

Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen

Eine Einführung

von

Franz Seufert

 Springer



Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen

Eine Einführung

von

Franz Seufert

Ingenieur und Oberlehrer
an der Kgl. höheren Maschinenbauschule in Stettin

Mit 90 Abbildungen und 4 Tafeln



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1917

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1917 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer, Berlin 1917
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1917

ISBN 978-3-662-42082-9 ISBN 978-3-662-42349-3 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-42349-3

Vorwort.

Obwohl an guten und ausführlichen Lehr- und Handbüchern für den Konstrukteur von Verbrennungskraftmaschinen kein Mangel besteht, scheint es mir doch an einem Buch zu fehlen, das dem Lernenden in knapper Fassung die Verbrennungskraftmaschinen nicht nur, wie die meisten kleineren Werke, beschreibend bringt, sondern auch auf ihre Berechnung, Theorie und Wirtschaftlichkeit eingeht. Diese Lücke soll das vorliegende Werkchen ausfüllen; es enthält etwa den in den Kgl. preußischen höheren Maschinenbauschulen durchzuarbeitenden Lehrstoff. Auch dem in der Praxis stehenden Ingenieur oder Fabrikanten, der sich rasch einen Überblick über dieses Gebiet verschaffen will, wird, wie ich hoffe, das Büchlein gute Dienste tun. Eine Anzahl von Abbildungen sind den im Quellenverzeichnis genannten großen, in gleichem Verlag erschienenen Werken von G ü l d n e r, M a g g und D u b b e l entnommen, während die übrigen Bildstöcke nach besonderen Zeichnungen angefertigt oder von Firmen zur Verfügung gestellt sind.

Den Firmen, die mich durch Überlassung von Zeichnungen, Beschreibungen und Bildstöcken unterstützt haben, spreche ich auch an dieser Stelle meinen verbindlichsten Dank aus.

Im Felde 1917.

Seufert.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Teil.

Wirkungsweise der Verbrennungs-Kraftmaschinen.

	Seite
Einleitung	1
A. Verpuffungsmaschinen.	
1. Viertaktmaschine für gasförmige Brennstoffe	3
2. Viertaktmaschine für flüssige Brennstoffe	9
3. Mehrzylindermaschinen.	
Allgemeines	12
Die Automobilmaschine	16
Die Zwillingsgasmaschine	22
Die Hochofengasmaschine	22
Schiffsmaschinen	24
4. Zweitaktmaschinen	25
B. Gleichdruckmaschinen.	
1. Die Dieselsche Viertaktmaschine	27
2. Die Gleichdruck-Zweitaktmaschine	36
3. Die Glühkopfmachine	38
4. Der Bronsmotor	40

Zweiter Teil.

Berechnung der Hauptabmessungen.

A. Zylinder	40
B. Ventile	47
C. Triebwerk.	
1. Kolben	53
2. Rahmen	56
3. Stopfbüchse	57
D. Besondere Teile	57

Dritter Teil.

Steuerung und Regelung.

A. Antrieb der Steuerung.	
1. Steuerwelle	59
2. Nockenscheiben	61
3. Exzenter	66

B. Regelung.	Seite
1. Regelung durch Aussetzer	68
2. Gemischregelung	69
3. Füllungsregelung	71
C. Schwungrad.	
1. Das Massendruckdiagramm	73
2. Das Kolbendruckdiagramm	76
3. Das Drehkraftdiagramm	76
4. Berechnung des Kranzgewichtes	78
D. Umsteuerungen	81

Vierter Teil.

Zündungen.

A. Glührohrzündung	83
B. Abreibzündung	84
C. Kerzenzündung	87

Fünfter Teil.

Die Brennstoffe.

A. Allgemeines	89
B. Gasförmige Brennstoffe	
1. Leuchtgas	89
2. Kraftgas	90
3. Hochofen- und Koksofengas	95
C. Flüssige Brennstoffe	
1. Das Erdöl und seine Destillate	97
2. Destillate des Steinkohlenteers	98
3. Destillate des Braunkohlenteers	99
4. Spiritus	100

Sechster Teil.

Theorie der Verbrennungskraftmaschinen.

A. Theorie des Verpuffungsprozesses	101
B. Theorie des Gleichdruckprozesses	104
C. Konstruktion der theoretischen Expansions- und Verdichtungslinie	107

Siebenter Teil.

Wirtschaftlichkeit der Verbrennungskraftmaschinen.

A. Die Wirkungsgrade	109
B. Die Brennstoffkosten	112
C. Die Gesamtbetriebskosten	112

Anhang.

Geschichtliche Übersicht	114
Quellenverzeichnis	117

Erster Teil.

Wirkungsweise der Verbrennungs- Kraftmaschinen.

Einleitung.

Bei den Dampfmaschinen ist das Treibmittel gespannter Wasserdampf, der der Maschine in sofort arbeitsfähigem Zustande zugeführt wird. Die Verbrennungskraftmaschinen verwenden als Treibmittel Luft, die durch Wärmezufuhr innerhalb der Maschine erst arbeitsfähig gemacht werden muß. Während bei den älteren sog. Heißluftmaschinen die Luft durch äußere Feuerung auf höheren Druck und höhere Temperatur gebracht wurde, erfolgt bei den heutigen Verbrennungskraftmaschinen die Wärmezufuhr innerhalb des Arbeitszylinders durch Beimischung und Verbrennung eines gasförmigen oder eines flüssigen Brennstoffes. Je nachdem der Brennstoff mit Luft gemischt als unmittelbar zündfähiges Gemisch in den Zylinder gelangt oder in fein verteiltem Zustand während des Arbeitshubes eingespritzt wird, unterscheidet man:

A. **Verpuffungsmaschinen**, bei denen die Verbrennung durch eine besondere Zündvorrichtung eingeleitet wird und **plötzlich** erfolgt. Dadurch steigen Druck und Temperatur und der Kolben gibt die ihm mitgeteilte Arbeit unter Expansion der Verbrennungsgase durch ein Kurbelgetriebe an die Kurbelwelle ab.

B. **Gleichdruckmaschinen**, welche reine Luft einsaugen und auf einen so hohen Druck verdichten, daß die gleichzeitige Temperatursteigerung ausreicht, um den im Anfang des auf die Verdichtung folgenden Hubes einzuspritzenden flüssigen Brennstoff ohne besondere Zündvorrichtung selbsttätig zu entzünden. Die Einspritzung wird so geleitet, daß die Verbrennung **ohne Druck-erhöhung** erfolgt. Nach beendigter Einspritzung legt der Kolben den übrigen Teil seines Arbeitshubes unter Expansion der Verbrennungsgase zurück (Dieselmaschine).

Zu den Gleichdruckmaschinen zählen auch die Glühkopfmotoren, bei denen der Verdichtungsdruck nicht so hoch getrieben wird und der eingespritzte Brennstoff sich an einer Erhöhung des Zylinderdeckels entzündet, der durch die fortlaufenden Verbrennungen glühend erhalten wird.

Der Fortschritt der heutigen Verbrennungskraftmaschinen gegenüber den Heißluftmaschinen beruht darin, daß erstere mit weit höheren Anfangstemperaturen arbeiten als die Heißluftmaschinen. Dadurch wird, wie im sechsten Teil entwickelt ist, der thermische Wirkungsgrad erhöht und damit der Brennstoffverbrauch vermindert.

Die wichtigsten Brennstoffe sind:

I. Gasförmige:

- a) Leuchtgas,
- b) Kraft- oder Generatorgas, erzeugt aus:
 - 1. Koks,
 - 2. Anthrazit,
 - 3. Braunkohlenbrikett,
 - 4. Torf,
- c) Hochofengas } für Großbetrieb,
- d) Koksofengas }

II. Flüssige:

- a) Destillate des Erdöles: Benzin, Petroleum usw.,
- b) Destillate des Braunkohlenteeres: Solaröl, Paraffinöl,
- c) Destillate des Steinkohlenteeres, besonders Benzol,
- d) Spiritus.

Der Kolben nimmt entweder nur auf einer oder auf beiden Zylinderseiten Arbeit auf. Danach unterscheidet man:

A. Einfachwirkende Maschinen: Der Zylinder ist auf einer Seite offen und die entsprechende Kolbenseite steht dauernd mit der atmosphärischen Luft in Verbindung. Meistens dient er auch gleichzeitig als Kreuzkopf, wodurch eine besondere Kolbenstange und ein Kreuzkopf mit Führung entbehrlich wird. Der Kolben enthält einen Zapfen und wird unmittelbar an die Schubstange angeschlossen. Zur Aufnahme des Normaldruckes wird er entsprechend lang ausgeführt.

B. Doppeltwirkende Maschinen: Der Zylinder ist beiderseits geschlossen und der Kolben wird als Scheibenkolben ausgeführt und mit einer besonderen Kolbenstange verbunden, die den Zylinderdeckel der Kurbelseite mit einer Stopfbüchse durchdringt. Dadurch ist ein Kreuzkopf mit Führung notwendig.

Je nachdem zu einem Arbeitsspiel vier oder zwei Kolbenhübe gehören, unterscheidet man:

A. Viertaktmaschinen:

1. Hub: Ansaugen,
2. Hub: Kompression oder Verdichtung,
3. Hub: Arbeitshub; Verbrennung und Expansion,
4. Hub: Auspuff.

B. Zweitaktmaschinen: Der 1. Hub des Viertaktprozesses wird dadurch ersetzt, daß eine besondere Pumpe, die in Ausnahmefällen auch durch die nicht arbeitende Seite des einfachwirkenden Arbeitskolbens ersetzt werden kann, die Ladung in den Zylinder einschiebt. Der 4. Hub des Viertaktprozesses wird dadurch entbehrlich, daß der Auspuff durch vom Kolben gesteuerte Schlitze eingeleitet und durch Einschieben von Luft und neuer Ladung vollzogen wird.

