim Anlassen möglichst zu verringern, wird die Verdichtungs- endspannung dadurch niedrig gehalten, daß während des ersten Teiles des Verdichtungshubes das Auslaßventil geöffnet und ein Teil des Gemisches in die Auspuffleitung ausgestoßen wird. Dies geschieht durch Einschalten eines kleinen, auf das Auslaßventil wirkenden Hilfsnockens, der wieder ausgerückt wird, sobald die Maschine im Gange ist. Die einfachste Art des Anlassens ist das Andrehen der Maschine durch Erfassen des Schwungrades, jedoch ist dieses Verfahren nur für kleinere Maschinen verwendbar und auch für diese nicht zu empfehlen, da leicht Unglücksfälle vorkommen. Bei den besonderen Anlaßvorrichtungen unterscheidet man das Andrehen: 1. *mit einer Andrehkurbel*, 2. *mit einem Hilfsmotor*, 3. *mit explosiblem Gemisch*, 4. *mit Druckluft*, 5. *mit elektrischem Strom*.

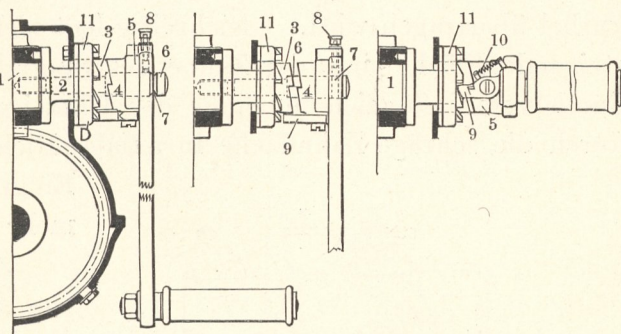


Fig. 245—247. Andrehkurbel (Deutzer Sicherheitskurbel).

Andrehkurbeln werden bei kleineren Maschinen unmittelbar auf die anzutreibende Welle gesetzt. Bei größeren Maschinen wird zwischen Andrehkurbel und Kurbelwelle ein Vorgelege, Ketten- oder Rädergetriebe, eingeschaltet und hierdurch eine Übersetzung ins Langsame herbeigeführt. Die sogenannten Sicherheitskurbeln müssen augenblicklich ausgerückt werden: sowohl dann, wenn die Maschine unter dem Einfluß der Verpuffung plötzlich anspringt, d. h. rascher zu laufen anfängt, als sich die Andrehkurbel dreht, als auch dann, wenn sich im Falle einer Frühzündung die Maschine plötzlich in einem der Andrehkurbel entgegengesetzten Sinne zu drehen beginnt. Ein Beispiel einer solchen Sicherheitskurbel der Gasmotorenfabrik Deutz zeigen die Fig. 245—247. In diesen ist 1 die anzudrehende Welle, die mit dem einen Teil 2 einer Klauenkuppelung in fester Verbindung steht. Dieser Teil trägt an seiner Stirnfläche schräg verlaufende Zähne 3; diese greifen in entsprechend ausgebildete Zähne 4 des anderen, mit der Kurbel fest verbundenen Kuppelungsteiles 5, der auf einem mit der Kurbelwelle verschraubten Bolzen 6 axial verschiebbar und drehbar angeordnet ist. Der Bolzen besitzt an seinem Ende eine Einkerbung 7, in die ein unter Federwirkung stehender, im Teil 5 geführter Stift 8 einschnappt. An dem Teil 5 sitzt ferner noch drehbar eine Sperrklinke 9, die durch eine Feder 10 in der in der Fig. 247

veranschaulichten Lage gehalten wird. Wie die Figur zeigt, kann sich diese Klinke nur in der dem Sinne des Uhrzeigers entgegengesetzten Richtung drehen. Schließlich ist noch der mit schräg ansteigenden Zähnen versehene Sperrkranz 11 zu erwähnen, der an dem Maschinengestell befestigt ist. Die Wirkungsweise der Kurbel ist folgende. Beim Andrehen legen sich die Zähne 4 gegen die Zähne 3, wodurch Welle 1 mitgenommen wird. Sperrklinke 9 stößt hierbei gegen jeden vorstehenden Zahn des festen Sperrkranzes 11, was aber belanglos ist, da die Klinke in dem dem Laufe des Uhrzeigers entgegengesetzt gerichteten Sinne ausweichen kann. Springt die Maschine plötzlich an, so gleiten die schrägen Flächen der Zähne 3 an den entsprechenden Flächen der Zähne 4 entlang und verschieben den Teil 5 mit der Kurbel, bis Stift 8 in die Eindrehung 7 einfällt.

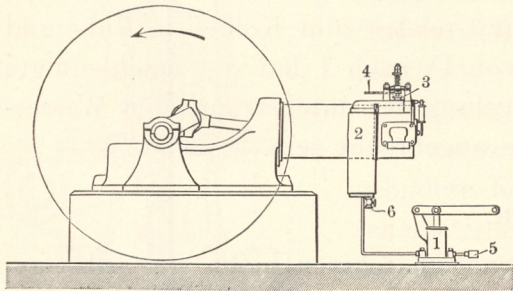


Fig. 248. Andrehen mit explosiblem Gemisch.

Die Kurbel steht nunmehr still (s. Fig. 246) und kann leicht nach Anheben des Stiftes 8 von der sich drehenden Welle bzw. dem Bolzen 6 abgezogen werden. Mitunter tritt nun eine Entzündung des Gasgemisches vor Beendigung der Kompression, eine sogenannte Frühzündung, ein. In diesem Falle kann der Kolben den Kompressionshub nicht beenden, sondern wird sofort wieder zurückgetrieben, so daß sich die Maschine im entgegengesetzten Sinne dreht, welche Bewegung durch die in Richtung der Achse verlaufenden Flächen der Zähne 3 und 4 auf die Andrehkurbel übertragen wird. Gleichzeitig legt sich aber auch die Sperrklinke 9 gegen die schräg ansteigende Fläche eines der Zähne des Sperrkranzes 11 (s. Fig. 247). Die Sperrklinke wird hierdurch veranlaßt, sich im Sinne des Uhrzeigers zu drehen. Da sie dieses nicht kann, wird sie durch die schräge Zahnfläche in axialer Richtung verschoben, so daß die Zähne 3 und 4 außer Eingriff kommen. Teil 5 und die Kurbel nehmen nunmehr die in Fig. 246 veranschaulichte Lage ein.

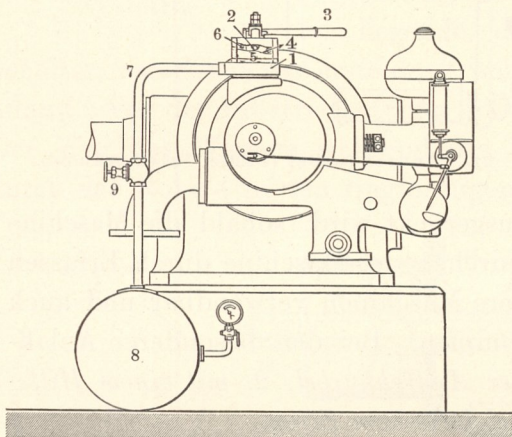


Fig. 249. Anlassen mit Druckluft.

Zylinderinnere gepumpt. Dies muß vorsichtig geschehen, um zu verhüten, daß infolge des entstehenden Druckes der Kolben vorwärts geht. Hierauf wird das Anlaßventil geschlossen und der Behälter 2 auf einen höheren Druck aufgepumpt. Im Anschluß hieran findet ein rasches Öffnen des Anlaßventils statt. Das unter höherem Druck stehende Gemisch strömt in den Zylinder über und treibt den Kolben langsam vorwärts, bis eine Entzündung stattfindet, worauf das Anlaßventil geschlossen wird. Die durch die Entzündung hochgespannten Gase erteilen dem Kolben eine raschere Bewegung, wodurch in dem Schwungrade lebendige Kraft aufgespeichert wird, und zwar so viel, daß die Maschine einige weitere Umdrehungen machen und hierbei den normalen Betrieb einleiten kann. 6 ist schließlich noch ein kleiner Hahn an dem Behälter 2, der zu dessen Reinigung von den Verbrennungsrückständen dient. Diese Reinigung geschieht dadurch, daß beim Auslaufen der Maschine dieser Hahn geöffnet wird, wodurch bei geöffnetem Ventil 3 reine Luft angesaugt und wieder ausgestoßen wird.

Anlassen mit Druckluft ist heute das häufigste Anlaßverfahren. Die hierzu erforderliche

Andrehen mit einem Hilfsmotor empfiehlt sich, wenn eine zweite Kraftmaschine vorhanden ist, es also nicht der besonderen Aufstellung einer solchen bedarf. Billiger als dieses Verfahren ist das *Anlassen mit explosiblem Gemisch*. Hierbei wird die Kurbel zunächst etwa 20° über diejenige innere Totpunktlage gestellt, bei der die Zündung stattfindet. Zum Einführen des Gemisches dient die kleine Handpumpe 1 (Fig. 248), die mit dem Behälter 2 in Verbindung steht. 3 ist das durch den Hebel 4 zu öffnende Anlaßventil und 5 der mit Benzin zu beschickende Vergaser. Zunächst wird bei geöffnetem Anlaßventil 3 mit der kleinen Handpumpe 1 Gemisch in das

Druckluft wird bei kleineren Maschinen dadurch gewonnen, daß nach Abstellung der Brennstoffzufuhr die während des Auslaufens der Maschine angesaugte und komprimierte Luft in einen Sammelbehälter hineingedrückt wird. Ein Beispiel hierfür zeigt Fig. 249. In dieser ist 1 das Ladeventil, dessen Spindel die Zapfen 2 trägt; diese werden in ansteigenden Nuten des Ventilgehäuses geführt und durch Drehen des Hebels 3 in drei verschiedene Lagen 4, 5, 6 gebracht. 7 ist die zum Sammelbehälter 8 führende Leitung, in die ein Ventil 9 eingeschaltet ist. Während des normalen Betriebes befinden sich die Zapfen 2 in der Stellung 4, wodurch das Ventil derart fest auf seinen Sitz gepreßt wird, daß es von den im Zylinder auftretenden hohen Drucken nicht geöffnet wird. Beim Auslaufen des Motors werden die Zapfen in die Mittelstellung 5 gebracht. Nunmehr wird das Ventil, wenn die frisch angesaugte Luft komprimiert wird, geöffnet, so daß die Druckluft durch die Leitung 7 in den Sammelbehälter 8 eintreten kann. Soll schließlich beim Stillstand der Maschine angelassen werden, so werden die Zapfen in die dritte Stellung 6 gebracht, dadurch das Ventil geöffnet und die Verbindung zwischen Druckluftbehälter und Zylinder hergestellt. Dieser besonderen Ausführungsform des Verfahrens haftet der Übelstand an, daß der jeweilig zum Anlassen vorhandene Luftvorrat nur verhältnismäßig gering ist. Ist er verbraucht, und ist die Maschine dabei aus irgendeinem Grunde nicht angesprungen, so muß zu einem Andrehen von Hand geschritten werden. Um dieses zu vermeiden, werden größere Maschinen mit besonderen Anlaßkompressoren ausgerüstet, die während des Betriebes von der Maschine angetrieben werden und Luft von 10—15 at in einen Sammelbehälter pressen (vgl. hierzu auch das Klappmodell des Dieselmotors).

Das Anlaßverfahren mit elektrischem Strom ist nur anwendbar, wenn die Verbrennungsmaschine zum Antrieb einer Dynamomaschine dient und eine Akkumulatorenbatterie vorhanden ist. In diesem Falle wird die Dynamo als Elektromotor geschaltet, der mit dem aufgespeicherten Strom betrieben wird und die Verbrennungsmaschine andreht.

6. Schalldämpfungsmittel.

Die Schalldämpfungsmittel müssen sowohl am Ansaugerrohr als auch am Auspuffrohr vorgesehen sein, um das Strömungsgeräusch der angesaugten Luft und der auspuffenden Abgase zu verringern. Sie werden als *Saug-* und *Auspufftöpfe* bezeichnet. Bei den Saugtöpfen wird noch der Nebenzweck verfolgt, die Luft von groben Verunreinigungen zu befreien. Die Dämpfung des Schalles erfolgt entweder durch allmähliche Verminderung der Strömungsgeschwindigkeit oder durch nach dem Prinzip der Helmholtz-Resonatoren ausgebildete Ausgleichräume.

Ein *Saugtopf* hat eine Größe, die etwa dem fünffachen Hubvolumen des Arbeitszylinders gleichkommt. Unter Umständen genügt es, die Maschine aus dem hohlen Rahmen- oder Gestellfuß ansaugen zu lassen. Unzweckmäßig ist es dagegen, bei stehenden Maschinen die Ansaugeluft aus dem geschlossenen Kurbelgehäuse zu entnehmen, da diese Luft einerseits wegen der Erwärmung von geringerer Dichte und andererseits nicht frei von Verunreinigungen wie Abdämpfen ist. Bei großen Maschinen werden gemauerte Saugschächte angeordnet, aus denen die Maschine ansaugt.

Die *Auspufftöpfe* müssen, um ihren Zweck wirksam zu erfüllen, größer sein als die Saugtöpfe. Bei ihnen wird mit einem 15—20fachen Volumen des Arbeitszylinders gerechnet. Da infolgedessen ihre bauliche Anordnung auf Schwierigkeiten stößt, werden häufig mehrere kleinere Auspufftöpfe hintereinander geschaltet. Auch hier hat sich bei größeren Maschinen die Anordnung gemauerter unterirdischer Kanäle als vorteilhaft erwiesen, nachdem sich der erste Spannungsausgleich zwischen Auspuffgasen und Atmosphäre in einem Auspufftopf vollzogen hat. Ferner ist noch darauf zu achten, daß die heißen Auspuffgase — diese verlassen die Maschine mit einer Temperatur von etwa 400° — vor dem Eintritt in den Auspufftopf gekühlt werden. Mitunter wird eine schädliche Erwärmung des Auspufftopfes dadurch vermieden, daß das von der Maschine abgeführte Kühlwasser zum Teil in den Auspufftopf eingespritzt wird. Über die Kühlung der Auspuffgase vgl. die Beschreibungen der Fig. 250 und Fig. 273.

D. Die bauliche Gesamtanordnung der Verpuffungsmaschinen.

Nachdem vorstehend die wesentlichen Einzelheiten der Verbrennungsmaschinen, besonders der Verpuffungsmaschinen, besprochen sind, soll nunmehr einiges über den Gesamtaufbau gesagt werden. Bei der Fülle der von den führenden Firmen auf den Markt gebrachten Ausführungsformen und bei dem geringen zur Verfügung stehenden Raum kann an dieser Stelle nur je ein Beispiel für die Hauptarten und Hauptverwendungszwecke gegeben werden.

I. Die Viertaktmaschinen.

1. Ortfeste Maschinen.

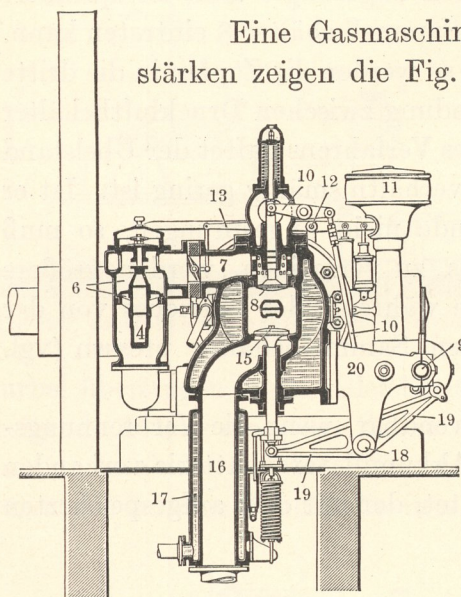


Fig. 250. Querschnitt der Fig. 251.

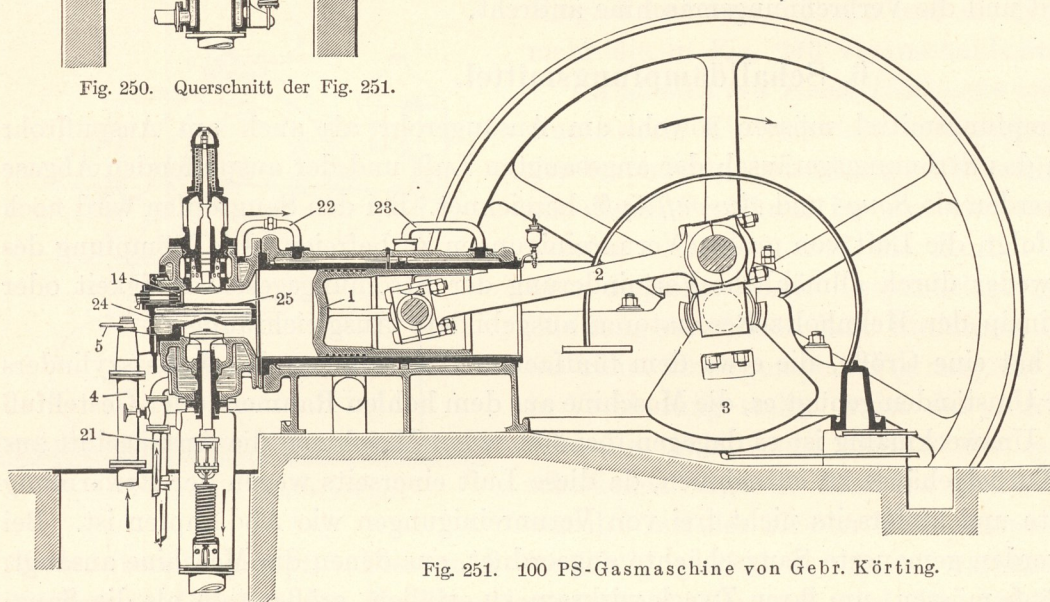


Fig. 251. 100 PS-Gasmaschine von Gebr. Körting.

ansatz zuströmt. Der Eintritt der Luft in den Hohlraum des Rahmens erfolgt durch Löcher, die zweckmäßig auf der dem Schwungrad abgewendeten Seite des Rahmens vorgesehen sind, um nach Möglichkeit dem durch das Schwungrad aufgewirbelten Staube den Zutritt in den Rahmen zu versperren. Beim Durchtritt durch das Mischventil 6 mischen sich Gas und Luft in einem bestimmten Verhältnis, das ständig gleich bleibt, wie weit sich auch der Ventilteller öffnet. Macht die Verwendung eines neuen Betriebsmittels von anderem Heizwert eine Änderung des Mischungsverhältnisses notwendig, so wird dem durch Einsetzen eines neuen Ventiltellers mit anderen Querschnittsöffnungen für den Durchtritt des Gases Rechnung getragen. Durch den Kanal 7 gelangt das Gemisch zu dem federbelasteten Ventil 8, das von einem auf der Steuerwelle 9 sitzenden Daumen unter Vermittlung des Gestänges 10 angetrieben wird. Die Regulierung ist eine Quantitätsregulierung. Durch Verstellen einer in den Kanal 7 zwischen Einlaß- und

Verdichtungsraum bildenden Teil des Zylinders, dem Zylinderkopf, sind die verschiedenen Ventile sowie die Zündvorrichtung untergebracht.