Für die richtige Verteilung der Vorgänge sorgt die Steuerung, die in den meisten Fällen durch Ventile erfolgt. Zur Überwindung der Totlagen und zur Arbeitsabgabe während der Hübe außerhalb des Arbeitshubes ist ein Schwungrad erforderlich, während ebenso wie bei der Dampfmaschine der Regler die Aufgabe hat, die Ladungsmenge der veränderlichen Leistung anzupassen.

Damit die von den heißen Gasen berührten Teile der Maschine und das Schmieröl gegen Verbrennen geschützt werden, müssen Zylindermantel, Deckel und Auspuffgehäuse mit Wasser gekühlt werden. Bei doppeltwirkenden und Zweitaktmaschinen ist außerdem die Kühlung des Kolbens, der Kolbenstange und der Stopfbüchse erforderlich.

A. Verpuffungsmaschinen.

1. Viertaktmaschine für gasförmige Brennstoffe.

Der **allgemeine Aufbau** einer einfachwirkenden Maschine geht aus dem Längsschnitt, Abb. 1¹⁾, hervor. Der Kolben, der zugleich als Kreuzkopf dient, bewegt sich in einer vorne offenen Laufbüchse, die von einem Wassermantel umgeben ist. Der Zylinderkopf enthält das Einlaßventil und das Auslaßventil. Beide öffnen sich nach innen, damit sie in geschlossener Stellung durch den stets höheren inneren Druck auf ihre Sitze gepreßt werden. Die Umgebung des Auslaßventils ist gekühlt, während beim Einlaßventil diese Kühlung entbehrlich ist, da es beim Ansaugen der Gase sich durch diese kühlt. Die Ventile werden durch

¹⁾ Benz u. Cie., Mannheim.

die Steuerung nur aufgedrückt, den Ventilschluß besorgen Federn. Die Arbeit wird durch die Schubstange auf die ge-

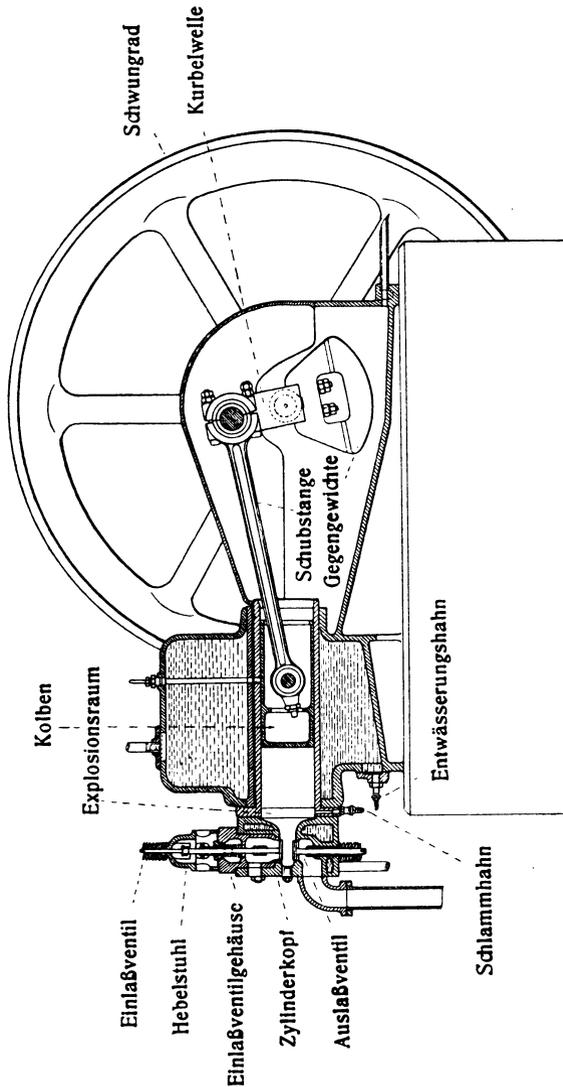


Abb. 1.

kröpfte Kurbelwelle übertragen, die entweder in 2 oder in 3 Lagern läuft. Im ersten Fall (bei kleineren Maschinen) ist

das Schwungrad fliegend angeordnet. Zum angenäherten Ausgleich der schwingenden Massen sind die Kurbelschenkel mit angeschraubten Gegengewichten versehen. Der Antrieb der Steuerung erfolgt durch eine seitlich parallel zur Hubrichtung angeordnete Steuerwelle, die mit der Kurbelwelle durch ein Schraubenräderpaar verbunden ist. Da für jedes Ventil derselbe Vorgang nach je 2 Umdrehungen der Kurbelwelle wiederkehrt, muß die Übersetzung so gewählt werden, daß die minutliche Drehzahl der Steuerwelle gleich der halben Drehzahl der Kurbelwelle ist.

Die **Wirkungsweise** der Maschine ist im Beharrungszustand theoretisch folgende:

Erster Hub: Der Kolben befindet sich in der hinteren Totlage und saugt während des durch die lebendige Energie des Schwungrades bewirkten Vorwärtsganges ein zündfähiges Gemisch aus Luft und Gas in den Zylinder. Das Einlaßventil ist während des ganzen Hubes offen, das Auslaßventil geschlossen. Der Druck im Innern des Zylinders ist wegen der Widerstände in der Rohrleitung und im Ventil etwas geringer als der atmosphärische Luftdruck.

Zweiter Hub: Beide Ventile sind geschlossen, der Kolben geht durch die Schwungradwirkung zurück und verdichtet das vorher angesaugte Gemisch auf einen Enddruck, der je nach der Entzündungstemperatur des Brennstoffes 4 bis 8 at beträgt. Diese Verdichtung oder Kompression bringt folgende Vorteile:

1. Infolge des höheren Druckes kommt bei jedem Arbeitsspiel ein größeres Gewicht des arbeitsfähigen Gemisches in den Zylinder als bei 1 at abs, wodurch die Leistung auf 1 qcm Kolbenfläche vergrößert wird.
2. Die Sicherheit der folgenden Zündung wird erfahrungsgemäß erhöht.
3. Der thermische Wirkungsgrad ¹⁾, der nur vom Verhältnis der Drücke am Anfang und Ende des Verdichtungshubes abhängt, wird vergrößert.

Dritter Hub: In der Totlage des Kolbens wird das verdichtete Gemisch durch einen im Verdichtungsraum überspringenden elektrischen Funken ²⁾ entzündet und plötzlich verbrannt. Dadurch steigen Druck und Temperatur. Der Druck bewirkt die Arbeitsübertragung auf den Kolben, der vorwärtsgehoben wird, wobei sich die Verbrennungsgase ausdehnen (expandieren). Dieser

¹⁾ S. Sechster Teil.

²⁾ Siehe Vierter Teil.

Hub heißt Arbeitshub, weil nur während seiner Dauer vom Kolben auf die Welle Arbeit übertragen wird, während bei allen anderen Hüben die von der Maschine abzugebende Arbeit vom Schwungrad geleistet wird. Letzteres nimmt also während des Arbeitshubes die Arbeit von drei Hüben eines Arbeitsspieles auf. Beide Ventile sind geschlossen; in der vorderen Totlage öffnet sich das Auslaßventil, worauf sich der Gasdruck mit der Atmosphäre ausgleicht.

Vierter Hub: Der Kolben geht zurück und schiebt bei geöffnetem Auslaßventil die Verbrennungsgase vor sich her ins Freie. Der Druck im Zylinder ist wegen der Widerstände in der Rohrleitung und im Ventil etwas höher als der atmosphärische Luftdruck. In der hinteren Totlage schließt sich das Auslaßventil und öffnet sich das Einlaßventil, worauf mit dem Vorwärtsgang des Kolbens ein neues Arbeitsspiel beginnt.

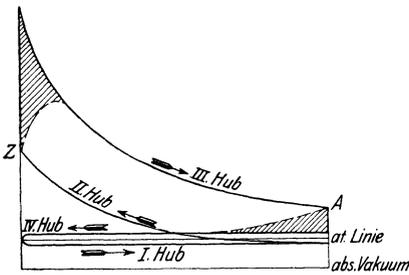


Abb. 2.

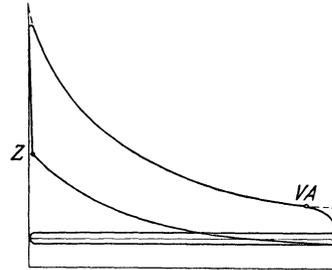


Abb. 3.