Das Gas wird durch die Rohrleitung 4, in die der Hahn 5 eingeschaltet ist, zugeführt, während die Luft durch den an den Rahmenfuß angeschlossenen Rohr-

Mischventil eingeschalteten Drosselklappe wird die Menge des zuströmenden Gemisches geregelt. Durch diese Art der Regulierung sollen selbst plötzliche Ent- und Belastungen nahezu spurlos an der Maschine vorübergehen. Ein großer Vorteil ist ferner, daß der Gasverbrauch auch bei geringen Leistungen ein verhältnismäßig günstiger ist. Der Antrieb der Drosselklappe erfolgt vom Regulator 11 aus durch den um den festen Punkt 12 schwingenden Doppelhebel 13. Ferner ist am Regulator, der von der Steuerwelle aus unter Vermittelung von Schraubenrädern angetrieben wird, noch eine Einrichtung zu einer wenn auch geringen Erhöhung der Umdrehungszahl vorgesehen. Die Zündung erfolgt bei 14 auf elektrischem Wege durch aus der Zeichnung nicht ersichtliche Magnetinduktoren. Den Verbrennungseigenschaften der verschiedenartigen Brennstoffe entsprechend kann der Zeitpunkt der Zündung während des Ganges der Maschine verstellt werden. Nachdem die Verbrennungsgase im Zylinder Arbeit geleistet haben, gelangen sie durch das Auspuffventil 15

in die Abgasleitung 16, deren erster Teil mit einem Wassermantel 17 versehen ist, um die heißen Gase vor dem Eintritt in den Auspufftopf abzukühlen. Die Steuerung des Auspuffventils erfolgt ebenfalls durch einen auf der Steuerwelle 9 sitzenden Daumen unter Vermittelung des an der Ventilspindel angreifenden, um den festen Zapfen 18 schwingenden Doppelhebels 19. Dieser sowie der aus der Zeichnung nicht ersichtliche Doppelhebel zum Antriebe des Einlaßventils und die Steuerwelle selbst sind in einem mit dem Zylinderkopf fest verschraubten Bock 20 gelagert. Das zur Kühlung nötige Wasser

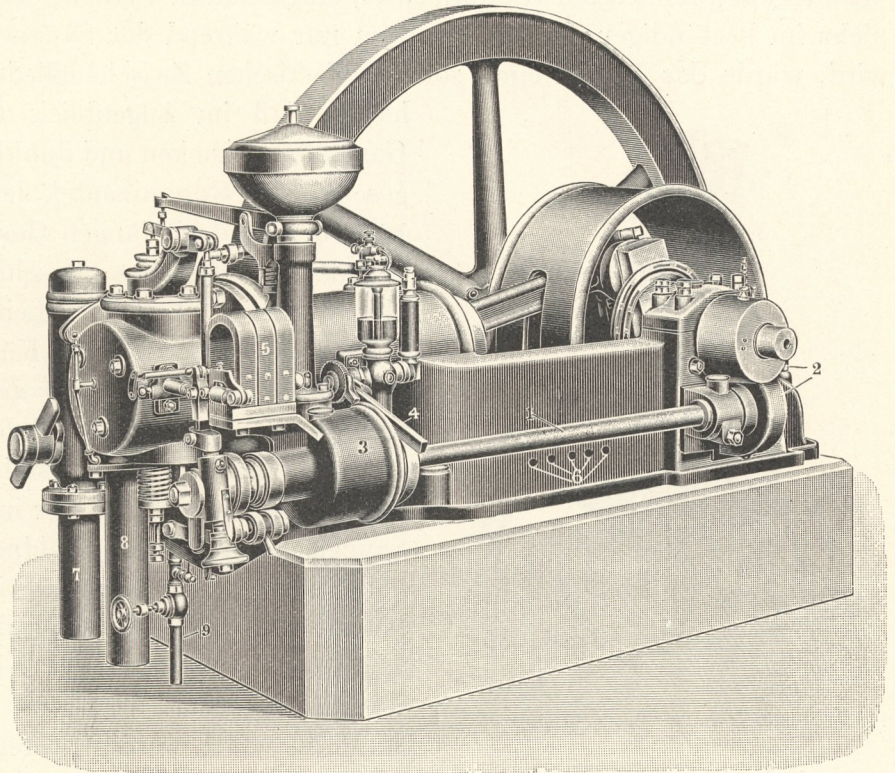


Fig. 252. 6—50 PS-Gasmaschine von Gebr. Körting.

wird dem unteren Teil des Zylinderkopfes durch die Leitung 21 zugeführt und durch die Überströmleitung 22 in den Zylindermantel weitergeleitet, den es durch die Leitung 23 verläßt. Die Stirnwand des Zylinderkopfes ist durch einen Deckel 24 verschlossen, von dem aus sich eine wassergekühlte Zwischenwand 25 in den Verdichtungsraum hinein erstreckt, die durch ein eingelegtes Führungsblech unterteilt ist. Zweck dieser Zwischenwand ist mögliche Abkühlung der Ladung bei der Verdichtung. Zur Erleichterung des Inbetriebsetzens der Maschine wird, was aus der Zeichnung nicht ersichtlich ist, beim Anlassen die Nockenscheibe für den Auslaßventilhebel verschoben, so daß das Auslaßventil während der Kompressionsperiode geöffnet bleibt, wodurch eine hohe Kompression beim Andrehen der Maschine vermieden wird und kleine Maschinen bis zu etwa 16 PS mit der Hand angedreht werden können. Größere Maschinen werden mit Druckluft angelassen, wobei es sich empfiehlt, bei Maschinenstärken über 40 PS nicht das Auslaufen der Maschine zur Druckluftherzeugung zu benutzen, sondern eine besondere Luftpumpe dafür anzuordnen.

Allgemein ist hinsichtlich des Aufbaues der Maschine noch darauf aufmerksam zu machen, daß der breit und kräftig gehaltene, mit zwei Kurbelwellenlagern ausgerüstete Rahmen den Zylinder fast vollständig unterstützt. Rings um den Rahmenfuß laufen Rinnen zur Aufnahme des Schmieröls.

Das Schaubild einer derartigen Maschine für kleinere Leistungen von 6—50 PS zeigt

Fig. 252. Vorn, parallel dem Rahmen, verläuft die Steuerwelle 1, die ihren Antrieb von der Kurbelwelle aus durch bei 2 eingekapselte, in einem Ölbad laufende Schraubenräder erhält. Bei 3 ist die Steuerwelle nochmals gelagert und außerdem der Antrieb für den Regulator eingebaut. Hebel 4 wird von einer auf der Steuerwelle sitzenden Daumenscheibe, gegen die er gepreßt wird, in schwingende Bewegung versetzt und überträgt diese auf eine Ölpumpe, die das Schmieröl in den Raum zwischen Kolben und Zylinderwandung preßt. Auf der anderen Seite des Teiles 3 sitzen nebeneinander die Nocken für die Steuerung des Eintritts- und Austrittsventils sowie der einstellbare Antrieb für die Zündvorrichtung, deren magnetelektrischer Apparat 5 darüber angeordnet ist. Unter der Steuerwelle befinden sich in der Rahmenwandung Löcher 6, durch welche die zur Gemischbildung gebrauchte Luft angesaugt wird. Das hierzu erforderliche Gas strömt durch die Leitung 7 zu. Ist diese von einer Beleuchtungsleitung abgezweigt, so muß ein elastischer Vorratsbehälter, gewöhnlich ein Gummibeutel, eingeschaltet werden; denn da das Gas aus der Leitung 7 nicht im beständigen Strome, sondern nur während der Saugperiode der Maschine entnommen wird, würde das Fehlen eines solchen elastischen Zwischengliedes in der Saugleitung zur Folge

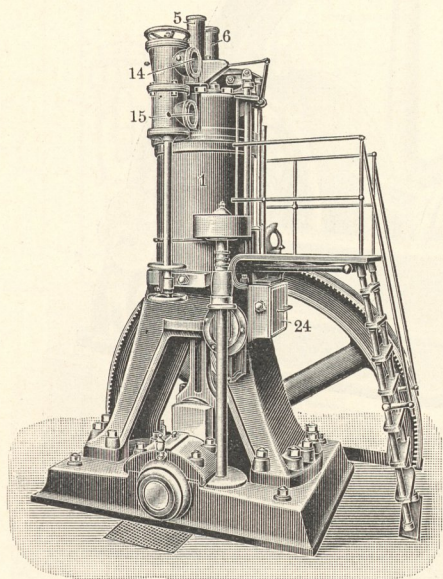


Fig. 253. Güldner Motor von 125 PS (Schaubild).

haben, daß im Augenblick des Beginnes dieser Periode die Gasflammen zucken und dunkler brennen. Durch den zwischengeschalteten Gummibeutel, der im aufgeblähten Zustand etwa 10—15 Zylinderfüllungen Gas enthält, wird dieser Übelstand vermieden. Größere Maschinen erfordern häufig mehrere Gummibeutel. Von den Leitungen 8 und 9 ist erstere für die Abgase, letztere für das Kühlwasser bestimmt. *Die näheren baulichen Einzelheiten einer derartigen Maschine sind aus dem zusammenklappbaren Modell der Gasmaschine ersichtlich.*

Als Beispiel einer stehenden ortfesten Viertakt-Verbrennungsmaschine sei der in den Fig. 253—255 dargestellte Sauggasmotor Bauart Güldner der Güldner-Motoren-Gesellschaft in Aschaffenburg beschrieben. Die Vorteile der stehenden Bauart gegenüber der liegenden sind hier dieselben wie bei den Dampfmaschinen, nämlich gute Standfestigkeit bei vollständig zentraler Aufnahme der Kolbendrucke durch die Maschine selbst, weniger störende Maschinenwirkungen, kleiner Raumbedarf und einfaches Fundament, kein Unrundlaufen der Zylinderbohrung infolge des Kolbengewichtes usw. Das A-förmig ausgebildete Gestell (s. Fig. 253) läuft oben in einen zylindrischen Teil 1 aus, der gleichzeitig den äußeren Mantel des Zylinderkühlraumes bildet. In diesen Teil ist die aus hartem Gußeisen bestehende Laufbüchse 2 eingesetzt, und zwar oben fest, unten dagegen beweglich, damit sich die infolge der Erwärmung auftretende Längenausdehnung ungezwungen vollziehen kann. Die Abdichtung der Laufbüchse gegen das Gestell erfolgt durch einen eingesetzten Kupferring 3. In den Zylinderdeckel sind neben der Zündvorrichtung 4 das Einlaßventil 5, das Auspuffventil 6 und das aus der Zeichnung nicht ersichtliche, handgesteuerte Anlaßventil eingebaut. Der Antrieb der Ventile erfolgt durch Nocken einer in der halben Höhe der Maschine, parallel der Kurbelwelle, verlaufenden Steuerwelle (Mittellinie bei 7 angedeutet), die ihre Bewegung durch ein in ein Gehäuse 8 eingeschlossenes Kegelergetriebe von der Regulatorschraube 9 aus erhält. Diese wieder wird von der Kurbelwelle mittels Schraubenräder angetrieben, von denen das eine 10 mitten in dem einen Kurbelwellenlager (vgl. hierzu auch das Klappmodell des Dieselmotors) vorgesehen ist. Von den Steuernocken aus wird die Bewegung durch die Lenkerstangen 11, 12 zu den Ventilen weitergeleitet. Die doppelt geführte Spindel des Einlaßventils trägt außerdem noch den Mischventilteller 13. Die Zuleitung des Gases erfolgt durch den Kanal 14, während die Luft durch den Kanal 15 zugeführt wird und die Regelung der Zuflußmengen von Hand durch die Schieber 16, 17 geschieht. Die Geschwindigkeitsregelung besorgt ein kräftiger Federregulator durch Veränderung der wirksamen

Hubhöhe des Einlaß- und Mischventilkegels. Zu diesem Zwecke wird, im Prinzip wie bei der oben näher erläuterten Regelung der Firma Gasmotorenfabrik Deutz (Fig. 225 und 226), vom Regulator durch die Stangen 18, 19 der Schwingungspunkt des die Stange 11 mit der Ventilspindel verbindenden Einlaßventilhebels verschoben. 20 ist der magnetelektrische Zündapparat (System Bosch) und 21 das zur Abreißvorrichtung führende Gestänge. Die Zündvorrichtung ist so eingerichtet, daß während des Betriebes ein Verstellen des Zündpunktes ohne Verkleinerung der Ankerschwingung vorgenommen werden kann. Die Lage des die Entzündung herbeiführenden Funkens genau in der Mitte des Verdichtungsraumes bewirkt eine schnelle und kräftige Entflammung der Ladung von ihrem Kernpunkt aus. Bezüglich der Kühlung ist hervorzuheben, daß nicht nur Zylindermantel und Zylinderkopf, sondern auch das Auspuffventil und der erste Teil der Auspuffleitung gekühlt werden. 22 ist ein Drosselventil zur Regelung des Kühlwasserdurchflusses. Die zum Anlassen erforderliche Druckluft von etwa 12 bis 15 at Spannung wird der Maschine durch Rohr 23 zugeführt. Für die Schmierung ist ein großer Zentralschmierapparat 24 vorgesehen, von dem das Öl den Zylinderwandungen, Kolben und Kolbenbolzen durch eigene Druckpumpen zugepreßt wird. Auch für die Pleuellzapfen ist eine zwangsläufige Ölzuführung eingerichtet, während die Pleuell- und Pleuellwellenlager mit besonderen Schmiergefäßen ausgerüstet sind. Pleuellscheiben und Gleitrollen sowie Steuerungsräder sind dicht eingekapselt und laufen in einem Ölbad.

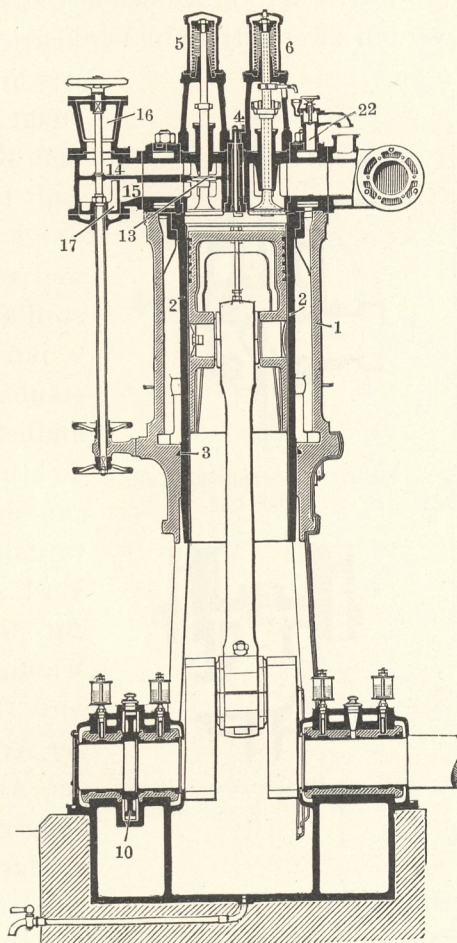


Fig. 254.

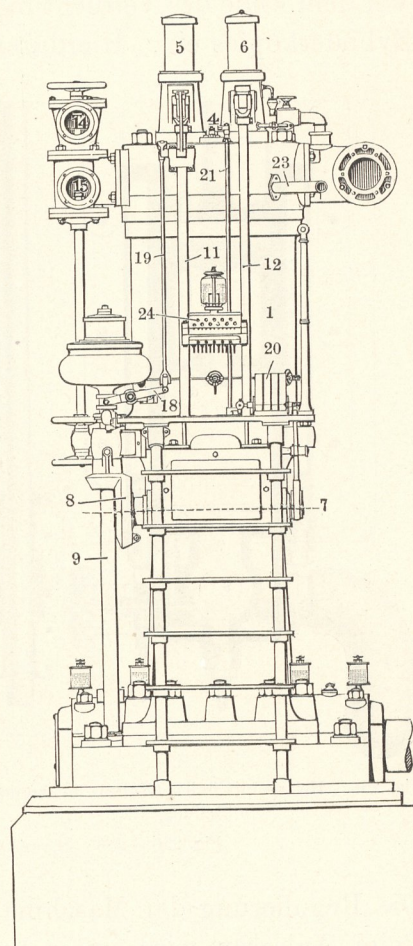


Fig. 255.

Fig. 254 und 255. Guldner Motor von 125 PS (Schnitt und Ansicht).

Die Guldner Gaskraftmaschinen sind vornehmlich für den Betrieb mit billigen Kraftgasen geeignet und werden daher meistens mit besonderen Sauggasanlagen geliefert. Mit verschiedenen Brennstoffen angestellte Versuche ergaben als Mittelwerte:

Brennmaterial	Anthrazit	Gaskoks
Heizwert für 1 kg	7676	6921 WE
Ununterbrochene Versuchsdauer	ca. 11	11½ Std.
Leistung durchschnittlich	104,4	101,7 PS
Umlaufzahl durchschnittlich	158,8	155,5 i. d. Min.
<i>Brennstoffverbrauch für eine effektive PS-Stunde:</i>		
a) Brutto einschließlich Anheizen vom kalten Generator aus	305	415 g
b) Netto nach Abzug der vertragsgemäßen 10 Proz. für Anheizen usw.	275	373 g
c) Zwischenmessung von vollem zu vollem Generator	320	336 g

Vorstehend beschriebene Maschinen benutzen als Betriebsstoff ein Gasluftgemisch. Bei den mit flüssigen Brennstoffen betriebenen, bei denen der Brennstoff vor dem Eintritt in den

Arbeitszylinder verdampft und mit Luft gemischt wird, liegen die Verhältnisse ähnlich, nur kann hier — genau genommen — nicht von einem Gas-, sondern muß von einem DampfLuftgemisch gesprochen werden. An der Arbeitsweise der Maschine ändert dies nichts. Eine Ausnahme hiervon macht der hauptsächlich für schwere Öle bestimmte *Haselwander-Motor* (Fig. 256—258), bei dem die Verdampfung des Brennstoffes und seine Mischung mit der Luft im Arbeitszylinder stattfinden. Ein weiterer Unterschied dieses Motors gegenüber den früher beschriebenen besteht darin, daß er einer besonderen Zündvorrichtung nur für die Zeit des Anlassens bedarf. Beim Kolbenvorlauf wird durch das selbsttätige Einlaßventil 1 Verbrennungsluft angesaugt. Gegen Ende des Saughubes öffnet sich zwangsläufig das Brennstoffventil 2, und es gelangt (von einem hochstehenden Vorratsgefäß) durch die Leitung 3 Brennstoff in den Raum 4 vor der Düse 5, wo er einstweilen verbleibt. Vor dem Ende des Verdichtungshubes tritt der am Kolben befindliche Ansatz 6 in die Öffnung 7 des Zylinderkopfes ein. Hierdurch werden zwei getrennte Verdichtungsräume gebildet. In dem ab-

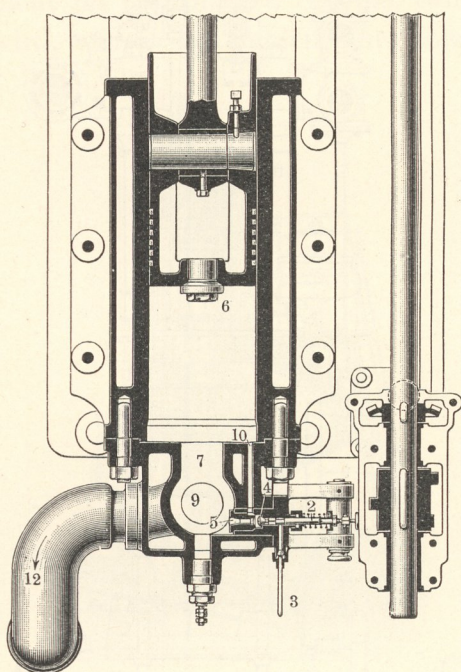


Fig. 256. Horizontalschnitt (Kolben in vorderster Stellung).

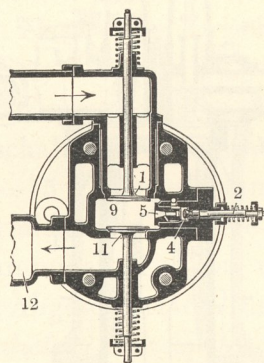


Fig. 257. Querschnitt durch den Zylinderkopf.

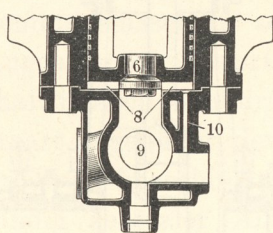


Fig. 258. Horizontalschnitt (Kolben nahe der hintersten Stellung).

Fig. 256—258. Haselwander-Motor.

geschnittenen Ringraum 8 (Fig. 258) steigt die Verdichtung höher als in dem Raum 9. Die höher komprimierte Luft tritt mit großer Geschwindigkeit durch den Kanal 10 in den Raum 4 und reißt den dort lagernden Brennstoff mit nach dem Verbrennungsraum 9, ihn hierbei durch die Düse 5 zerstäubend. Die in der Kammer 9 befindliche Luft wird durch die Verdichtung so hoch erhitzt, daß der eingespritzte Brennstoff augenblicklich verdampft und die Ladung durch die Verdichtungswärme in Verbindung mit der Abhitze der umschließenden Wandungen im Totpunkt entzündet wird (Selbstzündung). Es folgt nun der Arbeits- (Expansions-) und dann der Auspuffhub, wobei die Verbrennungsgase durch das Auslaßventil 11 in das Auspuffrohr 12 entweichen.

Die Regulierung der Maschine erfolgt durch Veränderung der eingespritzten Brennstoffmenge. Beim Anlassen wird unter Verwendung von Benzin statt Petroleum zunächst elektrisch gezündet, da bei kalter Maschine die Verdichtungstemperatur nicht genügend hoch ist. Sobald die Maschine hinreichend warm ist, wird von Benzin auf Petroleum umgeschaltet und der elektrische Zünder außer Tätigkeit gesetzt.

Mit dem Dieselmotor (s. Gleichdruckmaschine, S. 139) hat die Maschine von Haselwander die Einblasung des Brennstoffes in die hoch verdichtete Verbrennungsluft und die Selbstzündung gemeinsam. Hinsichtlich des Brennstoffverbrauches steht sie unter den mit flüssigen Brennstoffen arbeitenden Maschinen mit Verpuffung infolge der hohen (bis zu 20 at) ohne Gefahr der Vorzündung erfolgenden Verdichtung mit an erster Stelle.

Großgasmaschinen. Im ersten Augenblick mag es befremdlich erscheinen, daß bei den Gasmaschinen anders wie bei den Dampfmaschinen die für große Leistungen bestimmten besonders behandelt werden sollen. Abgesehen davon, daß die Gasmaschine ursprünglich für das Kleinergewerbe gedacht war, ist die Ursache hierfür in den wesentlich anderen Betriebsverhältnissen zu suchen. Bei der Dampfmaschine wirkt während zweier Umdrehungen der Kurbelwelle der Dampf viermal auf den Kolben treibend; bei der Gasmaschine vollführt der Kolben in der gleichen Zeit nur einmal einen Krafthub. Wenn auch bei letzterer der mittlere Druck im allgemeinen höher sein wird, darf doch

nicht außer acht gelassen werden, daß zur Erreichung der gleichen Leistung die auf den Kolben der Viertaktmaschine ausgeübte Kraft erheblich höher sein muß als bei der Dampfmaschine. Die natürliche Folge sind wesentlich größere Abmessungen des Zylinders bei der Gasmaschine als bei der Dampfmaschine. Hiermit hängt wieder eine Vergrößerung der Kolbendrucke und als weitere Folge ein schwereres Antriebsgestänge zusammen. Desgleichen muß auch das Schwungrad bedeutend schwerer werden als bei einer Dampfmaschine gleicher Leistung. Mit den einmaligen höheren Kosten für die größeren Abmessungen allein ist es aber nicht getan; die Maschinen verursachen dann auch dauernd höhere Ausgaben, da die veränderten baulichen Verhältnisse eine nicht unbeträchtliche Steigerung der Reibungsverluste bewirken.

Aber nicht allein dies, sondern auch die inneren Vorgänge in der Maschine standen einer einfachen Vergrößerung der Abmessungen hindernd im Wege. Wie die Rechnung ergibt, vergrößert sich die Oberfläche des Ladungsraumes in der zweiten Potenz, sein Inhalt dagegen in der dritten; es wächst also die Größe der zur Abführung der schädlichen Wärme bestimmten Oberfläche weit langsamer als der Inhalt des Verbrennungsraumes, so daß die Beherrschung der hohen Temperaturen im Innern des Zylinders Schwierigkeiten macht. Auch hier besteht ein grundsätzlicher Unterschied

zwischen Dampfmaschine und Gasmaschine. Bei ersterer steigen die Temperaturen auch bei starker Überhitzung nicht über $350-400^{\circ}$, bei letzterer erreichen sie unter Umständen 1800° C. Aus allem diesem folgt, daß es nicht angängig ist, die für Gasmaschinen kleinerer Leistungen

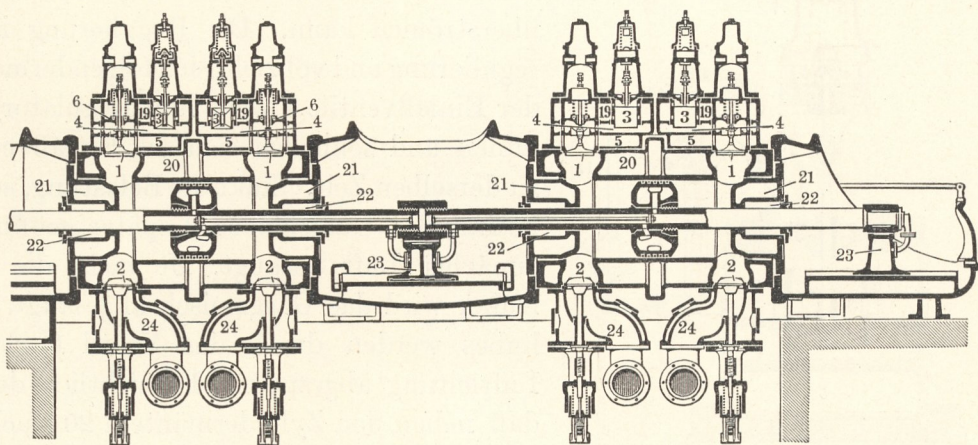


Fig. 259. Viertakt-Großgasmaschine von Pokorny & Wittekind (Längsschnitt).

bewährten Bauarten ohne weiteres auf Großgasmaschinen zu übertragen. Lebhafter wurde an deren Durchbildung erst gearbeitet, als sich Mitte der neunziger Jahre des letzten Jahrhunderts herausstellte, daß die aus den Hochöfen in großen Mengen entweichenden Abgase ein für Gasmaschinen sehr geeignetes Gas sind. Heutzutage werden schon Großgasmaschinen bis zu 4000 PS gebaut. Welche hohe Bedeutung sie haben, erhellt daraus, daß in einem einzigen Hüttenwerk durch Verwertung der Hochofengichtgase über 30 000 PS erzielt werden sollen. Vorzugsweise werden die Großgasmaschinen benutzt für den Antrieb von Dynamomaschinen, von Gebläsen für Hochofen- und Stahlwerke sowie für den Betrieb von Walzwerken.

Zunächst wurden Versuche mit der einfachwirkenden Viertaktmaschine gemacht, von der mehrere möglichst großer Leistung zu Zwillings-, Drillingsmaschinen usw. vereinigt wurden. Es hat sich aber herausgestellt, daß für Großgasmaschinen nur die doppeltwirkende Viertaktmaschine in Frage kommt. Dann entfallen auf je zwei Umdrehungen der Kurbelwelle zwei Krafthübe, immer noch kommen aber auf vier Kolbenhübe zwei arbeitverzehrende Hübe. Auch diese sind bereits beseitigt worden, indem zwei doppeltwirkende Viertaktzylinder derart hintereinander oder — wie es heißt — in Reihe gebaut wurden, daß auf jede halbe Kurbelumdrehung ein Krafthub kommt. Unbedingt notwendig ist hierbei, daß nicht nur die ruhenden, sondern auch die bewegten Teile, wie Kolben, Kolbenstange, Ventile, gut gekühlt werden.

Das Beispiel einer solchen Maschine zeigt die *Viertakt-Großgasmaschine* der Firma Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.-Bockenheim. Fig. 259 zeigt den Längsschnitt der Maschine, Fig. 260 einen Querschnitt durch das Regelorgan. 1 sind die Ein- und 2 die Auslaßventile der Maschine. Zwischen den ersteren sitzen die Gaszuleitungsschieber 3. Die Zuleitungen 4 und 5 für das Gas und

Seitenansicht, wobei in ersterer die Kurbel abgenommen und der Kasten für das Steuerungsgetriebe geöffnet ist. An den Zylinder 1 schließen sich links und rechts die Gehäuse 2 und 3 für die Ein- und Auslaßventile an, die durch außerhalb der Gehäuse sitzende Federn 5, 6 in der Schlußstellung gehalten werden. Gesteuert werden die Ventile durch auf den Steuerwellen 7, 8 sitzende Nocken, deren Bewegung auf die Ventilspindeln 4 übertragen wird. Die Steuerwellen werden von der Kurbelwelle 9 unter Vermittelung eines Zahnädergetriebes derart angetrieben, daß auf je zwei Umdrehungen der Kurbelwelle je eine der Steuerwelle kommt. Von diesem Zahnädergetriebe

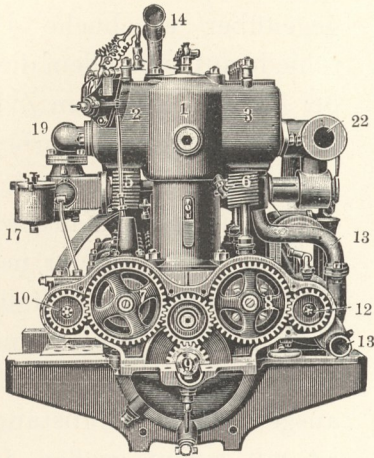


Fig. 261. Stirnseite; Kurbel abgenommen; Steuerungsgetriebekasten geöffnet.

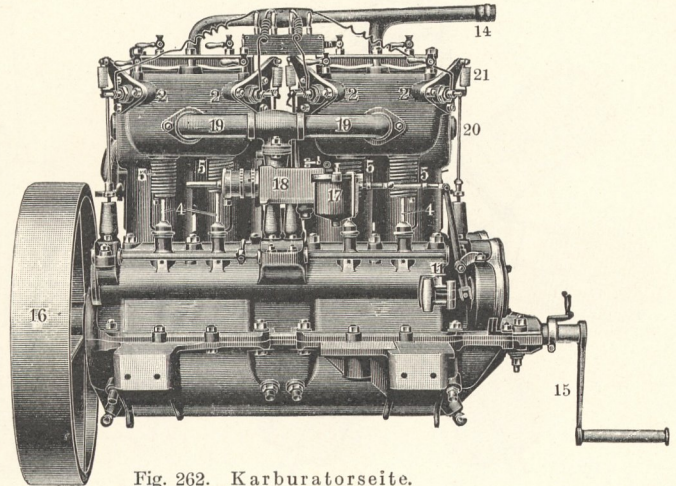


Fig. 262. Karburatorseite.

Fig. 261 und 262. Mercedes-Motor.

erhalten ferner noch das Zahnrad 10 zum Antriebe des Regulators 11 und das Zahnrad 12 zum Antriebe des Magnetankers und der Zirkulationspumpe für das Kühlwasser ihre Bewegung. Das Wasser, das von dem im vorderen Teil des Wagens angeordneten Kühler kommt, wird den Kühlmantelräumen durch die Leitung 13 zugeführt und verläßt sie durch die schwach ansteigende, zum Kühler zurückführende Leitung 14. Auf der Kurbelwelle 9 sitzen die Andrehkurbel 15 und das mit Ventilationsflügeln versehene Schwungrad 16. Zur Bildung des Ladungsgemisches sind das Karburatorschwimmergehäuse 17 und die Zerstäuber-kammer 18 bestimmt, von denen das Gemisch durch die Leitung 19 zu den Einlaßventilgehäusen 2 gelangt. Die Zündung des von dem zurückkehrenden Kolben komprimierten Gemisches besorgt die von dem Gestänge 20 angetriebene Zündvorrichtung 21. Nach der Arbeitsleistung gelangen die expandierten Verbrennungsgase durch das Auspuffrohr 22 ins Freie.