Trägt man nach Abb. 2 den zu jeder Kolbenstellung gehörigen Druck auf, so ergibt sich das ausgezogene theoretische Diagramm, in dem die Zündung bei Z und die Ausströmung bei A erfolgt. Die Kompressions- und die Expansionslinien sind Kurven, deren Charakter im 6. Teil erklärt wird. In Wirklichkeit erfolgt die Verbrennung nach der Zündung nicht plötzlich, sondern in einer endlichen, wenn auch sehr kleinen Zeit, während der der Kolben einen merklichen Weg zurücklegt. Dadurch steigt die Druckkurve nicht senkrecht, sondern, wie gestrichelt, schief an und der schraffierte Teil der Diagrammfläche und damit ein Teil der Arbeitsleistung gehen verloren. Öffnet sich das Auslaßventil bei A, dann sinkt der Druck ebenfalls nicht augenblicklich, sondern allmählich auf die Höhe des Gegendruckes und ein weiterer Teil des Diagrammes fällt weg. Um diese Verluste zu vermeiden, läßt man nach Abb. 3. die Zündung kurz vor der Totlage (etwa 1⁰/₀ des Kolbenhubes) eintreten und das Auslaßventil bei VA (Voraus-

tritt) unter einem Kurbelwinkel von etwa 40° vor der Totlage sich öffnen. Weitere Abweichungen der Ventilbewegungen folgen im dritten Teil.

Die Berechnung der indizierten Leistung aus dem Diagramm erfolgt ähnlich wie bei der Dampfmaschine; wegen der Schleife des Diagrammes ist jedoch folgende Erklärung zweckmäßig: Denkt man sich außerhalb der Maschine den absoluten Null-Druck, während die Drücke innerhalb der Maschine unverändert bleiben, so bleibt offenbar auch die Leistung unverändert und letztere ist positiv, wenn der Überdruck in der Richtung der Kolbenbewegung wirkt, dagegen negativ, wenn er dem Kolben entgegen wirkt. Dies ist in Abb. 4 dargestellt, in der die vier Hübe

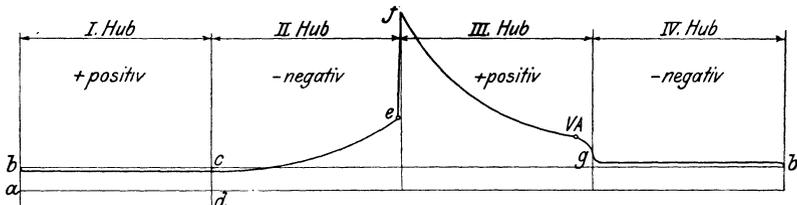


Abb. 4.

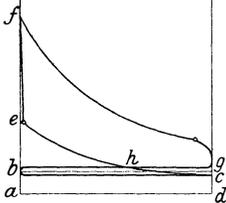


Abb. 5,

eines Arbeitsspieles nebeneinander gelegt sind. Legt man die vier Flächen nach Abb. 5 wieder aufeinander, dann ergibt sich folgendes:

- I. Hub: Arbeitsfläche abcd positiv,
- II. „ „ aecd negativ,
- III. „ „ afgd positiv,
- IV. „ „ abgd negativ.

Indizierte Arbeit:

$$\begin{aligned}
 & (abcd - aecd) + (afgd - abgd) \\
 &= -becb + bfgb \\
 &= -(behb + bhcb) + (behb + ehgf) \\
 &= ehgf - bhcb.
 \end{aligned}$$

Das Flächenstück des Diagrammes oberhalb des Schnittpunktes h ist demnach positiv, die Schleife unterhalb h ist negativ. Planimetriert¹⁾ man das Diagramm im Sinn der Pfeilrichtungen von Abb. 2, dann subtrahiert sich die Schleife von selbst. Bei abgenommenen Indikatordiagrammen ist die Schleife jedoch meistens so schmal, daß sie nicht berücksichtigt zu werden braucht;

¹⁾ Siehe des Verfassers Anleitung zur Durchführung von Versuchen, 4. Aufl. Julius Springer 1916.

es genügt also die Planimetrierung des Diagrammteiles e f g h in Abb. 5. Berechnet man aus letzterem den mittleren Druck p_m und bezeichnet man mit

F die Kolbenfläche in qcm, wobei bei doppeltwirkenden Maschinen die Kolbenstange zu berücksichtigen ist,

s den Kolbenhub in m,

$z = \frac{n}{2}$ die minutliche Zündungszahl,

dann ist für jede arbeitende Kolbenseite die

$$\text{indizierte Leistung } N_i = \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot z}{60 \cdot 75} \text{ PS}_i$$

$$\text{oder mit } z = \frac{n}{2}: \quad N_i = \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{120 \cdot 75} \text{ PS}_i$$

Bei doppeltwirkenden und Mehrzylindermaschinen sind die Leistungen jeder arbeitenden Seite zu addieren.

Beispiel: Die indizierte Leistung einer einfachwirkenden, einzylindrigen Kraftgasmaschine von

$D = 300$ mm Zylinderdurchmesser ($F = 706$ qcm) und

$s = 450$ mm Kolbenhub

ist zu berechnen, wenn die minutliche Drehzahl zu $n = 180$ und der mittlere Druck zu $p_m = 3,8$ at festgestellt wurde.

$$N_i = \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{120 \cdot 75} = \frac{706 \cdot 3,8 \cdot 0,45 \cdot 180}{120 \cdot 75} = 24,2 \text{ PS}$$

Das Mischungsverhältnis zwischen Gas und Luft hängt von der Art und dem Heizwert des Gases ab und ist im 2. und 5. Teil angegeben. In der Maschine wird es durch Bemessung der Eintrittsquerschnitte für Gas und Luft festgelegt. Zur genauen Einstellung sind, besonders bei größeren Maschinen, Klappen oder Hähne in den bis kurz vor das Einlaßventil getrennt zu haltenden Rohrleitungen vorhanden. Zur Erzielung einer besseren Mischung und Erhaltung eines stets gleichmäßigen Mischungsverhältnisses ist bei größeren Maschinen vor dem Einlaßventil ein besonderes Mischventil angeordnet, das sich gleichzeitig mit dem Einlaßventil öffnet und schließt. Die Öffnung des Mischventiles erfolgt entweder selbsttätig durch den Unterdruck des Saugehubes oder durch eine besondere Steuerung. Das Schließen geschieht im ersten Fall durch das eigene Gewicht, im zweiten Fall durch eine Feder. Das Einlaßventil spielt dann mehr die Rolle eines Schutzorganes des empfindlichen Mischventiles gegen die hohen Drücke und Temperaturen im Zylinder.

Ein selbsttätiges Mischventil¹⁾ ist in Abb. 6. dargestellt; die linke Hälfte des Längsschnittes zeigt die geschlossene, die rechte Hälfte die geöffnete Stellung; es ist ein glockenförmiges Doppelsitzventil, dessen oberer und unterer Teller durch Rippen *d* (s. Querschnitt) verbunden sind, zwischen denen die Schlitze *a* freibleiben. Das Gas tritt von unten durch einen von Hand einstellbaren Hahn, die Luft seitlich ein. Der Hub des Ventiles hängt von dem Unterdruck beim Saugehub ab, und das Verhältnis der bei *a* und *b* freigegebenen Querschnitte für Gas und Luft ist bei jeder Größe des Ventilhubes dasselbe. Bei *c* ist zwischen Misch- und Einlaßventil eine mit dem Regler verbundene Drosselklappe eingeschaltet.

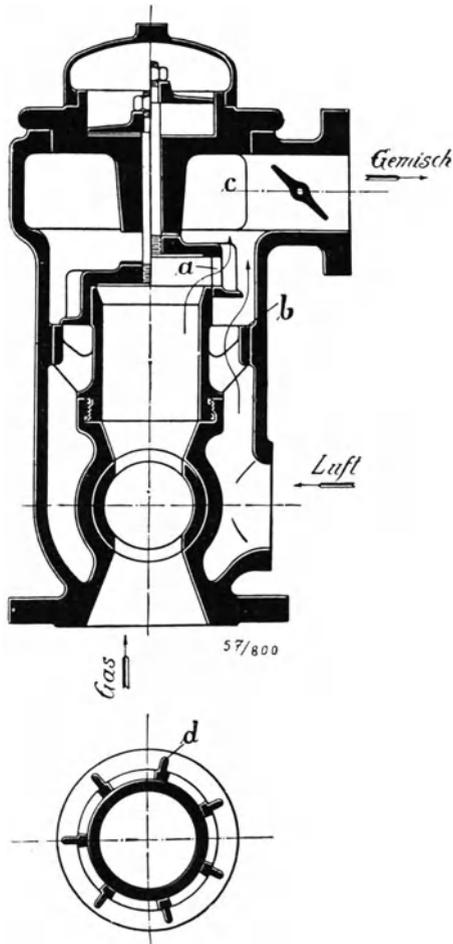


Abb. 6.

Abb. 7 zeigt den Querschnitt durch den Ventilkopf der Maschine mit Einlaß-, Auslaß- und Mischventil, sowie den Antrieb der beiden ersteren durch die Daumenscheiben der Steuerwelle, Hebel und Druckstangen, ferner die Verbindung des Reglers mit der Drosselklappe.

2. Viertaktmaschine für flüssige Brennstoffe.

Diese Maschinen werden hauptsächlich für Automobile, Wasser- und Luftfahrzeuge, dann aber auch als Kleinmotoren, besonders für die Landwirtschaft, gebaut; letztere scheinen in neuerer

¹⁾ Gebr. Körting, Hannover.