Eine Maschine, die in neuester Zeit wegen ihrer eigenartigen Steuerung großes Aufsehen erregt, ist die in Fig. 263 dargestellte *Knightmaschine*. Bei dieser berührt der Arbeitskolben 1 nicht die Zylinderwandungen, sondern zwischen beiden ist ein Ringraum gelassen, der von zwei Kolbenschiebern 2 und 3 ausgefüllt wird. Diese werden von einer sich mit der halben Umlaufzahl der Kurbelwelle drehenden Steuerwelle in eine auf und nieder gehende Bewegung versetzt. Überschleifen sich die Schlitze der Kolbenschieber vor der Öffnung 4, so findet bei niedergehendem Arbeitskolben ein Ansaugen der Ladung statt. Während des nun folgenden Verdichtungshubes und der Zündung befinden sich die Schlitze der Kolbenschieber außer dem Bereich der größten Hitze in dem oberen, von zwei Seiten (nämlich vom Zylinder und Deckel) gekühlten Teil der Maschine. Gegen Ende des Expansionshubes überschleifen sich die Schlitze der Schieber vor der Öffnung 5 und leiten den Auspuff ein. Beachtenswert ist weiter an dieser Maschine die geschlossene Form des

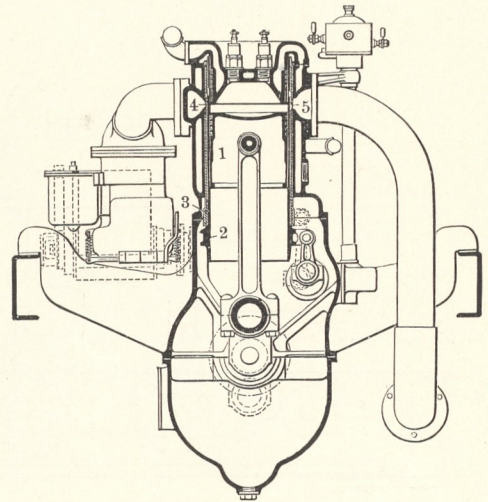


Fig. 263. Knightmaschine.

Zylinderraumes, der nur von glatten, bearbeiteten Flächen begrenzt wird. Wurden auch anfänglich Bedenken gegen diese Steuerung laut wegen des einseitigen Angriffes des Steuerungsgetriebes an den Schiebern sowie wegen der Fraglichkeit einer guten Schmierung und Kühlung, so müssen diese doch durch den praktisch erreichten Erfolg der Maschine als widerlegt angesehen werden.

Als Beispiel einer Maschine für Flugfahrzeuge sei schließlich in den Fig. 264 und 265 der *Gnôme-Motor* der Société des Moteurs Gnôme dargestellt, mit dem zahlreiche Flugzeuge ausgerüstet sind. Diese Maschine

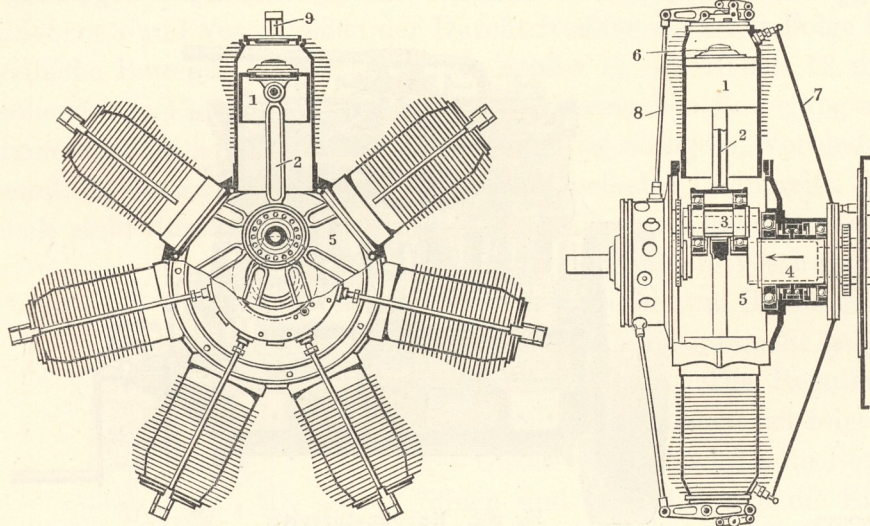


Fig. 264 und 265. Gnôme-Motor.

weist allen bisher beschriebenen gegenüber erhebliche Unterschiede auf, vor allem die, daß bei ihr die einzelnen Zylinder sternförmig um die Kurbelwelle angeordnet sind und sich um den feststehenden Kurbelzapfen drehen. Die Zylinder nehmen hier gleichzeitig die Stelle des Schwungrades ein. Eine der sieben von den Arbeitskolben 1

ausgehenden Schubstangen 2 ist mit einem großen Gabelkopf versehen, der unter Zwischenschaltung zweier Kugellager an dem Kurbelwellenzapfen 3 angreift. Die Köpfe der übrigen Stangen sind an dem großen Kopf mit einfachen Zapfen drehbar angelenkt. Das Ladungsgemisch tritt durch die feststehende hohle Kurbelwelle 4 in die Kurbelkammer 5 und aus dieser, wenn sich der Kolben vom Zylinderdeckel entfernt, durch das selbsttätige Einlaßventil 6 in das Zylinderinnere. Durch den zurückgehenden Kolben wird das Gemisch komprimiert und im Totpunkt entzündet. 7 ist die Zündleitung. Nach vollendeter Expansion öffnet sich das vom Gestänge 8 gesteuerte Auslaßventil 9 und entläßt die Gase ins Freie. Das Gewicht einer solchen Maschine von 34,2 Nutzpferdestärken bei 2354 minutlichen Umdrehungen beträgt 82 kg und der Brennstoffverbrauch für die Stundenpferdestärke 0,359 kg. Die Zylinder bestehen vollständig aus Nickelstahl und werden mit den Kühlrippen aus dem Vollen herausgearbeitet.

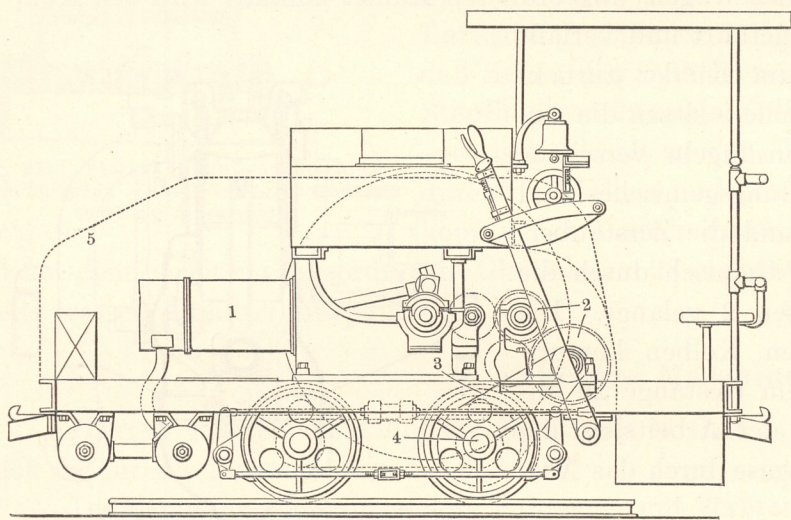


Fig. 266. Deutzer Gruben-Benzinlokomotive.

verbraucht für die Stundenpferdestärke 0,359 kg. Die Zylinder bestehen vollständig aus Nickelstahl und werden mit den Kühlrippen aus dem Vollen herausgearbeitet.

Als zu den Landfahrzeugen gehörig ist noch die *Motorlokomotive* zu erwähnen, die als Gruben-, Feld- und Waldbahn-, Rangier- und Straßenbahnlokomotive Verwendung findet. Sie wird für kleinere Leistungen, im allgemeinen nicht über 16 Nutzpferdestärken, gebaut und weist der Dampflokomotive gegenüber mancherlei Vorteile auf. So ist sie jederzeit betriebsfertig, benötigt nur einen Mann zu ihrer Bedienung und verbraucht während der Arbeitspausen keinen Brennstoff. Als solcher finden neben verdichtetem Leuchtgas, das in Vorratsgefäßen mitgeführt wird, vornehmlich Benzin, Benzol, Spiritus, aber auch Petroleum und Ergin Verwendung. Fig. 266 zeigt schematisch eine *Gruben-Benzinlokomotive* der Gasmotorenfabrik Deutz. Die liegend

angeordnete Maschine 1 überträgt ihre Bewegung durch ein Zahnrädergetriebe 2 und ein Kettenrädergetriebe 3 auf die Laufachse 4. Je nach den örtlichen Verhältnissen und dem Verwendungszweck wird das Triebwerk mit einer oder mehreren Übersetzungen ausgeführt, und es kann mit den entsprechenden Geschwindigkeiten sowohl vorwärts als auch rückwärts gefahren werden. Maschine und Triebwerk sind von dem punktiert angedeuteten Blechmantel 5 eingeschlossen.

Während die vorstehend beschriebenen fahrbaren Maschinen sämtlich zur Fortbewegung der Fahrzeuge dienen, bleiben bei den *Verbrennungslokomobilen* die Maschinen während des Betriebes an derselben Stelle und werden nur fortbewegt, wenn ihre Kraft an einer anderen Stelle ausgenutzt werden soll. Als Betriebsstoff finden vornehmlich flüssige Brennstoffe, wie Petroleum, Benzin, Spiritus, Verwendung. Das Schaubild einer solchen *Spirituslokomobile* der Oberurseler Motorenfabrik A.-G. zeigt Fig. 267. Die Maschine 1 ist stehend angeordnet, um die Kolbenstöße besser auffangen zu können. In dem über den Vorderrädern angeordneten liegenden Kessel 2 ist der Spiritusvorrat aufbewahrt, aus dem die Maschine selbsttätig den Spiritus mittels Pumpe entnimmt. Nach der Arbeitsleistung entweichen die Auspuffgase durch das Rohr 3 und den Auspufftopf 4 ins Freie. Um den Kühlwasserverbrauch gering zu erhalten, besteht Zirkulationskühlung. In dem unteren Raum des hohen viereckigen Kühlwasserturmes 5 (s. auch Fig. 240) befindet sich das abgekühlte Wasser, das durch eine Pumpe in den doppelwandigen Zylindermantel zur Kühlung gedrückt und dann oben in den Turm befördert wird, in dem es über Verteiler herunterfällt, während ein kräftiger Luftstrom durch einen Ventilator nach oben geblasen wird, der das Wasser durch teilweise Verdunstung kühlt, worauf es sich unten zur wiederholten Verwendung wieder sammelt. Auf dem Wagen selbst ist ein Vorgelege angeordnet, so daß die Maschine stets zum Treiben einer Arbeitsmaschine fertig ist.

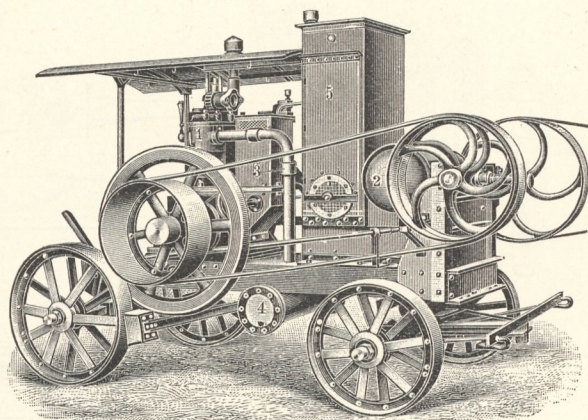


Fig. 267. Spirituslokomobile.

II. Die Zweitaktmaschinen.

Die Entwicklung der Zweitaktmaschine setzte bald nach dem Auftauchen und den Erfolgen der ersten Viertaktmaschinen ein, geriet dann aber ins Stocken, als das Deutzer Viertaktpatent vernichtet und der Viertakt frei war. Wie bei den Viertakt-Großgasmaschinen näher auseinander-gesetzt ist, zeigten sich beim Bau einfachwirkender Viertaktmaschinen größerer Leistungen Übelstände, die, namentlich als ein Bedürfnis für Gasmaschinen größerer Leistung vorlag, die Aufmerksamkeit wieder auf den Zweitakt lenkten, fanden doch bei diesem in der gleichen Zeit doppelt soviel Arbeitshübe statt wie beim Viertakt und konnten infolgedessen bei gleichen Leistungen Zylinder- und Gestängeabmessungen kleiner gehalten werden. Hinsichtlich des Raumbedarfes, des Gewichtes und der Gleichmäßigkeit des Ganges ist die Zweitaktmaschine der Viertaktmaschine überlegen, aber auch in wirtschaftlicher Hinsicht steht sie ihr kaum noch nach.

1. Ortfeste Maschinen.

Als Beispiel einer liegenden Maschine sei die im Jahre 1894 entstandene und für kleinere Leistungen bestimmte *Béniermaschine* genannt. Fig. 268 zeigt einen Längsschnitt durch die Maschine und Fig. 269 einen Grundriß im teilweisen Schnitt. Äußerlich unterscheidet sich diese Maschine von den Viertaktmaschinen durch das Vorhandensein der Ladepumpen und durch das Fehlen des Auspuffventils und der sich längs der Maschine erstreckenden Steuerwelle. Der im Arbeitszylinder gleitende Kolben 1 überträgt durch die Schubstange die Kraft auf die doppelt gelagerte Kurbelwelle 2, welche die Nockenscheibe 3 für das Einlaßventil des Arbeitszylinders, den

Steuerungsantrieb 4 für die Ladepumpen, das Schwungrad 5 und die Kurbel 6 für die Ladepumpen trägt. Die Ladepumpe besitzt einen stufenförmig ausgebildeten Zylinder 7 und einen dementsprechenden Kolben 8. Der kleinere Teil 9 des Zylinders ist für die Verdichtung des Gases und der Ringraum 10 für die Verdichtung der Luft bestimmt. Beide Pumpen werden von einem gemeinsamen Rohrschieber 11 gesteuert. Als Treibmittel dient bei dieser Maschine Mischgas, das dem Schieberkasten 12 der Ladepumpe durch eine von oben kommende (in der Figur nicht sichtbare) Leitung zugeführt wird. Die Luft wird von der Pumpe 10 aus dem hohlen Gestellfuß entnommen. Der Steuerungsantrieb des Einlaßventils 13 erfolgt von dem Nocken 3 aus, gegen den sich die an dem einen Ende eines um 14 schwingbaren Doppelhebels angeordnete Rolle 15 legt. Das andere Ende des Doppelhebels steht durch die Stange 16 mit einem Hebel 17 in Verbindung, auf dessen Achse fest ein Hebel 18 sitzt, der sich gegen die Spindel des Ventils 13 legt. Die Regelung der Maschine erfolgt durch einen Regulator 22, der auf eine in der Gaszuleitung angeordnete

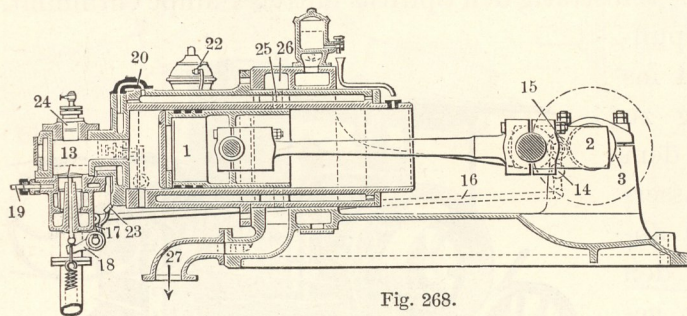


Fig. 268.

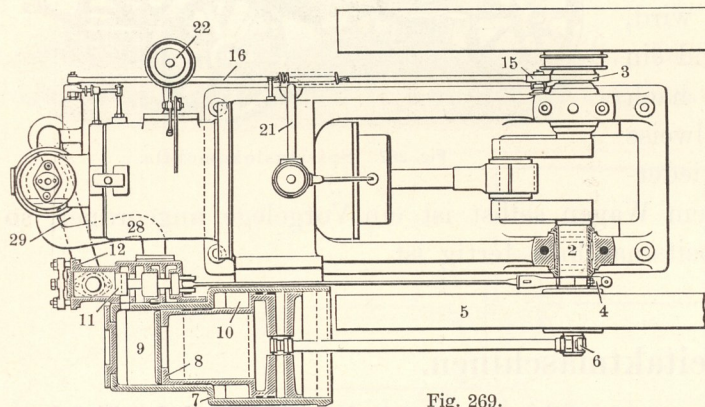


Fig. 269.

Fig. 268 und 269. Béniermaschine.

Drosselklappe einwirkt. Zum Zweck der Kühlung wird dem Zylinderkopf durch die Leitung 19 Kühlwasser zugeführt, das oben durch den Teil 20 in den Zylindermantel überströmt. Abgeleitet wird das Kühlwasser schließlich durch die Leitung 21. Die Wirkungsweise der Maschine ist folgende. Der vom Steuerhebel beeinflusste Unterbrecher 23 bewirkt, wenn sich der Kolben in der inneren Totpunktlage befindet, mittels des Zünders 24 die Entzündung der komprimierten Ladung. Die expandierenden Verbrennungsgase treiben den Kolben vorwärts, bis er die strahlenförmig am Zylinderumfang verteilten Ausströmschlitze 25 überschleift, durch die sie in den Ringraum 26 und in die Auspuffleitung 27 entweichen. Unterstützt wird dieses durch die von der Pumpe 10 durch das Rohr 28 zugeführte Luft, welche die Abgasreste austreibt. Im Anschluß an die Luft wird

auch dem durch die Leitung 29 zuströmenden Gas der Zutritt zu dem Zylinder gestattet. Während des Rückganges des Kolbens findet zunächst noch ein Austreiben der Verbrennungsprodukte statt und hierauf eine Verdichtung des Zylinderinhalts, bis wieder eine Zündung eintritt usw.

Zur Verdichtung der Luft dient entweder, wie im vorstehenden Beispiel, eine besondere Pumpe, oder es wird der vordere Teil des Arbeitszylinders als Pumpe ausgebildet, oder schließlich das Kurbelgetriebe vollständig eingekapselt und der hierdurch entstehende geschlossene Raum als Arbeitsraum für die Pumpe benutzt.

Ein Beispiel letztgenannter Art ist die in Fig. 270 veranschaulichte, von der Solos Motoren-gesellschaft m. b. H. in Wiesbaden gebaute Maschine (*Söhnlein-Motor*), die vornehmlich für flüssige Brennstoffe, Leicht- und Schwerbenzin, Benzol usw. bestimmt ist, aber auch mit Leuchtgas betrieben werden kann. Bemerkenswert ist an dieser Maschine, daß das Ein- und Auslassen der Gase unter Vermeidung jeglicher Ventile durch den Arbeitskolben und das Kurbelgetriebe bewirkt wird. Nicht nur geschieht diese Steuerung durch die kräftigsten Teile der Maschine, sie hat auch noch den weiteren Vorteil, daß sie ein für allemal richtig eingestellt ist und nicht aus der Ordnung kommen kann. Durch den Emporgang des Arbeitskolbens entsteht in dem gasdicht umschlossenen Kurbelgehäuse ein Unterdruck, der zur Folge hat, daß sich das Ventil 1 öffnet und durch die Öffnung 15 und das Brennstoffventil 13 Luft und Gas angesaugt werden. 14 ist der Anschlußstutzen für die

Brennstoffleitung. Je nach der Einstellung des Brennstoffventils bildet sich in der Kammer 2 ein mehr oder weniger reiches Gemisch. Erreicht der Kolben seine obere Totpunktlage, so wird der Lufteintrittsschlitz 5 freigelegt, und es strömt nun von außen Luft in die unter Unterdruck stehende Kurbelkammer. Beim Abwärtsgang wird der Inhalt der Kurbelkammer schwach verdichtet und zum Teil in den Luftkanal 4 gedrückt. Gegen Ende dieses Hubes legt der Kolben die Auspuffschlitze 8 frei, durch welche die expandierten Gase in das Auspuffrohr 9 entweichen. Auf der gegenüberliegenden Seite des Zylinders öffnet kurz nachher die Kolbenoberkante den Eintrittsschlitz 6, so daß die in der Kurbelkammer verdichtete Luft sowie das Brennstoffgemisch übertreten können. Damit das frisch zuströmende Gemisch nicht von den auspuffenden Gasen mitgerissen wird, befindet sich auf dem Kolben eine Prallplatte oder Brücke 7, welche die neue Ladung nach dem Verbrennungsraum und in die Gegend der Zündung leitet. Der nach oben gehende Kolben schließt zunächst den Gaseinlaßkanal 6 und dann den Auspuffschlitz 8, worauf das im Zylinder eingeschlossene Gemisch hoch verdichtet und in der Nähe des inneren Totpunktes mittels eines elektrischen Funkens durch den bei 10 angeordneten Zünder entzündet wird. Die hochgespannten Verbrennungsgase treiben den Kolben arbeitleistend wieder nach unten, der am Ende seines Hubes den Auslaßkanal überschleift, hierbei die Gase ins Freie entweichen und durch den sich öffnenden Eintrittskanal 6 die frische Ladung eintreten läßt, worauf sich die Vorgänge in der beschriebenen Reihenfolge wiederholen. Die Regulierung geschieht einerseits durch das von Hand einstellbare Brennstoffventil, andererseits durch den von einem Zentrifugalregulator beeinflussten Hahn 3. Zur Kühlung ist der Zylinder von einem Wassermantel umgeben, an den sich unten die Wasserzulußleitung 11 und oben die Wasserabflußleitung 12 anschließt. Geölt wird die Maschine durch einen selbsttätigen, aus der Zeichnung nicht ersichtlichen Zentralschmierapparat.

Großgasmaschinen. Hier sind zunächst die *Zweitaktmaschinen von Öchelhäuser* zu nennen. Von diesen wurde die erste, bei 125—135 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von 300 PS entwickelnde, im Jahre 1898 auf dem Hüttenwerk Hörde in Westfalen mit Hochofengas in Betrieb gesetzt. Fig. 271 gibt eine schematische Skizze dieser Maschine. Im Arbeitszylinder 1 bewegen sich zwei Kolben 2 und 3 derart, daß sie sich entweder einander nähern oder voneinander entfernen, also niemals in derselben Richtung laufen. Dieses wird durch eine dreifach gekröpfte Kurbelwelle 4 erreicht, deren mittlere Kurbel gegen die beiden äußeren um 180° versetzt ist. Die mittlere Kurbel ist mit dem Kolben 2 durch eine Schubstange 5 verbunden; die beiden äußeren wirken durch Schubstangen 6 auf Gleitfüße 7, von denen Stangen 8 zu einer Traverse 9 führen, die ihrerseits sowohl mit dem zweiten Kolben 3 als auch mit einem dritten 10 in Verbindung steht. Der letztgenannte Kolben gehört zu einer doppelwirkenden Verdichtungspumpe, deren eine Seite Gas, die andere Luft in zwei gesonderte, unterhalb der Maschine befindliche, in der Skizze aber nicht dargestellte Behälter drückt. Ferner ist der Zylinder 1 mit Schlitz 11, 12, 13 versehen. Die Wirkungsweise der Maschine ist folgende. Stehen die beiden Kolben 2 und 3 einander am nächsten, also in der inneren Totpunktstellung, so befindet sich

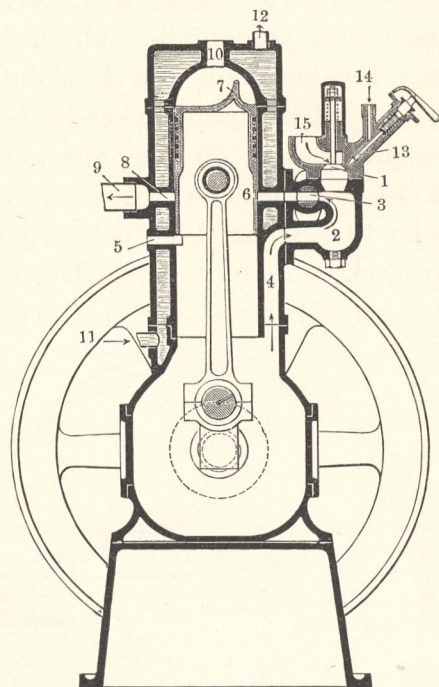


Fig. 270. Söhnlein-Motor.

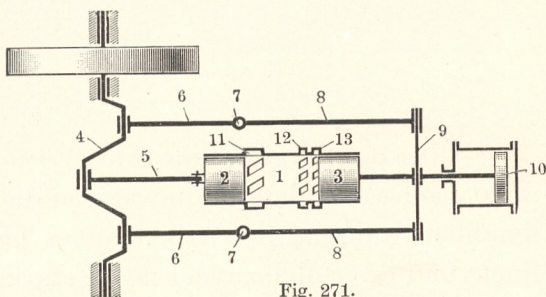


Fig. 271.

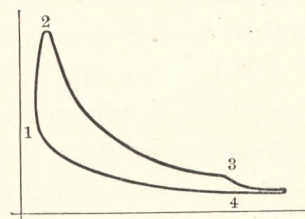


Fig. 272.

Fig. 271 und 272. Wirkungsweise der Öchelhäusermaschine.

zwischen ihnen die verdichtete Ladung, die nach ihrer elektrisch erfolgten Entzündung die Kolben auseinanderreibt und hierbei Kraft auf die Kurbelwelle überträgt. Nähern sich die beiden Kolben ihrer äußeren Totpunktlage, in der sie am weitesten voneinander entfernt sind, so überschleift der Kolben 2 die Schlitz 11, und die noch hochgespannten Verbrennungsgase entweichen ins Freie. Kurz darauf werden aber auch die Schlitz 12 von dem Kolben 3 freigelegt, so daß nunmehr die vorher verdichtete Luft in den Zylinder tritt und die noch darin befindlichen Verbrennungsgase hinauschiebt. Im Anschluß hieran öffnet der Kolben 3 noch die Schlitz 13, durch die unter leichtem Überdruck stehendes Gas in den Zylinder strömt. Um zu verhindern, daß dieses mit der Spülluft durch die Auspuffschlitze entweicht, werden diese Schlitz durch die zurückkehrenden Kolben geschlossen, bevor eine vollständige Auffüllung des Zylinders mit frischem Gasgemisch erfolgt ist. Selbst bei Höchstleistung beträgt das eingelassene Gemischvolumen nur 75 Proz. des größten Zylinderraumes. Die sich einander nähernden Kolben verdichten das Ladungsgemisch, bis schließlich im inneren Totpunkt die Zündung erfolgt und sich das Spiel wiederholt.

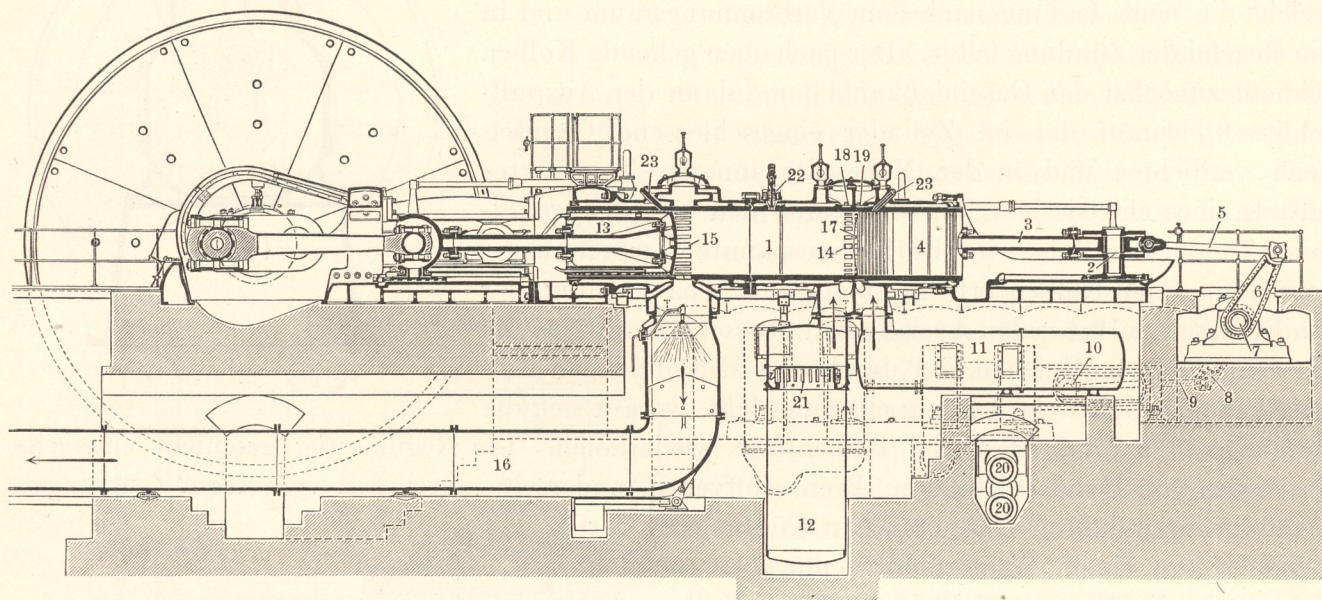


Fig. 273. Zweitaktmaschine Öchelhäuser von 1500 PS Nennleistung.

Über die Vorgänge im Innern des Zylinders gibt das Diagramm (Fig. 272) Aufschluß. Bei 1 erfolgt nach vollendeter Kompression die Zündung. Der Druck steigt plötzlich bis auf 2, um dann allmählich während des Arbeitshubes bis auf 3 zu sinken. Hier werden die Auspuffschlitze geöffnet, und es erfolgt zunächst ein starker Druckabfall, an den sich das Ausspülen des Zylinders und Einführen der neuen Ladung bis zum Punkt 4 anschließt. An dieser Stelle sind die drei Schlitzkränze wieder geschlossen, worauf die Kompression des Gemisches bis zum Punkt 1 einsetzt.

Da bei der *Öchelhäusermaschine* auf zwei Umdrehungen der Kurbelwelle doppelt soviel Krafthübe kommen wie bei der einfachen Viertaktmaschine, könnte leicht angenommen werden, daß sie bei gleichen Abmessungen und sonstigen gleichen Verhältnissen doppelt soviel leistet wie letztere. Diese Annahme ist aber irrig. Zunächst beträgt die Füllung der *Öchelhäusermaschine* nicht mehr als 75 Proz. des Zylindervolumens; ferner haben die schwere Kurbelwelle, das verdreifachte Gestänge sowie namentlich auch der Betrieb der Verdichtungspumpen nicht nur Reibungs-, sondern auch Arbeitsverluste zur Folge. Alles in allem ist häufig die Leistung einer *Öchelhäusermaschine*, verglichen mit der einer gleichgroßen Viertaktmaschine, nur unerheblich größer als diese. Dafür hat aber die *Öchelhäusermaschine* wieder andere Vorteile, z. B. die größere Gleichmäßigkeit des Ganges sowie die bedeutend einfachere Steuerung.

Den Gesamtaufbau einer von der Firma A. Borsig in Berlin-Tegel ausgeführten *Öchelhäusermaschine* läßt der Längsschnitt Fig. 273 erkennen. Bei dieser Ausführungsform liegen die Pumpen zur Verdichtung des Gases und der Luft nicht in einer Richtung mit dem Arbeitszylinder 1, sondern seitlich von ihm, und zwar unter Flur. Das aus der Figur nicht ersichtliche, zu beiden

The diagram shows a mechanical system. On the left, two horizontal cylinders are connected by a central shaft. The top cylinder has three labels: '1' points to its outer shell, '3' points to a central vertical component, and '2' points to its inner shell. A long horizontal rod extends from the right side of the top cylinder to a vertical assembly on the right. This vertical assembly consists of a horizontal bar at the top, a central vertical shaft, and a Y-shaped bracket at the bottom. A second horizontal rod extends from the bottom of the Y-bracket to a second horizontal cylinder at the bottom left, which is similar in design to the top one.

Ist auch der Gang der Öchelhäusermaschine gleichmäßiger als der der einfachwirkenden Viertaktmaschine, so findet doch auch bei ihr nur während der Hälfte jeder Kurbelumdrehung eine Kraftäußerung auf den Kolben statt. Auch diese letzte Ungleichmäßigkeit wird vermieden durch die *doppeltwirkende Zweitaktmaschine*, die in Fig. 274 schematisch veranschaulicht ist. Wenn diese auch der Öchelhäusermaschine gegenüber wesentliche Unterschiede aufweist — sie hat beispielsweise keine Einlaßschlitze, sondern Einlaßventile, die oben auf dem Zylinder sitzen und daher in der Figur nicht sichtbar sind; ferner fehlt bei ihr das Umföhrungsgestänge —, so ist doch die Wirkungsweise auf jeder Seite des Kolbens die gleiche wie bei der Öchelhäusermaschine. Wie bei dieser sind außer dem Arbeitszylinder 1 noch zwei doppeltwirkende Pumpenzylinder vorgesehen, von denen einer zur Verdichtung des Gases, der andere zur Verdichtung der Luft dient. In der gezeichneten Stellung befindet sich der Arbeitskolben 2 in der rechten Totpunktlage. Er ist annähernd halb so lang wie der Arbeitszylinder, so daß er erst kurz vor Erreichung der Totpunktlage die Auspuffschlitze 3 freigibt. Nachdem dieses geschehen ist, und nachdem die wenn auch bereits entspannten, so doch immer noch einen beträchtlichen Überdruck besitzenden Gase ins Freie entwichen sind, öffnet sich das oben auf dem Zylinder sitzende Einlaßventil, durch das zunächst Spülluft in den Zylinder strömt und die Auspuffgase austreibt. Gleich hinter der Spülluft strömt durch dasselbe Ventil die frische Ladung ein. Das auf der anderen Seite des Kolbens befindliche

Ladungsgemisch wird nunmehr entzündet und treibt den Kolben nach links, hierbei Arbeit leistend, gleichzeitig aber auch die frische Ladung komprimierend. Ein genaueres Eingehen auf den Lade- und Regelungsvorgang dieser Maschine ist überflüssig, da er bereits eingehend in dem Abschnitt Steuerungen (Fig. 228) besprochen ist. Bemerkt sei hier nur noch, daß bei dieser Maschine wie bei der Öchelhäusermaschine die Verdichtung der neuen Ladung nicht etwa in den Ladepumpen, sondern genau so wie bei der Viertaktmaschine vor der Zündung in dem eigentlichen Kraftzylinder stattfindet. Die Leistung der Maschine beträgt nicht etwa das Vierfache einer einfachwirkenden Viertaktmaschine gleicher Abmessungen; denn einerseits vollzieht sich das Laden nicht so vollkommen wie bei der Viertaktmaschine, andererseits tragen die durch das schwerere Gestänge — es sei nur auf den an sich schon schweren Kolben, der innen mit Wasserkühlung versehen ist, hingewiesen — und durch die Ladepumpen hervorgerufenen Reibungs- und sonstigen Verluste dazu bei, die Nutzleistung zu verringern.