Zeit durch Elektromotoren allmählich verdrängt zu werden. Als Brennstoffe dienen nur leichtflüchtige Kohlenwasserstoffe, vorwiegend Benzin und Benzol, in Ausnahmefällen auch Spiritus. Kennzeichnend für die Betriebsweise ist der Umstand, daß der Brennstoff fein zerstäubt¹⁾ und mit Luft gemischt durch das Einlaßventil vom Kolben angesaugt wird. Im übrigen ist die Arbeitsweise genau wie bei den Maschinen für gasförmige

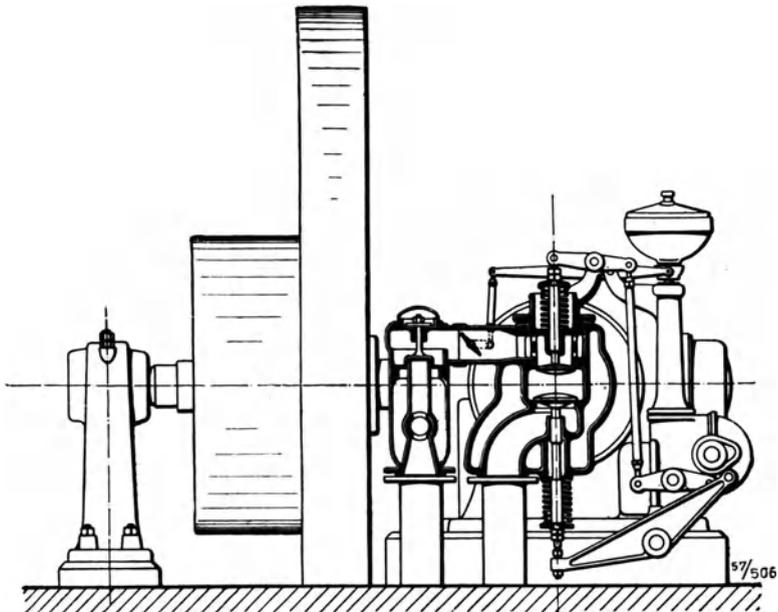


Abb. 7.

Brennstoffe. Die Zerstäubung geschieht im „Verdampfer“ oder „Vergaser“, der aus der Schwimmervorrichtung, der Zerstäubungsdüse und dem Mischraum besteht. Früher leitete man die Luft infolge des Unterdrucks beim Saughub durch einen mit dem abfließenden warmen Kühlwasser etwas geheizten Topf, der mit dem Brennstoff gefüllt war, wobei sich die Luft mit Brennstoffdämpfen sättigte. Diese Verdunstungskarburatoren werden nicht mehr ausgeführt, weil sie den Saugewiderstand vergrößern und bei undichtem Einlaßventil trotz Schutzsieben Veranlassung zu gefährlichen Explosionen geben können.

¹⁾ Fälschlich „vergast“.

Abb. 8 zeigt den Daimlerschen Vergaser für Fahrzeugmaschinen. Das Benzin tritt unten ein und gelangt gewöhnlich durch ein feines Sieb in den Schwimmerraum. Der Schwimmer ist ein geschlossener Hohlkörper, der von einem Stift durchdrungen wird, der unten als Nadelventil zum Abschluß der Benzinzufuhr und oben als Führung ausgebildet ist; hier greifen in den Stift zwei mit kleinen Gegengewichten versehene Hebelchen ein. Sinkt bei Vergrößerung der Maschinenleistung die Benzinoberfläche, dann sinkt auch der Schwimmer mit dem auf ihn drückenden Gegengewichtchen; die inneren Arme der Hebelchen gehen hoch und heben den Stift mit dem Nadelventil an, wodurch der Benzinzufuß verstärkt wird. Umgekehrt wird bei verminderter Benzinentnahme (durch Verkleinerung der Leistung) der Schwimmer

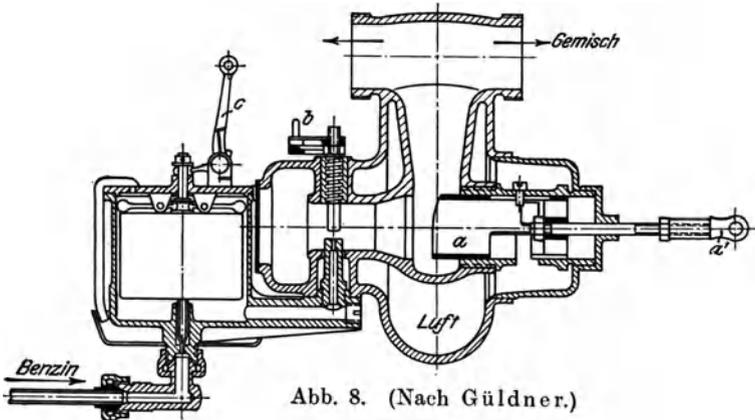


Abb. 8. (Nach Güldner.)

steigen und das Nadelventil sinken. Der Zweck der Schwimmer-einrichtung ist demnach, den Benzinspiegel auch bei schwankenden Maschinenleistungen gleichhoch zu halten. Vom Schwimmerraum aus spritzt das Benzin durch eine feine Düse in den Mischraum und verdampft dort in der angesaugten Luft. Zur Erhöhung der Aufnahmefähigkeit der Luft für Benzindampf ist der Vergaser unmittelbar am Zylinder angeschraubt, an dem er sich erwärmt; ferner wird meistens die Luft durch ein das Auspuffrohr umschließendes Rohrstück angesaugt und dabei vorgewärmt. Ist die Luft mit zu viel Benzindampf gemischt, dann führt man durch ein Zusatzventil zwischen Vergaser und Einlaßventil Frischluft zu. Außerdem kann bei dem dargestellten Vergaser die Luftmenge durch den Drosselschieber *a* geregelt werden. Durch den Hebel *b* läßt sich die aufspritzende Benzinmenge etwas regeln, während der Hebel *c* zum Anlüften des Schwimmers dient.

Abb. 9 zeigt den viel angewandten „Zenith“-Vergaser, der ganz ähnlich wirkt; nur ist hier um die Hauptdüse c noch eine

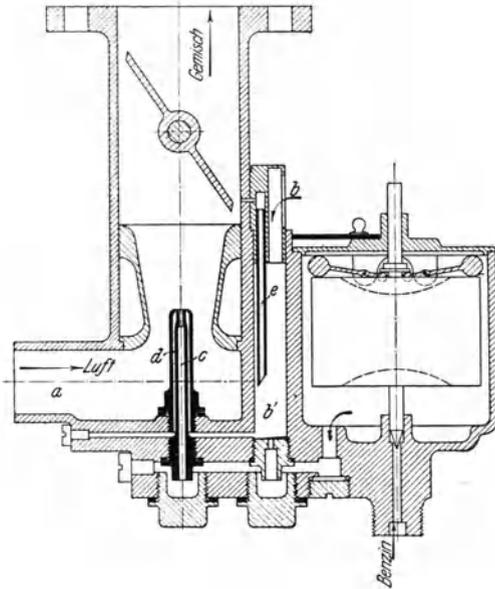


Abb. 9. (Nach Güldner.)

Hauptdüse c noch eine Hilfsdüse d angeordnet, die durch die Wirkung eines Druckausgleichers bb' die Unregelmäßigkeiten ausgleichen soll, die bei wechselnder Größe der Ansaugspannung vor den Düsenmündungen entstehen.

Der Verdichtungsdruck (4—5 at) muß bei diesen Maschinen niedriger gehalten werden als bei Gasmaschinen, wegen der Gefahr einer frühzeitigen Selbstzündung durch die Kompressionswärme. Der höhere Wert gilt für Benzol, der niedrigere für Benzin. Bei Betrieb mit weniger leichtflüchtigen Brennstoffen, z.

B. Spiritus, ist die Maschine erst mit Benzol anzulassen, bis der Vergaser sich genügend erwärmt hat, um den Spiritus zu verdampfen.

3. Mehrzylindermaschinen.

Allgemeines.

Ein Nachteil der einzylindrigen Viertaktmaschine besteht darin, daß sie wegen des ungleichförmigen Drehmomentes ein sehr schweres Schwungrad¹⁾ erfordert, um die Umlaufgeschwindigkeit einigermaßen gleichmäßig zu halten. Deshalb werden Maschinen, bei denen das Schwungradgewicht wegen Gewichts- und Raumersparnis, sowie wegen der Notwendigkeit des schnellen Anhaltens, klein gehalten werden muß (Automobil- und Schiffsmaschinen), mit 2, 4 oder 6 Zylindern gebaut. Dadurch wird gleichzeitig die Wirkung der schwingenden Massen fast oder auch ganz ausgeglichen.

¹⁾ Siehe Dritter Teil.

Maschinen, bei denen eine feste Unterstützung ganz fehlt (Flugzeug- und Luftschiffmaschinen) erhalten zum vollkommenen Ausgleich der schwingenden Massen mindestens 6 Zylinder. Ortsfeste Maschinen werden einfachwirkend liegend mit 2 Zylindern oder stehend mit 2 bis 8 Zylindern, besonders als Dieselmotoren ausgeführt, einmal um leichtere Schwungräder zu erhalten, dann aber auch um im Großgasmaschinenbau die großen Zylinder-Abmessungen zu vermeiden, die ein für die ganze Leistung bemessener Zylinder erhalten müßte und die infolge von Gußspannungen und ungleichmäßiger Erhitzung Risse verursachen würden.

Doppeltwirkende Maschinen baut man hauptsächlich nur für große Leistungen, und zwar mit 2 Zylindern nebeneinander und unter 180° oder 0° versetzten Kurbeln (Zwillingsmaschine), oder mit 2 Zylindern hintereinander und gemeinsamem Triebwerk (Tandemmaschine) oder mit 4 Zylindern (Doppel-Tandem). Bei Hochofengasmaschinen sitzen hinter den Kraftzylindern die Gebläsezylinder, deren Kolben von der Verlängerung der Kolbenstangen angetrieben werden.

In den folgenden Abbildungen sind die häufigsten Bauarten schematisch dargestellt und mit dem zugehörigen Arbeitsschema versehen. Die Zylinder sind mit römischen Ziffern bezeichnet, während bei den doppeltwirkenden Maschinen die Kolbenseiten die Bezeichnungen A (Außenseite) und K (Kurbelseite) tragen. Die Hübe sind durch arabische Ziffern unterschieden und zwar bedeutet

- 1 den Ansaughub,
- 2 „ Verdichtungshub,
- 3 „ Arbeitshub,
- 4 „ Auspuffhub.

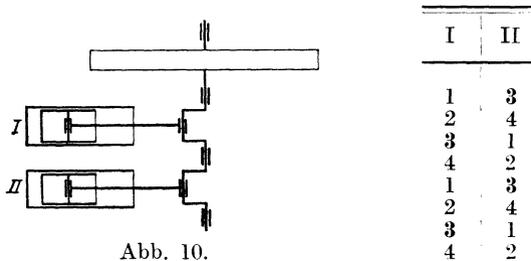


Abb. 10.

Abb. 10: Liegender, einfachwirkender Zwillings, Kurbeln gleichsinnig, jeder zweite Hub ein Arbeitshub, Arbeitshübe gleichmäßig aufeinanderfolgend, schwingende Massen durch Gegengewichte nur unvollkommen ausgeglichen.

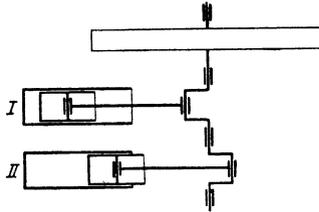


Abb. 11.

I	II
1	2
2	3
3	4
4	1
1	2
2	3
3	4
4	1

Abb. 11: Liegender, einfachwirkender Zwilling, Kurbeln unter 180° versetzt, auf 2 Umdrehungen kommen 2 Arbeitshübe, Arbeitshübe ungleichmäßig verteilt, schwingende Massen etwas besser ausgeglichen. In derselben Anordnung auch stehend ausgeführt.

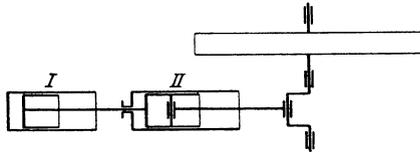


Abb. 12.

I	II
1	3
2	4
3	1
4	2
1	3
2	4
3	1
4	2

Abb. 12: Liegende, einfachwirkende Tandemaschine, jeder zweite Hub ist ein Arbeitshub, Massenausgleich unvollkommen.

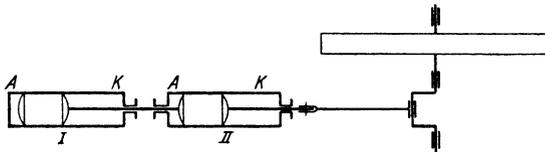


Abb. 13.

I		II	
A	K	A	K
1	2	3	4
2	3	4	1
3	4	1	2
4	1	2	3
1	2	3	4
2	3	4	1
3	4	1	2
4	1	2	3

Abb. 13: Liegende, doppeltwirkende Tandemaschine, jeder Hub ist ein Arbeitshub, Massenausgleich unvollkommen.

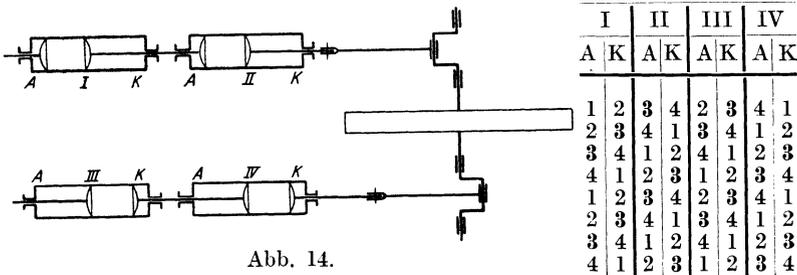


Abb. 14.

Abb. 14: Liegende, doppeltwirkende Doppeltandemaschine, Kurbeln unter 180° versetzt, jeder Hub enthält zwei Arbeitshübe, Massenausgleich wie bei Abb. 11.

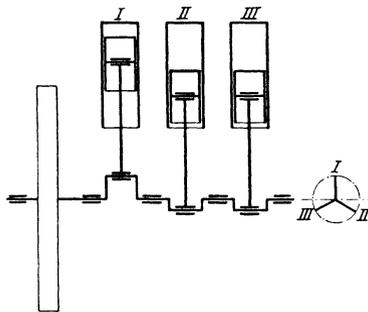


Abb. 15.

Abb. 15: Stehende, einfachwirkende Drillingsmaschine, Kurbeln unter 120° versetzt, Massenausgleich etwas besser als bisher.

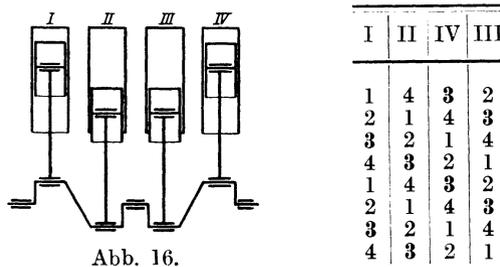


Abb. 16.

Abb. 16: Vierzylindrige, einfachwirkende Automobilmaschine, Kurbeln zu je zweien unter 180° versetzt, jeder Hub ist ein Arbeitshub, Massenausgleich fast vollkommen.

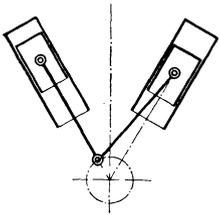


Abb. 17.

Abb. 17: Flugmotor mit V-förmig angeordneten Zylindern, von denen je 2 auf eine gemeinsame Kurbel wirken. Dadurch wird die Länge der Maschine in Achsenrichtung bei gleicher Zylinderzahl kürzer als nach Abb. 16.

Abb. 18: Sternförmiger Flugmotor mit 7 Zylindern, die alle auf eine gemeinsame Kurbel arbeiten. Vorteil: Kurze Baulänge. Ausführung in zwei verschiedene Bauarten:

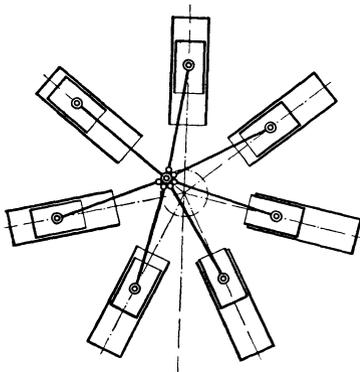


Abb. 18.

1. Die Zylinder stehen still und die Welle läuft um. Nachteil: Die unteren Zylinder können durch festgebranntes Öl verschmutzen.

2. Die Zylinder rotieren um eine feststehende Welle und drehen mittels einer hohlen Welle die Schraubenflügel (Gnome-Motor). Die Einlaßventile sind selbsttätig und sitzen in den Stirnwänden der Kolben. Die Auslaßventile hängen in den Zylinderstirnwänden und werden durch zweiarmige Hebel, Druckstangen mit Rollen und an der ruhenden Welle sitzende Daumenscheibe bewegt. Vorteil: Die Zylinderkühlung wird durch die Bewegung der Zylinder verbessert, besonders wenn letztere mit umlaufenden Rippen versehen sind. Nachteil: Der Luftwiderstand ist vergrößert.

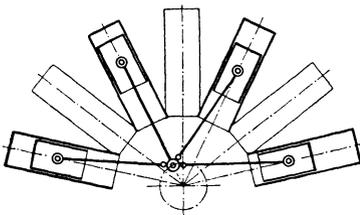


Abb. 19.

Abb. 19: Flugmotor mit fächerförmiger Zylinderanordnung und 2 Kurbeln. Der Nachteil der sternförmigen Bauart ist durch Heraufschlagen der unteren Zylinder vermieden. Dafür wird aber die Baulänge etwas größer.

Dafür wird aber die Baulänge etwas größer.

Die Automobilmaschine.

Im Automobilbau haben sich allmählich aus den anfangs sehr verschiedenartigen Konstruktionen gute Bauarten herausgebildet, die eine große Anzahl von gemeinsamen Zügen aufweisen.