Das Schaubild einer solchen Maschine, Bauart Körting, zeigt Fig. 275. Auf beiden Enden des Arbeitszylinders sitzen die Einlaßventile 1, deren Antriebsgestänge hinter der Maschine liegt. Die in der Mitte des Zylinders befindliche Ausbauchung 2 nimmt den zur Ableitung der Auspuffgase dienenden Kanal auf. 3 ist die Abflußleitung für das Kühlwasser. Neben der Maschine befinden sich

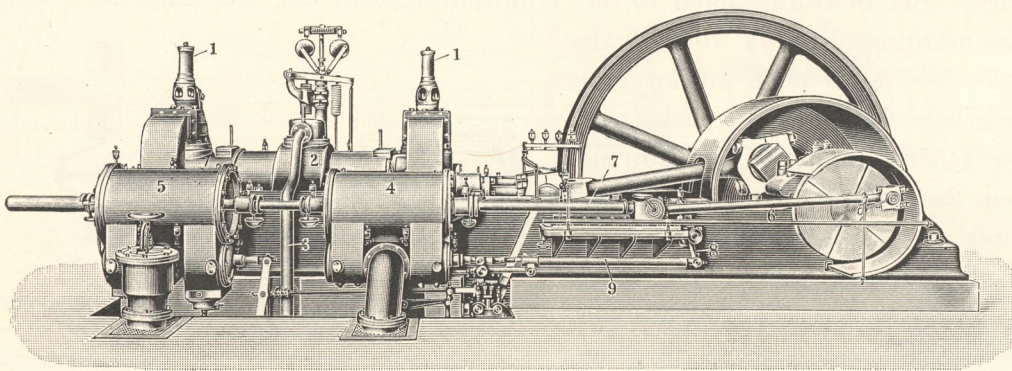


Fig. 275. Körtings Zweitaktmaschine (Nennleistung 500 PS bei 125 Umdrehungen).

die Verdichtungs-
pumpen 4, 5 für
Gas und Luft, deren
Antrieb durch ein
besonderes Schub-
kurbelgetriebe 6, 7
erfolgt. Bemerkens-
wert ist, daß die
Steuerschieber (siehe
Fig. 228) für die
Pumpen nicht neben,
sondern unter den

Zylindern liegen. Ihr Antrieb erfolgt durch ein Exzentergetriebe, dessen Bewegung durch den Doppelhebel 8 und die Lenkerstange 9 auf die Schieber übertragen wird.

2. Fahrbare Maschinen.

Nach den bisherigen Ausführungen könnte es scheinen, als würden die Zweitaktmaschinen nur für größere Leistungen gebaut, während für kleinere Leistungen der Viertakt siegreich das Feld behauptete. Aber man strebt auch für die kleinen Automobil- und Bootsmaschinen danach, den Zweitakt einzuführen, allerdings aus anderen Gründen. Bekanntlich besitzen diese kleinen Maschinen sehr hohe Umdrehungszahlen, und es ist in konstruktiver Hinsicht ein Vorteil, wenn Ein- und Auslaßventile, zu deren Antrieb bisher ein besonderes Steuergestänge vorgesehen sein mußte, in Fortfall kommen und dafür lediglich vom Kolben gesteuerte Ein- und Ausströmschlitze angeordnet werden. Allerdings stehen diesen Vorteilen auch Nachteile gegenüber. So ist es beispielsweise schwer, bei geöffnetem Ausströmschlitz das Laden so vorzunehmen, daß kein Brennstoff verloren geht.

Eine derartige kleine Maschine ist die in Fig. 276 schematisch dargestellte, für Fahrräder und Motorwagen bestimmte der Grade-Motorwerke in Magdeburg. Wenn sich der Kolben 1 infolge der lebendigen Kraft in die Höhe bewegt, entsteht in dem Kurbelraum 2 ein luftverdünnter Raum, was ein Öffnen des Ansaugeventils 3 und Eintreten von frischer Luft und Brennstoff zur Folge hat. Gleichzeitig findet in dem Raum oberhalb des Kolbens eine Kompression des vorher eingetretenen Gemisches statt, das nahe der oberen Totpunktlage gezündet wird, worauf der Kolben wieder nach unten getrieben wird. Vor Erreichung der unteren Totpunktlage öffnet er den Auspuffkanal 4, so daß ein Spannungsausgleich zwischen dem mit hochgespannten Verbrennungsgasen

gefüllten Zylinderinnenraum und der freien Atmosphäre stattfindet und die schwach komprimierte neue Ladung durch den sich ein klein wenig später öffnenden Eintrittskanal 5 eintreten kann. Damit sie nicht gleich wieder auf der anderen Seite durch den Auspuffkanal 4 hinauschießt, ist in bekannter Weise am Kolben die Leitschaufel oder Brücke 6 angeordnet. Die Ansicht eines solchen für einen Motorwagen bestimmten *Grademotors* zeigt Fig. 277. Die Maschine ruht auf dem

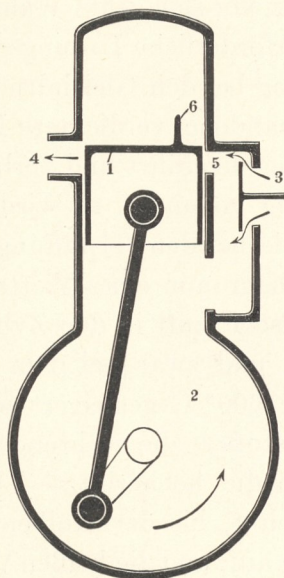


Fig. 276. Schnitt.

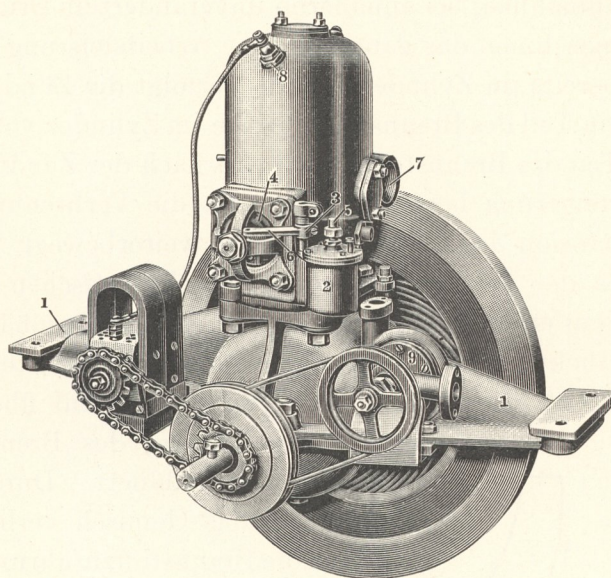


Fig. 277. Ansicht.

Fig. 276 und 277. Grademotor.

8 ist die Zündvorrichtung und 9 die Zirkulationspumpe für das Kühlwasser. An den Stutzen 7 schließt sich das Auspuffrohr an.

Schließlich sei noch auf den in Fig. 278 und 279 dargestellten *Rohölmotor* der Firma Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz verwiesen, der besonders für die billigsten Treiböle, wie Rohöl, Gelböl, Solaröl, gewöhnliches Petroleum usw., bestimmt ist. Die Wirkungsweise dieser Maschine erinnert etwas an die des später beschriebenen Dieselmotors. Auch bei ihr verdichtet der emporgehende Kolben nicht ein Brennstoffluftgemisch, sondern lediglich Luft, wobei er gleichzeitig auf seiner anderen Seite durch das Ventil 1 frische Luft in die Kurbelkammer 2 ansaugt. In der Nähe des oberen Totpunktes wird zwangsläufig von einer durch die senkrecht stehende Reglerwelle angetriebenen Brennstoffpumpe 3 durch die Düse 4 etwas Brennstoff gegen den rotglühend gehaltenen Glühkopf 5 gespritzt, worauf eine Verpuffung erfolgt, die den Kolben wieder nach unten treibt. Vor Erreichung der unteren Totpunktlage öffnet der niedergehende Kolben den Auspuffschlitz 6, so daß die Verbrennungsgase ins Freie entweichen können, was durch die durch den Kanal 7 aus der Kurbelkammer zuströmende verdichtete Luft unterstützt wird. Zwecks Regelung der Maschine wird der Hub der Brennstoffpumpe durch den Regler 8 verändert. Eine besondere Zündvorrichtung ist bei dieser Maschine überflüssig; indessen ist es notwendig, den Glühkopf vor der Inbetriebsetzung anzuwärmen. Eine Umkehrung der Umlaufrichtung könnte in einfachster Weise durch Änderung des Zeitpunktes der Brennstoffeinspritzung vorgenommen werden.

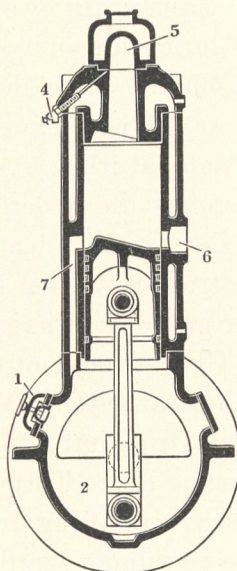


Fig. 278.

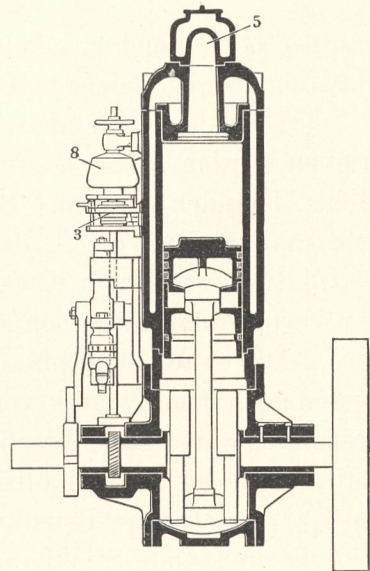


Fig. 279.

Fig. 278 und 279. Rohölmotor von Swiderski.

E. Die Gleichdruckmaschinen.

Das Hauptkennzeichen der bisher beschriebenen Verbrennungsmaschinen war die plötzliche Verbrennung (Verpuffung) des Gemisches, die bei annähernd unverändertem Volumen erfolgte. Die Gleichdruckmaschinen unterscheiden sich hiervon dadurch, daß die Verbrennung der Ladung allmählich, bei annähernd unverändertem Druck, vor sich geht. Während also bei den Verpuffungsmaschinen das ganze für eine Arbeitsleistung erforderliche Ladungsgemisch sich vor der Zündung bereits im Zylinder befindet, erfolgt die Zündung bei den Gleichdruckmaschinen schon, wenn erst ein Teil des Brennstoffes in die im Zylinder vorhandene, verdichtete Luft eingeführt ist; der übrige Teil des Brennstoffes wird erst nach der Zündung zugeführt und verbrennt dann, ohne eine Drucksteigerung hervorzurufen. Ist die Verbrennung vollendet, so wird der Kolben infolge der Expansion der Verbrennungsgase weiterbewegt, wie bei den Verpuffungsmaschinen. In der Fig. 280 ist der Arbeitsvorgang an dem theoretischen Diagramm eines Viertakt-Dieselmotors gezeigt. Bei dem ersten Vorwärtshub 1—2 wird atmosphärische Luft in den Zylinder gesaugt, bei dem ersten Rückwärtshub 2—3 wird sie hoch verdichtet, und zwar bei dem Dieselmotor auf ungefähr 30 bis 35 at, wodurch ihre Temperatur auf über 600°C gesteigert wird. An diesem Punkte be-

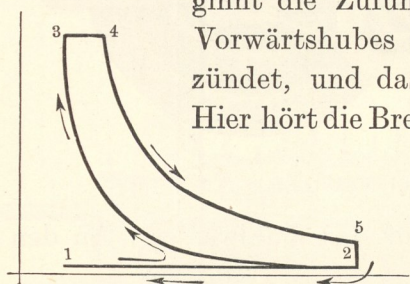


Fig. 280. Diagramm einer Gleichdruckmaschine.

ginnt die Zuführung des Brennstoffes, die während des Teiles 3—4 des zweiten Vorwärtshubes andauert. Durch die hochoverhitzte Luft wird der Brennstoff entzündet, und das Gemisch verbrennt, bis der Kolben am Punkt 4 angelangt ist. Hier hört die Brennstoffzuführung auf, und die heißen Verbrennungsgase expandieren

bis zum Hubende 5, wo das Auspuffventil geöffnet wird und die Gase ihre Spannung verlieren. Während des dann folgenden Rückwärtshubes 2—1 werden sie mit Außenluftspannung ausgetrieben, worauf das Spiel von neuem beginnt. Die Gleichdruckmaschinen können natürlich auch als Zweitaktmaschinen ausgeführt werden, wobei dann besondere Luftvorverdichtungspumpen oder gleichwirkende Einrichtungen vorgesehen sein müssen. Es sei schon hier bemerkt, daß die ersten Gleichdruckmaschinen nach dem Zweitaktssystem arbeiteten.

Die Gleichdruckmaschinen können mit gasförmigen, flüssigen und festen Brennstoffen betrieben werden, wobei letztere sich natürlich in staubförmigem Zustand, etwa von der Feinheit des Mehls, befinden müssen. Besonders die neueren Motoren, die nach dem System Diesel gebaut sind, haben den Vorteil, daß sie mit Rohölen aller Art, mit den Rückständen der Petroleumdestillation, wie Masut usw., betrieben werden können, deren Verdampfung sonst für den Betrieb der Verpuffungsmaschinen sehr große Schwierigkeiten macht.

Der erste betriebsfähige Gleichdruckmotor stammt von dem Amerikaner *Brayton* (1872/73), dessen nach dem Zweitaktverfahren arbeitende Maschine sowohl für Benzin- als auch für Gasbetrieb bestimmt war. Eine besondere Druckluftpumpe speiste einen Druckluftbehälter, aus dem die Luft, wenn der Arbeitskolben seine obere Totpunktstellung erreicht hatte, mit einem Druck von 4—5 at durch eine Benzinmischvorrichtung in den Arbeitszylinder strömte, wo sie durch eine ständig brennende Stichflamme entzündet wurde. Nach etwa 0,4 des Hubes wurde die Luft- und Brennstoffzuführung abgeschnitten, worauf die Expansion bis auf etwa 1 at erfolgte. Die Abgase wurden durch den rücklaufenden Kolben ausgetrieben. — Eine weitere Ausbildung des Braytonmotors ist die Gleichdruckmaschine „Eclipse“ von *Simon* und *Beechy* in Nottingham. Bei dieser 1878 in Paris ausgestellten Maschine wurde das Kühlwasser durch die Wärme der Abgase verdampft und dieser Dampf gleichzeitig mit dem Gasluftgemisch in den Arbeitszylinder geleitet. Andauernde Betriebsschwierigkeiten verhinderten die Einführung dieses Motors. — Auch Diesel versuchte im Anfang der 1890er Jahre die Anwendung seines Gleichdruckverfahrens auf Gasmaschinen, jedoch ohne Erfolg, da es nicht möglich war, die verschiedenen Ventile und Pumpen gegen den mindestens 50 at betragenden Gasdruck abzudichten.

Ein weiterer Fortschritt wurde 1887—90 von dem Engländer *Hargreaves* erzielt, der bei

seinem Gleichdruckölmotor, der besonders für schwere, billige Öle bestimmt war, die „Selbstzündung“ anwendete, also eine besondere Zündflamme entbehrlich machte. Bei diesem Motor wurde der Brennstoff in ein verdichtetes Luftdampfgemisch gespritzt, das in einem Überhitzer bis auf die Entzündungstemperatur des Öles erhitzt wurde. Dieser Motor scheint über das Versuchsstadium nicht hinausgekommen zu sein. Schließlich sei noch der Motor von *E. Capitaine* genannt, dessen Versuche aus besonderen Umständen abgebrochen wurden. Er ist deshalb besonders bemerkenswert, weil sich die Arbeiten Capitaines in derselben Richtung bewegten, die etwas später unabhängig hiervon von Diesel eingeschlagen wurde: möglichst hohe Verdichtung reiner Luft und Einblasung feinsten Petroleumstaubes in diese Luftmenge unter gleichzeitiger allmählicher Verbrennung dieses Gemisches.

Die ersten Veröffentlichungen über den *Dieselmotor* selbst stammen aus dem Jahre 1893, in dem der Ingenieur R. Diesel eine Schrift herausgab: „Theorie und Konstruktion eines rationalen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Wärmemotoren“. In dieser Schrift errechnet Diesel für seinen Motor einen thermischen Wirkungsgrad, der den des vollkommenen Carnot-Kreisprozesses noch übertrifft, der aber, wie Güldner nachgewiesen hat, unrichtig ist, da für die Verbrennungsgleichungen fehlerhafte Voraussetzungen gemacht sind. Die Grundbedingungen einer „vollkommenen Verbrennung“ sind nach dieser Schrift folgende:

1. Herstellung der höchsten Temperatur des Prozesses (der Verbrennungstemperatur) nicht durch die Verbrennung und während derselben, sondern vor derselben und unabhängig von ihr durch mechanische Kompression reiner Luft bzw. einer Mischung von Luft und indifferenten Gasen oder Dämpfen.
2. Allmähliche Einführung feinverteilten Brennstoffes in diese hochgradig verdichtete Luft während eines Teiles des Kolbenrückganges in der Weise, daß durch den eigentlichen Verbrennungsprozeß keine Temperatursteigerung der Gasmasse eintrete, daß also als Verbrennungskurve möglichst nahe eine Isotherme entstehe. Die Verbrennung darf also nach der Zündung nicht sich selbst überlassen bleiben, sondern es muß während ihres ganzen Verlaufes ein steuernder Einfluß von außen stattfinden, der das richtige Verhältnis zwischen Druck, Volumen und Temperatur herstellt.
3. Richtige Wahl des Luftgewichtes im Verhältnis zum Heizwert des Brennstoffes unter vorheriger Feststellung der Kompressionstemperatur, die gleichzeitig die Verbrennungstemperatur ist, derart, daß der praktische Gang der Maschine, die Schmierung usw. ohne künstliche Kühlung der Zylinderwände möglich ist.