Die folgenden Ausführungen beziehen sich im wesentlichen

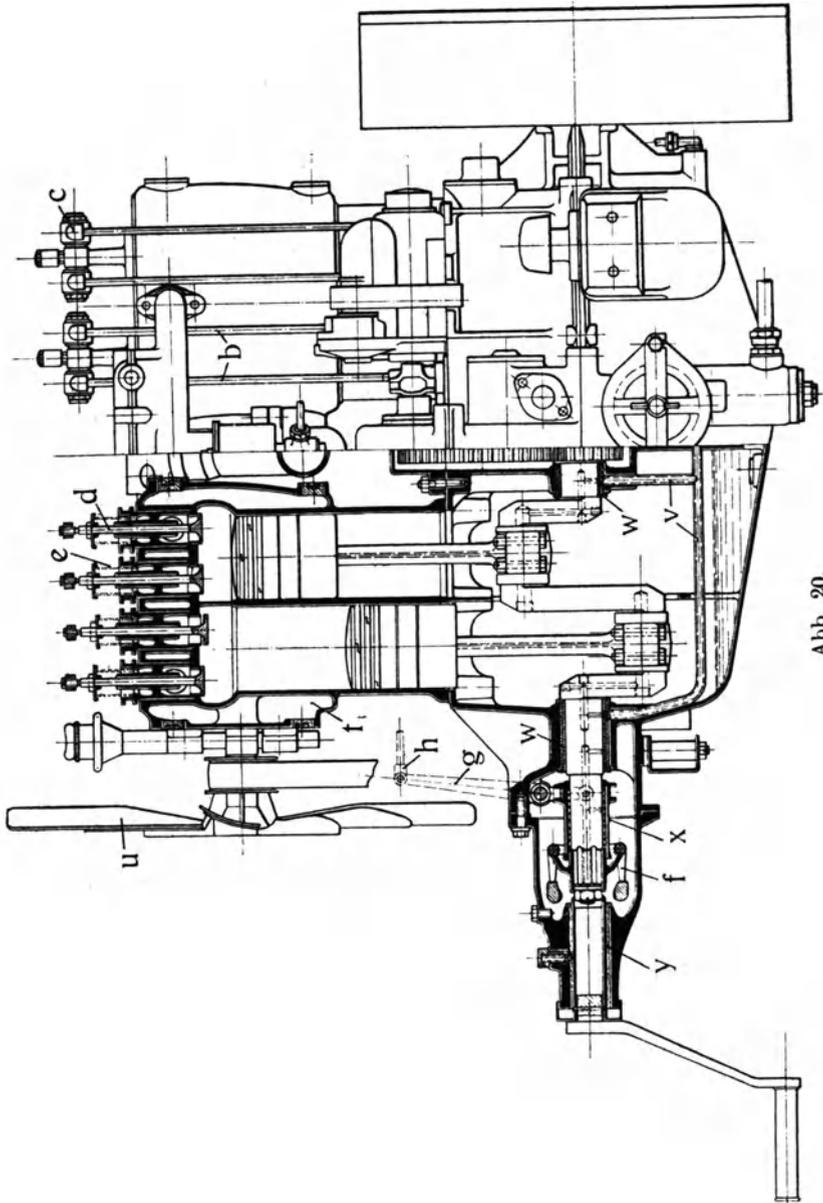


Abb. 20.

auf den Daimlermotor, der in Abb. 20 im Längsschnitt und in Abb. 21 im Querschnitt dargestellt ist. Der Motor hat 4 Zylinder, von denen je 2 in einem Block zusammengelassen und an das Kurbelgehäuse angeschraubt sind. Die Ventile sind in den Zylinderköpfen hängend¹⁾ untergebracht; ihre Öffnung folgt durch die Nocken der Steuerwelle a, die Druckstangen b, die Hebel c und die Spindeln d, der Schluß durch die Federn e. Die Steuerwelle wird von der Kurbelwelle durch ein Stirnräderpaar angetrieben. Damit der Motor vom Stillstand aus leicht anspringt und beim Leerlauf nicht durchgeht, sitzt auf der Kurbelwelle ein Regler f, der mittels des Gestänges g und h auf den in Abb. 22 dargestellten Vergaser einwirkt. Die Stange h greift am unteren Ende des Hebels i (Abb. 22) an und hebt oder senkt den Hebel k und damit den Vergaserkolben l. Dieser verändert sowohl die Gemischmenge durch Veränderung der Schlitze bei m als auch die Menge der zugeführten Haupt- und Nebenluft durch die steuernden Kanten n und p und schließt die Gemischzufuhr bei Überschreitung der höchsten Drehzahl ab. Die Wirkungsweise bei den gezeichneten (bzw. strichpunktierten) Stellungen des Hebels i ist folgende:

- a) Obere Stellung des Vergaserkolbens l bei Stillstand oder Überlastung (entspricht der tiefsten Stellung des Reglers f): Die Neben- oder Zusatzluft ist durch die Kante n und den Ansatz p abgeschlossen. Die unten eintretende Luft kann nur an der Düse q vorbeistreichen und sättigt sich vollkommen mit Brennstoff. Die Gemischöffnungen m sind ganz offen.
- b) Mittlere (normale) Stellung des Vergaserkolbens l: Der Hebel i befindet sich in der gezeichneten Lage und stellt das richtige Mischungsverhältnis zwischen Haupt- und Zusatzluft ein. Letztere strömt zwischen den Kanten o und p hindurch.
- c) Untere Stellung des Vergaserkolbens (Drosselstellung bei zu hoher Drehzahl): Schlitze für das Gemisch bei m gedrosselt oder ganz abgeschlossen, Nebenluft durch die Kanten p und o gedrosselt oder abgeschlossen.

Durch einen Hebel am Steuerrad oder durch eine Trittplatte kann der Vergaserkolben auch vom Führer verstellt werden.

Der Brennstoffbehälter r (Abb. 21) liegt meistens tiefer als der Vergaser s, deshalb ist der Brennstoff unter Druck zuzu-

¹⁾ Die Ventile können auch in seitlich an die Zylinder angegossenen Kästen sitzen und zwar Einlaß- und Auslaßventile, entweder auf verschiedenen Seiten oder alle Ventile auf einer Seite. Im ersteren Fall sind 2 Steuerwellen erforderlich. In beiden Fällen besitzt der Verbrennungsraum mehr verzweigte Ecken als bei hängenden Ventilen. Der Antrieb der letzteren erfordert allerdings mehr Gestänge.

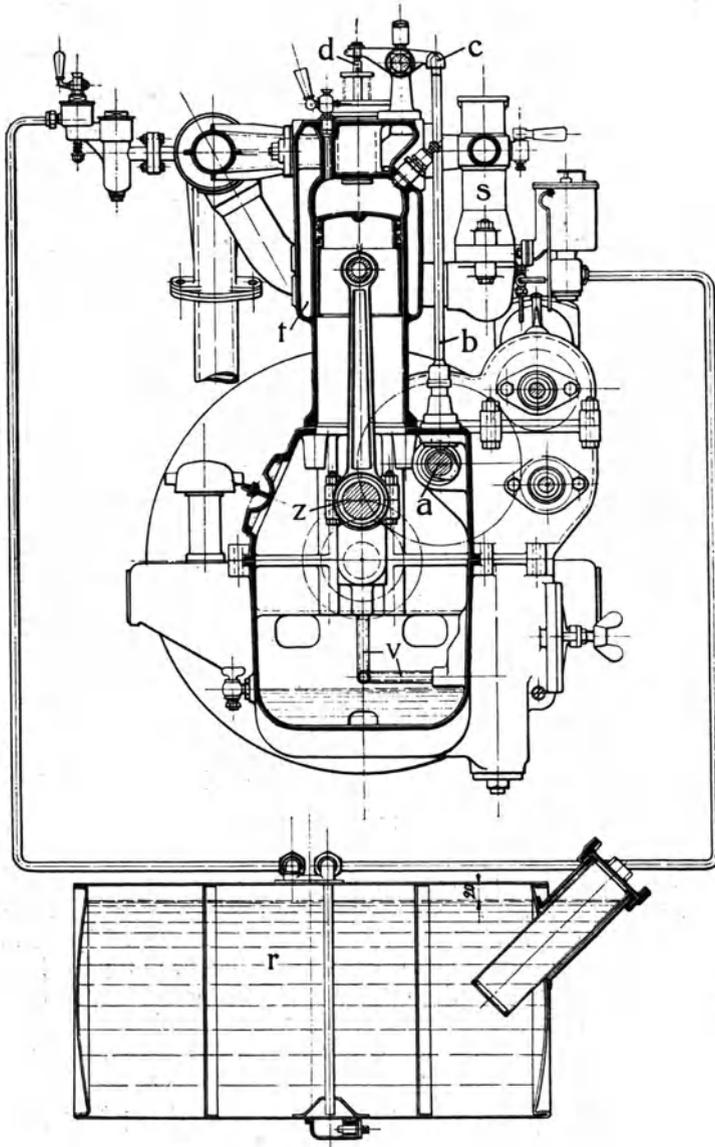


Abb. 21.

führen, der vor dem Anlassen durch eine beim Führersitz untergebrachte Luftpumpe zu erzeugen ist und während des Betriebes durch einen Teil der Auspuffgase selbsttätig auf etwa 0,2 at erhalten wird.

Die **Kühlung** erfolgt dadurch, daß eine von der Steuerwelle angetriebene Kreiselpumpe das Kühlwasser in die angegossenen Kühlmäntel *el* der Zylinder und von da in die untere Kammer eines Kühler drückt, in dem es aufsteigt, sich abkühlt und aus der oberen Kühlerkammer wieder angesaugt wird. Der Kühler ist ein senkrecht gestelltes, sehr flaches, allseitig geschlossenes Blech-

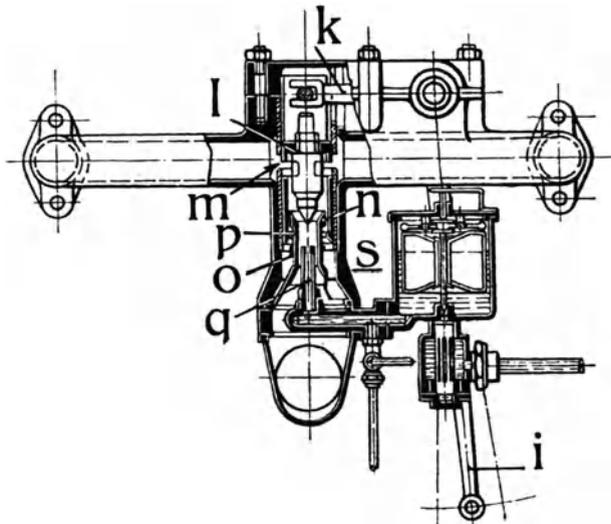


Abb. 22.

gefäß, das von einer großen Anzahl kurzer eingelöteter Röhren durchzogen ist. Das Wasser bespült die Röhren von außen, die Kühlluft von innen. Der Kühler sitzt vor dem Motor, die Röhren liegen in der Fahrriechung; zur Verstärkung des Luftzuges ist hinter dem Kühler ein Windrad *u* angeordnet, das von der Kurbelwelle mit einem Riemen angetrieben wird.

Zur **Schmierung** dient die von der Steuerwelle durch Schnecke und Schneckenrad angetriebene Ölpumpe, die das Öl von der tiefsten Stelle des Kurbelgehäuses (Kurbelwanne) ansaugt und durch die Rohre *v* den Hauptlagern *w* zuführt. Vom vorderen Lager gelangt es zur Reglerhülse *x* und zum Lager *y* der Andrehkurbel, während es durch Bohrungen in der Kurbelwelle zu

den Kurbelzapfen z geführt wird. Das aus den Lagern seitlich herausgepreßte Öl wird im Kurbelgehäuse umherschleudert,

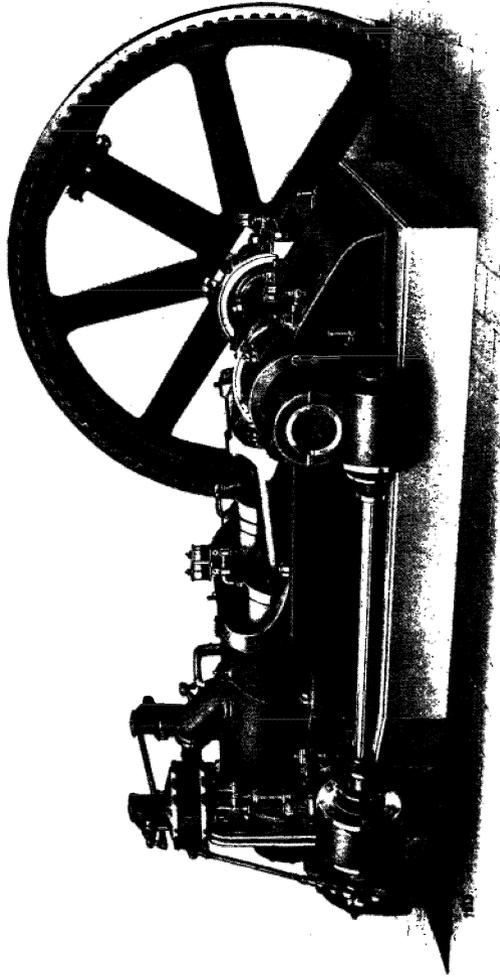


Abb. 23.

schmiert Zylinder, Kolben, Kolbenbolzen, Steuerräder und Nockenwelle. Das abtropfende Öl sammelt sich in der Wanne und fließt durch ein Filter zur Pumpe zurück. Damit man sich von der

Wirkung der Pumpe überzeugen kann, ist von der Ölleitung v ein Rohr nach einem Ölschauglas beim Führersitz abzweigend. Die **Zündung** wird im 4. Teil allgemein behandelt.

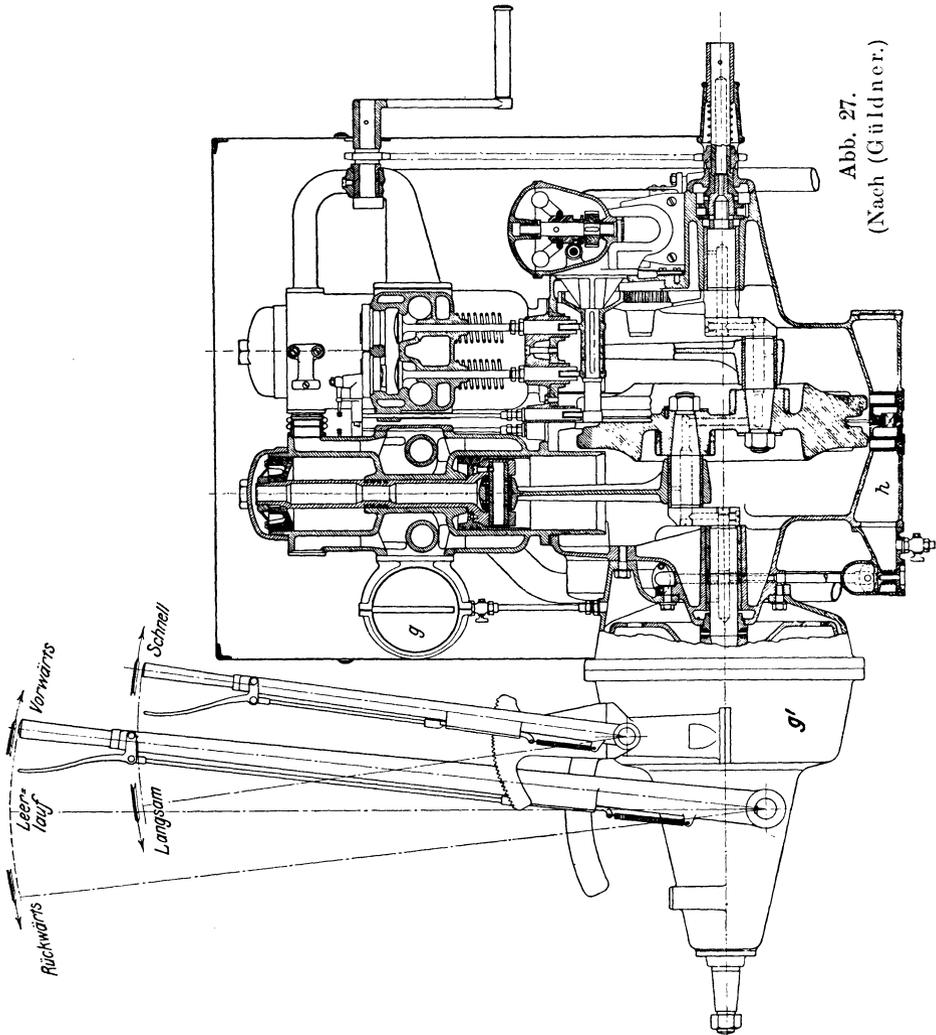
Die Zwilling-Gasmaschine.

Meistens werden diese Maschinen mit einem für beide Zylinder gemeinsamen Rahmen ausgeführt. Abb. 23 zeigt eine Anordnung der Gasmotorenfabrik Deutz. Die Kurbelwelle ruht in drei Hauptlagern, das Schwungrad liegt auf der Verlängerung der Welle, die außerhalb des Schwungrades noch durch ein Außenlager gestützt ist. Die Kurbeln sind unter 180° versetzt (gegenläufig) und meistens ohne Gegengewichte. Zwei solcher Doppelmaschinen können zu einem Doppelzwillings vereinigt werden, bei dem das Schwungrad zwischen den Doppelmotoren angeordnet ist. Auf der dem Schwungrad abgewandten Seite liegt die durch ein Schraubenräderpaar angetriebene Steuerwelle, von der sämtliche Ventile paarweise angetrieben werden.

Die Hochofengasmaschine.

Diese Maschinen werden doppelwirkend mit 2 oder 4 Zylindern ausgeführt. Tafel 1 gibt eine Seite einer Vierzylindermaschine der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg wieder. Die Kolbenstange besteht aus 2 Hälften, die in der Mitte innerhalb des Zwischenstückes (Laterne) gekuppelt sind. Die Kuppelung ist mit Gleitschuh unterstützt und nimmt durch ein Gelenkrohr das von einer Pumpe gelieferte Kühlwasser für die beiden Kolben auf, denen es durch ein Gasrohr innerhalb der Kolbenstangenbohrung zugeführt wird. Die Abführung geschieht durch den ringförmigen Zwischenraum zwischen Gasrohr und Bohrung nach der Kuppelung zurück. Die Kreuzkopfführung ist eben. Um das Widerstandsmoment des Gabelrahmens gegen Biegung durch die Schubstangenkraft möglichst groß zu halten, sind Hauptlager und Rahmenflansch durch 2 kräftige Streben verbunden. Den Stopfbüchsen, Zylindermänteln und Auspuffgehäusen wird das Kühlwasser unmittelbar, den Auslaßventilen selbst durch Schläuche oder Posaunenrohre zugeführt. In neuerer Zeit sollen sich auch Maschinen mit ungekühlten Auslaßventilen bewährt haben. Vor jedem Einlaßventil ist ein Mischventil angeordnet, dem Luft und Gas getrennt zugeführt und das vom Regler beeinflusst wird. Dieses Ventil ist ein Doppelsitzventil, so daß bei allen Stellungen desselben das Verhältnis: Gasquerschnitt zu Luftquerschnitt das gleiche bleibt. Der Querschnitt in Tafel 1 ist durch das Mischventil geführt. Die Steuerung erfolgt hier durch Exzenter (s. 3. Teil).

Laufzylinder und Wassermantel sind aus einem Stück gegossen, jedoch mit reichlicher Flanschenhöhe, damit die ungleiche



Ausdehnung vom Laufzylinder und Wassermantel an den Anschlußstellen keine zu großen Spannungen bewirkt.