Nach diesen Gesichtspunkten konstruierte Diesel einen 100pferdigen Kohlenstaubmotor, bei dem die Verbrennungsluft zunächst unter Wassereinspritzung isothermisch und darauf adiabatisch (d. h. ohne äußere Wärmezufuhr und -ableitung) bis auf die der Entzündungstemperatur entsprechende Spannung verdichtet werden sollte. In diese verdichtete und daher hochgradig erhitzte Luft sollte Kohlenstaub in solcher Menge eingeführt werden, daß die Verbrennung ohne Temperaturzunahme (also isothermisch) verläuft. Die Brennstoffzuführung hörte nach einem bestimmten Teil des Hubes auf, worauf die adiabatische Ausdehnung der Gase bis zur Anfangsspannung erfolgen sollte. — Außer diesem „vollkommenen“ Motor beschrieb Diesel noch ein abweichendes Arbeitsverfahren, bei dem die Luft ohne die isothermische Vorkompression sogleich adiabatisch verdichtet werden sollte, so daß die Verbrennungstemperatur von 800° schon bei 90 at erhalten wird. Beide Motoren sollten ohne Wasserkühlung arbeiten; der Zylinder sollte durch Glas- oder Porzellanfutter gegen Wärmeausstrahlung geschützt werden. Für den praktischen Betrieb erwies sich aber ein Wassermantel bald als notwendig, was sich herausstellte, als die ersten Versuchsmotoren gebaut wurden; auch betrug die Verdichtung dieses mit Petroleum betriebenen Motors nur 40—45 at, also die Hälfte der für den abweichenden Motor bestimmten Spannung. Aus den Versuchen entwickelte sich dann allmählich das heute angewandte Arbeitsverfahren.

Der Dieselmotor in seiner heutigen Ausbildung muß als eine in thermischer Hinsicht höchst entwickelte Maschine der Neuzeit gelten; für die Benutzung flüssiger Brennstoffe ist er die

vollkommenste Verbrennungskraftmaschine der Gegenwart. Nach den neueren Versuchen beträgt die Ausnutzung des Brennstoffes 33—35 Proz. gegenüber 21 Proz. bei der Gaskraftmaschine (s. S. 95) und 13 Proz. bei den besten Dampfmaschinenanlagen mit Überhitzung (s. S. 56). Dies hat seinen Grund darin, daß der Brennstoff im Zylinder direkt verbrennt, ohne vorherige Umsetzung und ohne Rückstände zu hinterlassen. Infolge der starken Beanspruchung seiner Teile durch die hohe Verdichtung der Luft stellt der Dieselmotor hohe Anforderungen an den Fabrikanten hinsichtlich des Materials. Natürlich sind daher die Beschaffungskosten eines Motors hoch, sie werden aber gering wegen der großen Ersparnis an Betriebsstoff; z. B. gestaltet sich der Betrieb

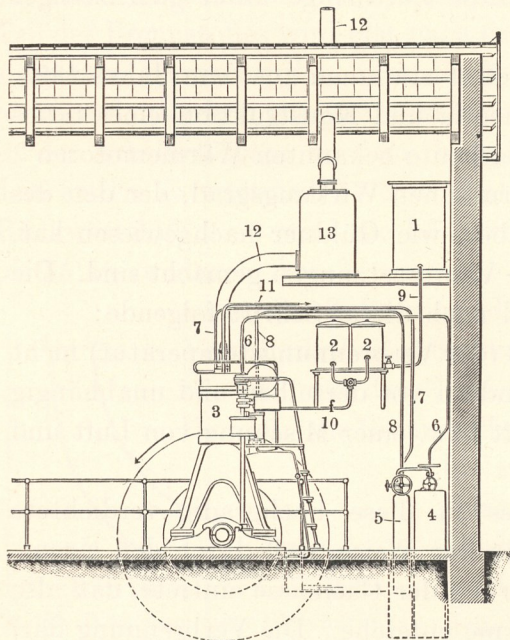


Fig. 281.

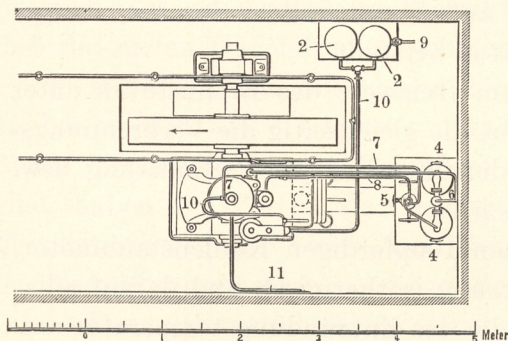


Fig. 282.

Fig. 281 und 282. Anordnung einer Dieselmotor-Anlage.

die Nebenerzeugnisse der Paraffingewinnung und der Kohlendestillation (Paraffin-, Solar-, Teeröle) verwendet werden. Da bei dem oben angegebenen Heizwert der Brennstoffverbrauch je nach der Größe des Motors bei normaler Belastung etwa 180—250 g für die effektive Pferdestärkenstunde beträgt, so stellen sich die Brennstoffkosten durchschnittlich auf $1\frac{1}{4}$ — $2\frac{1}{2}$ Pfennig pro Pferdestärkenstunde unter Zugrundelegung eines Brennölpreises von 7—10 Mark für 100 kg in Deutschland. Der Dieselmotor ist daher für Länder mit großen Petroleumfundstätten, wie Rußland und Nordamerika, von höchster Wichtigkeit.

In Fig. 281 und 282 ist die Gesamtanordnung einer Dieselmotor-Anlage von 40 PS der *Gebrüder Sulzer* in Winterthur und Ludwigshafen dargestellt; die Anordnung läßt gleichzeitig den geringen Raumbedarf erkennen. Der Brennstoff fließt von dem Vorratsbehälter 1 durch Rohr 9 zu den Filtriergefäßen 2, 2 und aus diesen durch das Rohr 10 zu der am Motor 3 angeordneten Brennstoffpumpe. Die zum Anlassen erforderliche Luft befindet sich in den Gefäßen 4

eines Torpedobootes mit Dieselmotoren selbst bei Anwendung von Blauöl $3\frac{1}{2}$ mal billiger als beim Dampfbetrieb. Da ferner sich die Gewichte von Kohle und Öl verhalten wie 3:2, die in den Brennstoffen enthaltenen Wärmemengen wie 7500:10000, so würde sich der Aktionsradius (die mit einem bestimmten Brennstoffvorrat zurücklegbare Wegstrecke) erheblich vergrößern; denn die Dampfmaschinenanlage verbraucht für 1 Pferdestärkenstunde etwa 0,6 kg Kohle, der Dieselmotor 0,2 kg Rohöl. Die sonstigen Vorzüge des Dieselmotors gegenüber den Dampfmaschinen (sofortige Betriebsbereitschaft, Verbrauch von Betriebsstoff nur während der Arbeitsleistung usw.) sind dieselben wie bei den Verpuffungsmaschinen; er unterscheidet sich von letzteren noch vorteilhaft dadurch, daß, während alle Verpuffungsmaschinen bei halber Belastung erheblich mehr Brennstoff verbrauchen als bei voller, bei ihm der Brennstoffverbrauch bei weitem nicht in dem Maße von der Belastung abhängig ist (s. Tabelle S. 143).

Das Dieselfverfahren bietet den Vorteil, daß außer Benzin und Petroleum auch schwer entzündliche Ölsorten verwendet werden können; es steht infolgedessen für den Dieselmotor eine große Auswahl von billigen flüssigen Brennstoffen zur Verfügung, die durchschnittlich einen Heizwert von 10000 WE besitzen. In erster Linie kommen in Betracht die rohen Erdöle und die Erdölrückstände (Rohnaphtha und Masut), ferner die sogenannten Gasöle, d. h. die Zwischenprodukte der Ölraffinerien, aus denen die leichtesten Bestandteile, wie Benzin und Lampenpetroleum, ausgeschieden sind. Außerdem können

und geht durch Rohr 6 zum Anlaßventil; die in der Flasche 5 befindliche Druckluft dient zum Einblasen des Brennstoffes in den Zylinder (Rohr 7). Das Kühlwasser, dessen Zufluß aus den Figuren nicht ersichtlich ist, wird durch das Rohr 11 abgeführt. Die Abgase gehen durch Rohr 12, in das ein Schalldämpfer 13 eingeschaltet ist, ins Freie. Die zum Anlassen und zur Brennstoffzuführung erforderliche Druckluft (40—50 at) wird von einem mit dem Motor gekuppelten Kompressor erzeugt und durch das Rohr 8 der Flasche 5 zugeführt. Fig. 283 zeigt das Schaubild desselben Motors, in dem 1 der Saugtopf, 2 das Brennstoffventil, 3 die Brennstoffpumpe, 4 der Kompressor und 5 der Regler für die Brennstoffzuführung ist.

Die Dieselmotoren werden in allen Größen bis zu 2000 PS mit einem, zwei oder mehr Zylindern nach dem Zwei- oder Viertaktsystem gebaut. Sie werden meistens stehend ausgeführt, und zwar mit und ohne Kolbenstange; im letzteren Falle steht die Schubstange mit einem im Massenschwerpunkt des hohlen und nach unten offenen Kolbens angeordneten Zapfen in gelenkiger Verbindung.

In den Fig. 284—290 ist ein nach dem Viertaktverfahren arbeitender *Zweizylindermotor* von 120 PS der Grazer Waggon- und Maschinenfabrik A.-G. dargestellt; Fig. 284 und 285 zeigen die Maschine in Ansicht und Schnitt; Fig. 286 und 287 das Brennstoffeinlaßventil in senkrechtem und wage-

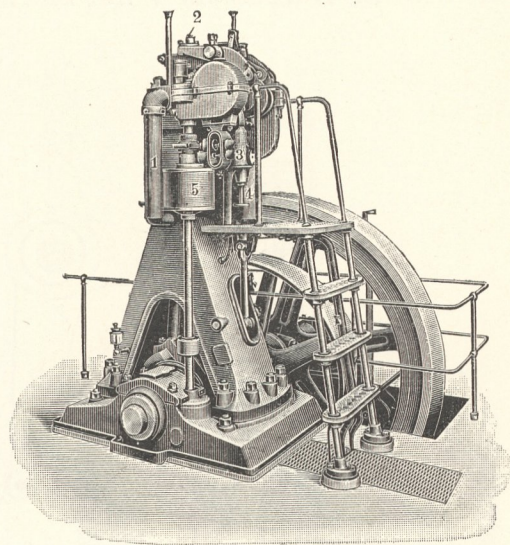


Fig. 283. Dieselmotor.

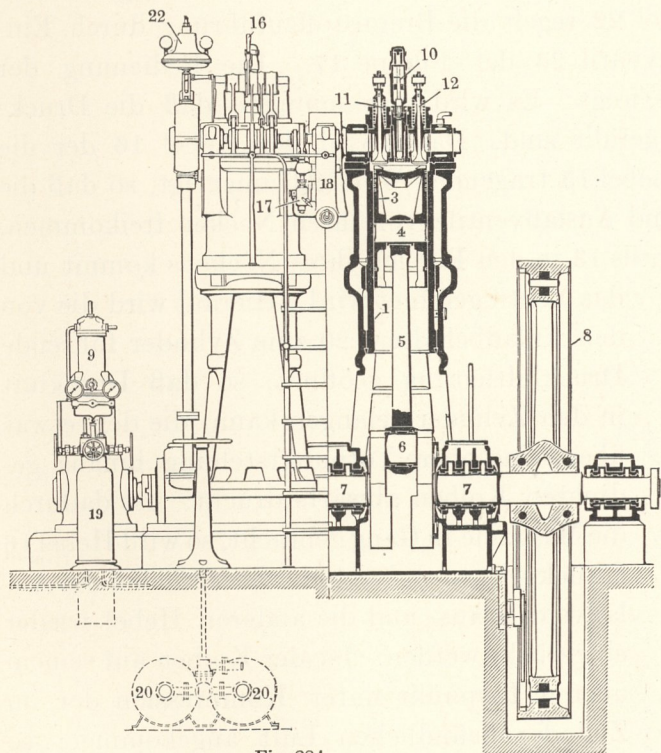


Fig. 284.

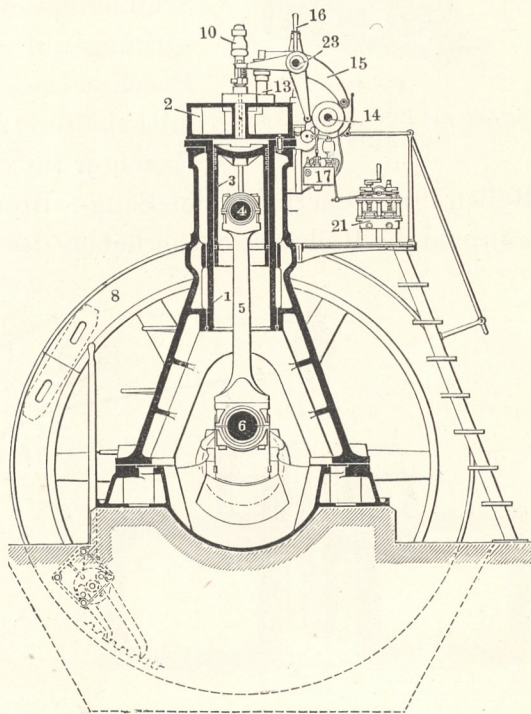


Fig. 285.

Fig. 284 und 285. 120-PS-Zweizylindermotor der Grazer Waggon- und Maschinenfabrik.

rechtem Schnitt; Fig. 288 das Saug- bez. Auspuffventil im Schnitt; Fig. 289 und 290 die Brennstoffpumpen in Ansicht und Schnitt. Der im Zylinder 1 gleitende Kolben 3 ist in seiner oberen Totpunktstellung gezeichnet; er überträgt seine Bewegung durch die an dem Zapfen 4 angreifende Schubstange 5 und den Kurbelzapfen 6 auf die Kurbelwelle 7, auf der das Schwungrad 8 sitzt. Die Luftpumpe 9, die als Verbundkompressor ausgebildet ist, wird von dem einen Wellenende mittels Kreuzscheibenkuppelung angetrieben; Nieder- und Hochdruckzylinder

liegen senkrecht übereinander, und ihr Ansaugvolumen beträgt nur etwa $\frac{1}{30}$ des Arbeitszylinder-
raumes. Auf dem Zylinderdeckel 2 sind die Ventile 10, 11, 12 und 13 untergebracht, und
zwar sind 10 das Brennstoffventil (Fig. 286, 287), 11 und 12 die Saug- und Auspuffventile
(Fig. 288) und 13 das Anlaßventil. Die Bewegung der Ventile erfolgt von der Steuerwelle 14,
die von der Kurbelwelle 7 mit einem Übersetzungsverhältnis 1 : 2 angetrieben wird und Nocken-

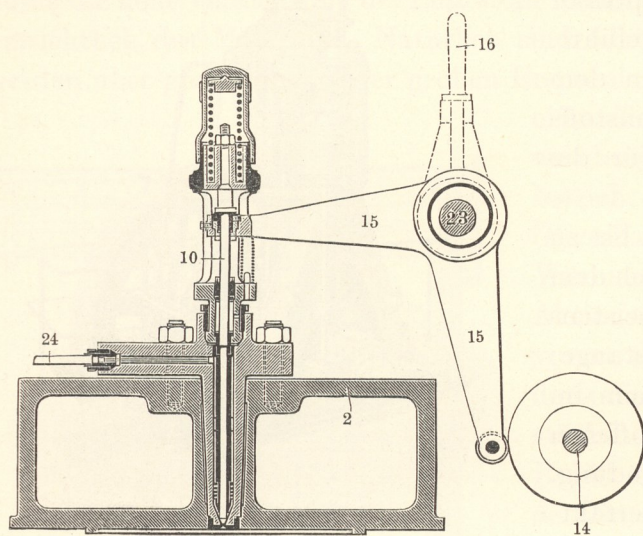


Fig. 286.

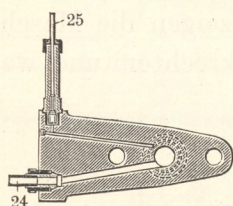


Fig. 287.

Fig. 286 und 287. Brennstoff-
einlaßventil.

Pumpen saugen. 19 ist die Flasche für die Einspritzluft, 20 die Behälter
für die Anlaßluft und 21 die ebenfalls von Steuerwelle 14 angetriebene
Schmierölpumpe. Regler 22 regelt die Brennstoffzuführung durch Ein-
wirkung auf das Saugventil 26 der Pumpe 17. Die Bedienung der
Maschine geschieht wie folgt: Es wird angenommen, daß die Druck-
luftbehälter 19 und 20 gefüllt sind. Dann wird der Hebel 16 der die
Exzenter für die Ventilhebel 15 tragenden Welle 23 umgelegt, so daß die

Rollen der Steuerhebel der Saug-, Brennstoff- und Auslaßventile von ihren Nocken freikommen,
während die Rolle des Steuerhebels des Anlaßventils 13 in den Bereich ihres Nockens kommt und

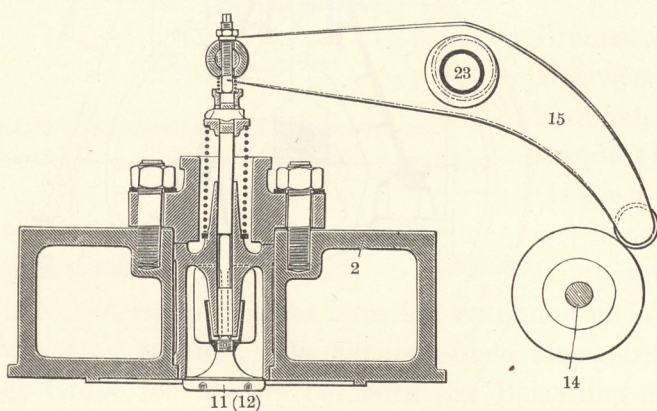


Fig. 288. Saug- bzw. Auspuffventil.

scheiben für die einzelnen Ventile trägt. Die
Ventilspindeln werden von dem einen Ende der
Winkelhebel 15 gesteuert, deren anderes Ende
mittels Rollen gegen die Nockenscheiben an-
liegt, so daß die Ventile nacheinander geöffnet
und geschlossen werden. Die Hebel 15 sind
auf Exzenter scheiben aufgeschoben, die mit
der durch Hebel 16 verstellbaren Welle 23
verkeilt sind. Von der Steuerwelle 14 werden
ferner durch gegeneinander versetzte Exzenter
die Brennstoffpumpen 17 angetrieben, die bei
jedem Hub durch die nieder gehenden Plunger 28
(Fig. 289) die für eine Ladung erforderliche Öl-
menge den Brennstoffventilen 10 zudrücken.
Der Träger 18 für die Steuerwelle ist gleichzeitig
als Brennstoffbehälter ausgebildet, aus dem die

Pumpen saugen. 19 ist die Flasche für die Einspritzluft, 20 die Behälter
für die Anlaßluft und 21 die ebenfalls von Steuerwelle 14 angetriebene
Schmierölpumpe. Regler 22 regelt die Brennstoffzuführung durch Ein-
wirkung auf das Saugventil 26 der Pumpe 17. Die Bedienung der
Maschine geschieht wie folgt: Es wird angenommen, daß die Druck-
luftbehälter 19 und 20 gefüllt sind. Dann wird der Hebel 16 der die
Exzenter für die Ventilhebel 15 tragenden Welle 23 umgelegt, so daß die
Rollen der Steuerhebel der Saug-, Brennstoff- und Auslaßventile von ihren Nocken freikommen,
während die Rolle des Steuerhebels des Anlaßventils 13 in den Bereich ihres Nockens kommt und
das Ventil geöffnet wird. Hierauf wird die von
den Anlaßbehältern 20 zum Zylinder führende
Druckluftleitung geöffnet, so daß Druckluft
in den Zylinder gelangen kann, die den etwas
über seine obere Totpunktstellung hinaus ge-
drehten Kolben abwärts drückt. Ist dadurch
die Maschine in Gang gebracht, so wird Hebel 16
zurückgelegt, wodurch der Steuerhebel des An-
laßventils aus- und die anderen Hebel wieder
eingerückt werden. Ist der Kolben auf seinem
oberen Totpunkt unter Kompression der im
Zylinder befindlichen Luft angekommen, so
öffnet sich das Brennstoffventil, und die durch

das eine Rohr 24 (Fig. 287) in das Ventil eintretende, von der Einspritzflasche 19 kommende
Druckluft reißt die durch das andere Rohr 25 von der Brennstoffpumpe 17 zugeführte
Brennstoffmenge mit sich in den Zylinder, wo sie infolge der hohen Temperatur der verdichteten
Luft entzündet wird und verbrennt, wie bereits früher beschrieben ist. Das Anlaßventil ist,
solange die Maschine läuft, außer Tätigkeit. Bei Belastungsschwankungen wirkt Regler 22
unter Vermittlung der Welle 29 (Fig. 289, 290) und des Stempels 27 auf das durch eine
nicht dargestellte Feder ständig in Schlußstellung gehaltene Saugventil 26 der Pumpe. Wird

die Maschine nicht voll belastet, so wird das Ventil 26 während eines Teiles des Druckhubes durch den Stempel 27 offengehalten und der Brennstoff wieder in den Behälter 18 zurückgedrückt. Auf diese Weise gelangt weniger Brennstoff durch das Druckventil 30 in die zum Brennstoffeinlaßventil 10 führende Leitung 25.

In ähnlicher Weise wie die eben beschriebene Maschine sind die meisten Dieselmotoren konstruiert. Die Konstruktionsunterschiede betreffen meistens die Art der Steuerung, die Bauweise der Ventile, die Anordnung der Luft- und Brennstoffpumpen usw. Im Prinzip der Maschine wird, solange es sich um Viertaktmaschinen handelt, nichts geändert. Bei dem *Güldnermotor*, der von der Güldner-Motorengesellschaft in Aschaffenburg gebaut wird, ist die Steuerwelle nicht oben am Zylinder, sondern in dem schweren Gestellbalken gelagert; der Zylinder selbst hat keine seine genaue Bearbeitung und regelmäßige Wärmeausdehnung störenden Angüsse, der Zylinderdeckel nebst Ventilen, Rohranschlüssen liegt vollkommen frei. Die Daumenscheiben, Steuerhebel, Gleitrollen, Bolzen laufen in einer eigenen Triebwerkskammer ständig unter Schmieröl und sind daher vor Staub und Verschleiß geschützt (vgl. hierzu Fig. 255). Die Druckluftpumpe ist als selbständiger freistehender Zweistufenkompressor durchgebildet, der entweder direkt mit der Motorwelle gekuppelt ist oder durch Riemen angetrieben wird. Die *Ausbildung des Dieselmotors, wie er von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg gebaut wird, zeigt das Klappmodell des Dieselmotors.*

In der nachstehenden Tabelle sind die Ergebnisse der Untersuchung eines 200-PS Dieselmotors mit Schwungrad-dynamo, der von den Gebrüdern Sulzer in Winterthur geliefert worden ist, zusammengestellt. Der dreizylindrige Motor hat eine Bohrung von 380 mm bei 560 mm Hub.

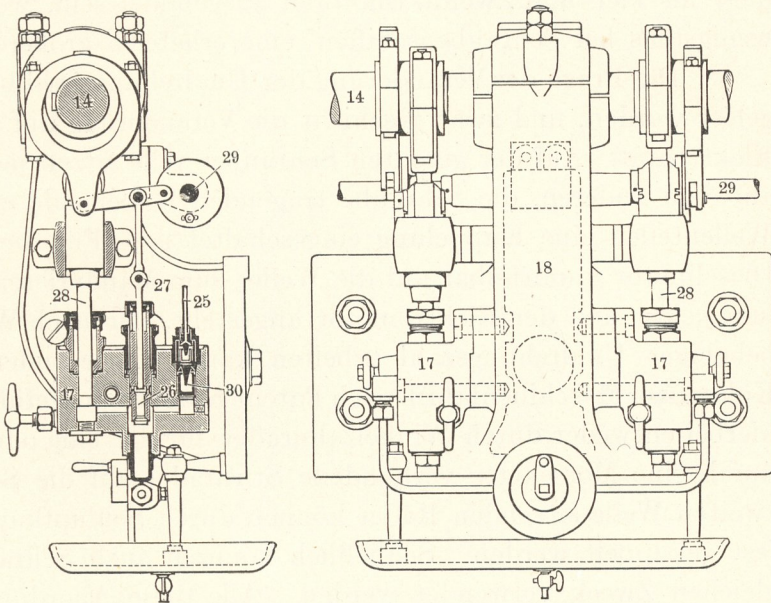


Fig. 289 und 290. Brennstoffpumpe mit Regelungsvorrichtung.

Versuche	I	II	III	IV	V	Leer- lauf
Belastung	max.	1/1	3/4	1/2	1/4—1/5	
Dauer des Versuches in Minuten	47 1/6	72 1/6	59	40 1/10	37 1/4	14 2/3
Tourenzahl in der Minute	185,8	188,2	190,0	190,0	191,5	186,0
Mittlerer indizierter Druck kg/cm²	7,97	6,93	5,81	4,41	2,98	1,92
Indizierte Gesamtleistung in PS	303,5	264,0	225,0	167,5	112,2	60,8
Effektive Leistung in PS	235,0	199,5	156,0	101,5	47,6	—
η des Motors = $\frac{P_{Se}}{P_{Si}}$	0,775	0,755	0,695	0,606	0,424	—
Brennstoffverbrauch für die P _{Si} -Stunde in g	146,5	141,8	135,5	134,0	143,5	134,0
- - - P _{Se} -Stunde in g	189,0	188,0	196,0	221,0	338,0	—

Wegen seiner großen Vorzüge hat sich der Dieselmotor in sehr vielen Betrieben eingebürgert und teilweise nicht nur die Dampfmaschine, sondern auch die Generatorgasmaschine verdrängt. Den Bemühungen der Maschinenfabriken ist es auch gelungen, brauchbare Dieselmotoren für den Schiffsantrieb herzustellen. Besonders in Rußland, wo schon seit langer Zeit die Rückstände der Petroleumdestillation als Heizmaterial für die Schiffskessel benutzt wurden, war die Einführung der Dieselmotoren für den Schiffsbetrieb gewissermaßen eine Notwendigkeit. Hierbei waren die Konstrukteure vor die Aufgabe gestellt, den Motor den beim Schiffsbetrieb vorhandenen Bedingungen anzupassen, die ganz andere sind wie bei ortfesten Maschinen. Außer der Beschränkung

in bezug auf den für die Unterbringung vorhandenen Raum sind es vor allem die Veränderbarkeit der Umdrehungszahl und die Umsteuerbarkeit der Maschine für die Rückwärtsfahrt, die den Schiffsmotor grundsätzlich von dem Landmotor unterscheiden. In Rußland ist der erste Dieselmotor schon 1904 auf dem Schiffe „Sarmat“ der Genossenschaft Gebrüder Nobel eingebaut worden; er war noch 1909 im Betrieb. Es waren zwei ortfeste Motoren von 310 mm Zylinderdurchmesser, 420 mm Hub und 240 Umdrehungen in der Minute, die je eine Schraube antrieben. Auch für Raddampfer sind Dieselmotoren verwendet worden; natürlich mußte hier eine Übersetzung der Maschinenumdrehungen ins Langsame erfolgen. Seitdem hat der Dieselmotor in Rußland für den Schiffsantrieb eine große Verwendung gefunden. Die deutschen Reedereien und Werften sind in den letzten Jahren ebenfalls dieser Frage nähergetreten, so daß auch hier bereits fertige Ausführungen vorliegen, wenn auch erst für kleinere Fahrzeuge.

Die Motoren selbst entsprechen konstruktiv den ortfesten Maschinen; sie können ebenso wie diese als Vier- und Zweitaktmotoren ausgebildet sein, werden möglichst leicht gebaut und haben, wenigstens bei Schraubenschiffen, eine erheblich größere Umdrehungszahl.

Die Frage der Veränderung der Umdrehungszahl und -richtung ist zuerst von Del Proposto gelöst worden, und zwar geschieht die Veränderung auf indirektem Wege unter Verwendung der Elektrizität. Auf der geteilten Schraubenwelle sitzen neben dem Dieselmotor eine Dynamo und auf dem anderen, die Schraube tragenden Wellenende ein Elektromotor, wobei zwischen beiden Wellenteilen eine Kuppelung eingeschaltet ist. Für die gewöhnliche Fahrt voraus arbeitet der Dieselmotor unmittelbar auf die Welle; zum Manövrieren oder Rückwärtsfahren wird die Kuppelung gelöst und der Elektromotor angestellt, der nach Wunsch vorwärts und rückwärts und mit beliebiger Umdrehungszahl arbeiten kann. Eine andere Art der Umsteuerung wird von der Kolonnaer Maschinenfabrik nach Patent Koreiwo ausgeführt. Die Umdrehungen des Motors werden hierbei entweder durch Winkelzahnräder für die eine oder für die andere Richtung durch zwei durch eine Morsekette verbundene Stirnräder auf die Schraubenwelle übertragen. Die auf der zweiten Welle sitzenden Räder können durch Schlüpfkuppelungen jede für sich mit dieser Welle fest gekuppelt werden. Schließlich könnten auch Schrauben mit verstellbaren Flügeln für den gleichen Zweck verwendet werden. Alle diese Anordnungen umgehen aber nur die Frage der Umsteuerbarkeit und machen die Anlage nur kompliziert, wenn sie auch besondere Vorteile aufweisen, indem sowohl bei der elektrischen als auch bei der Schlüpfkuppelung jede beliebige Umdrehungszahl angestellt werden kann. Vor allem sind sie zu schwer, und dieser Umstand kommt bei Schiffsmaschinen ganz besonders in Betracht. Deshalb war der Dieselmotor erst dann für den Schiffsbetrieb brauchbar, nachdem es gelungen war, ihn direkt umsteuerbar zu machen. Der erste *umsteuerbare Dieselmotor* (eine Zweitaktmaschine) wurde von Gebr. Sulzer auf der Mailänder Ausstellung 1906 gezeigt; es war ein Unterseebootsmotor von 120 PS und 400 Umdrehungen in der Minute und besaß drei Zylinder. Er hatte einen Hartungregler, der gestattete, die Umdrehungszahl von 400 auf 275 zu ermäßigen; die weitere Verminderung bis auf 120 wurde mit der Hand durch Veränderung der Füllung bewirkt. Die Umsteuerungsvorrichtung bestand darin, daß auf der Steuerwelle für jeden Zylinder zwei Satz Nockenscheiben auf einer Hülse angeordnet waren, die mittels eines Handrades so verschoben werden konnten, daß für den Vorwärtsgang der eine, für den Rückwärtsgang der andere Nockensatz unter die Steuerhebel geschoben wurde. Das für die Umsteuerung erforderliche Abheben der Steuerhebel von ihren Nocken geschah mittels Handhebels.

Bei dem schnellen Fortschritt in der Anpassung des Dieselmotors an die vielseitigen Bedürfnisse des Schiffsantriebes ist die Verwendung des Dieselmotors als Antriebsmotor auch für größere und größte Schiffe nur noch eine Frage der Zeit, besonders da eben die Ersparnis an Betriebsstoff gegenüber der Dampfmaschinenanlage so sehr bedeutend ist.

F. Die Gasturbinen.

Es war ein naheliegender Gedanke, die großen Vorzüge, welche die Dampfturbine gegenüber der Kolbenmaschine besitzt, auch auf die Gasmaschinen zu übertragen und entsprechend Gasturbinen zu bauen, die den Vorteil der Gasmaschine mit dem der Turbine vereinigen würden. Der Gedanke ist an sich nicht neu, denn bereits 1791 schlug J. Barber vor (engl. Patent 1833 vom Jahre 1791), Gas in einer Mischkammer mit Luft und etwas Wasser zu vermengen, dann zu entzünden und den Feuerstrahl zum Antrieb eines Schaufelrades zu verwenden. Zu einer Ausführung dieses Vorschlages ist es wohl nicht gekommen. Trotz vieler patentierter Vorschläge ist auch bis heute eine gebrauchsfähige Gasturbine noch nicht im Betriebe, und nach der Ansicht vieler Fachleute stehen der Ausführung noch eine große Zahl von praktischen Bedenken entgegen, die nicht ohne weiteres zu überwinden sind. Eine Hauptschwierigkeit ist die Beherrschung der hohen Temperaturen, die im Verein mit den sehr hohen Geschwindigkeiten der Gase (bei adiabatischer Ausdehnung fast 1300 m/sec) zerstörend auf die Turbinenräder einwirken. Wohl kann die Temperatur durch Kühlung der Verbrennungskammer und des Turbinengehäuses herabgezogen werden. Hiermit sind aber im Verhältnis weit größere Wärmeverluste verbunden als bei den Kolbengasmaschinen, weil bei diesen die Höchsttemperatur nicht dauernd, sondern nur in gewissen Zeitabständen (bei Viertaktmaschinen während zweier Kurbelumdrehungen nur einmal) auf kurze Zeit und in kleinem Raume auftritt. Auch ein anderer Weg, die Verwendung eines großen Luftüberschusses oder das Anreichern der Luft mit zerstäubtem Wasser bzw. das Einspritzen von Wasser in die heißen Verbrennungsgase hat sich nicht als gangbar erwiesen, da er ein starkes Sinken des Wirkungsgrades zur Folge hat, derart, daß die Gasturbine nicht in erfolgreichen Wettbewerb mit der Kolbenmaschine treten kann. Nach Güldner ist der Kreisprozeß der Gasturbine nur dann mit Aussicht auf Erfolg durchführbar, wenn er nach dem Gleichdruckverfahren erfolgt. Abweichend hiervon vertritt Holzwarth die Ansicht, daß der Betrieb mit periodischer Verbrennung vorteilhaft sei. Unterstützt wird diese Ansicht durch die Ergebnisse jahrelanger Versuche an einer Gasturbine von 1000 PS. Diese ist als Turbine mit stehender Achse ausgeführt. Unterhalb der eigentlichen Turbine oder vielmehr unterhalb der zu dem Laufrade führenden Düsen sind in einem Kreise mehrere Verpuffungskammern angeordnet, die gegen die Turbine durch je ein Klappenventil abgeschlossen sind. Diese Verpuffungskammern werden der Reihe nach beschickt, und zwar erfolgt zuerst eine Auffüllung der Kammern mit Luft von geringer Spannung, in die dann Brennstoff eingeblasen wird. Wesentlich ist hierbei, daß die Temperatur vor der Zündung möglichst niedrig ist. Nachdem sich beide gut gemischt haben, erfolgt die Entzündung; das Klappenventil öffnet sich und entläßt die gespannten Gase zu den Düsen, in denen sich ihre Spannung in Geschwindigkeit umsetzt. Hierauf wird das Klappenventil durch eine Steuerung geschlossen, aber mit so geringer Geschwindigkeit, daß die der Kammer zugeführte Spülluft noch Zeit hat, die Kammer von den Verbrennungsrückständen zu reinigen. Die Wärmemenge, die in dem mit einer Temperatur von etwa 400° C austretenden Gemisch von Abgasen und Spülluft enthalten ist, wird in einem Regenerator nutzbar gemacht, der zur Erzeugung des Betriebsdampfes für die Antriebsturbinen der zur Verdichtung der Luft und des Betriebsstoffes vorgesehenen Gebläse dient. Hervorzuheben ist schließlich noch, daß nach jahrelangen Versuchen mechanische Beschädigungen nicht beobachtet worden sind, was darauf zurückgeführt wird, daß Wasser in keiner Weise zusätzlich zugeführt wird.