Eine Bauart der Gas motorenfabrik Deutz zeigt auf Tafel 2 Abb. 24 im Längsschnitt, Abb. 25 auf Tafel 2 im Querschnitt

durch die Mittelebene von Ein- und Auslaßventil und Abb. 26 auf Tafel 2 im Querschnitt durch die Mittelebene des Mischventiles. Dieses besteht aus einem Gasventil und einem Luftschieber mit Schlitzfen; beide sitzen auf einer gemeinsamen Spindel und werden vom Regler beeinflußt. Die Kühlung erfolgt ähnlich wie in Tafel 1; der Gang des Kühlwassers ist durch Pfeile angedeutet. Die Steuerung wird hier durch unrunde Scheiben bewirkt.

Schiffsmaschinen.

Diese werden ausgeführt als

a) Verpuffungsmaschinen mit 4 bis 6 Zylindern nach Art der Automobilmaschinen zum Betrieb mit Benzin oder Benzol.

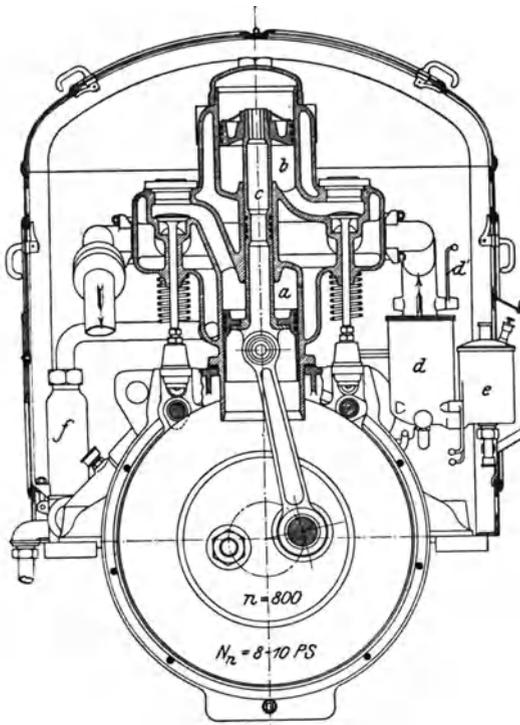


Abb. 28. (Nach Güldner.)

Zur besseren Ausnützung und Raumerparnis kann man durch Übereinandersetzen von je 2 Zylindern eine Doppelwirkung herstellen, wie Abb. 27 und 28 in der Bauart Wolf u. Struck, Aachen zeigt. Durch die hohle Kolbenstange *c* erfolgt der Druckausgleich zwischen der Unterseite des unteren Kolbens *a* und der Oberseite des oberen Kolbens *b*. Der Vergaser ist mit *d*, der Schwimmer mit *e* bezeichnet. Der Regler wirkt auf die Drosselklappe bei *d'* ein; *f* ist der Windkessel der Kühlwasserpumpe; das Wasser wird natürlich von außenbord angesaugt. Unterhalb

des Kurbelkastens ist die Ölkammer *h* für die Umlaufschmierung angeordnet. Die Umsteuerung erfolgt bei den Verpuffungs-Vier-

taktmaschinen durch Wendegetriebe (g' mit Ölbehälter g) oder durch drehbare Flügel der Wasserschraube.

b) Zweitakt-Glühkopfmaschinen (s. später).

c) Bronsmaschinen (s. später).

d) Dieselmotoren (s. später) mit unmittelbarer Umsteuerung an der Steuerwelle. Durch Anpassung der Dieselmotoren an die Anforderungen des Schiffsbetriebes ist die Einführung der Verbrennungskraftmaschine in den Groß-Schiffbau erst möglich geworden. Die größten Leistungen betragen etwa 1000 PS in 6 einfachwirkenden Viertaktzylindern und 1200 bis 1600 PS in 4 bis 6 Zweitaktzylindern.

4. Zweitaktmaschinen.

Der Saug- und der Ausströmhieb des Viertaktverfahrens werden durch die Arbeit zweier Pumpen ersetzt, von denen die eine Gas, die andere Luft fördert. In Tafel 3 (Ausführung von Körting, Hannover) sind der Arbeitszylinder b unten, die beiden Pumpenzylinder c und c_1 mit Kolbenschiebersteuerung oben dargestellt. Der Arbeitszylinder ist (ebenso wie die Pumpenzylinder) doppeltwirkend; der Einlaß wird durch federbelastete Einlaßventile¹⁾, der Auslaß durch Schlitze gesteuert, die in der Mitte des Zylinders ringsherum laufend angeordnet sind und vom Kolben abwechselnd verdeckt und freigegeben werden. In der gezeichneten Stellung sei der Verdichtungsraum rechts vom Kolben mit verdichtetem Gasluftgemisch gefüllt, das kurz vor der Totlage entzündet wurde. Der Kolben geht nach links, die Verbrennungsgase expandieren so lange, bis die rechte Kolbenkante die rechte Kante des Schlitzkranzes überschreitet. Dadurch wird der Zylinderinhalt mit der atmosphärischen Luft verbunden und der Druck gleicht sich aus. Einen Augenblick später öffnet sich das Einlaßventil und durch die Luftpumpe

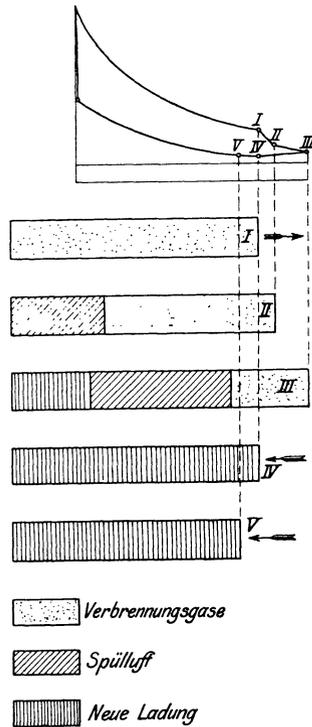


Abb. 29.

¹⁾ Die Federn sind in der Abbildung weggelassen.

wird die Spülluft in den Zylinder gefördert, die die Verbrennungsgase durch die Schlitze hinausdrückt. Der Kolben gelangt inzwischen in seine linke Totlage. Von jetzt ab fördern beide Pumpen zusammen und bringen die neue Ladung in den Zylinder, welche zugleich die Spülluft durch die Schlitze verdrängt. Die Ladung ist beendet, sobald der letzte Rest von Spülluft ausgetrieben ist. In demselben Augenblick soll der Kolben bei seinem Rückgang die Schlitze abgeschlossen haben, so daß weder Spülluft zurückbleibt, noch Teile der unverbrauchten Ladung entweichen. In Wirklichkeit läßt sich diese Forderung nie ganz erfüllen.

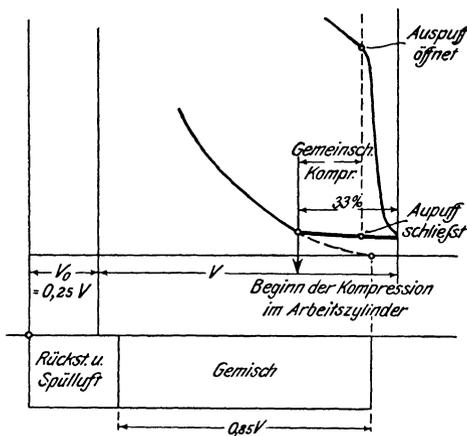


Abb. 30. (Nach Dubbel.)

Außerdem muß durch geringe Gasgeschwindigkeiten und besondere Form der Umgebung des Einlaßventiles dafür gesorgt werden, daß an den Grenzen zwischen Abgasen und Spülluft einerseits, sowie zwischen Spülluft und neuer Ladung keine Mischung (Zerflattern) eintritt. Sobald der Kolben die Schlitze verdeckt hat, schließt sich das Einlaßventil und beginnt die Kompression; kurz vor der Totlage erfolgt

die Zündung. Auf der anderen Kolbenseite spielen sich dieselben Vorgänge um einen Hub versetzt ab.

Abb. 29 zeigt das Diagramm für die linke Kolbenseite, in dem die Spül- und Ladevorgänge wegen der Deutlichkeit maßstäblich etwas auseinandergezogen sind und aus dem die schichtenweise Lagerung der Abgase, der Spülluft und der Ladung ersichtlich ist

- I: Der Kolben öffnet die Auspuffschlitze.
- I—II: Druckausgleich mit der Atmosphäre.
- II: Das Einlaßventil öffnet sich.
- II—III: Ausspülen der Verbrennungsgase
- III: Totlage des Kolbens.
- III—IV: Einschleiben der Ladung.
- IV: Der Kolben schließt die Auspuffschlitze.
- IV—V: Gemeinsame Kompression von Arbeitskolben und Ladepumpen.
- V: Das Einlaßventil schließt sich.

Die Vorgänge des Ausspülens und Ladens sind in Abb. 30 im Diagramm maßstäblich wiedergegeben, während Abb. 31 die zu denselben Vorgängen gehörigen Drehwinkel von Maschinen- und Pumpenkurbel zeigt.

Der Zusammenhang zwischen Arbeits- und Pumpenzylindern geht aus Tafel 3 wie folgt hervor: Der Arbeitskolben *a* befindet sich vor der rechten Totlage und die Maschinenkurbel bildet mit der Wagerechten den in Abb. 31 gezeichneten Winkel von 30° , das linke Einlaßventil öffnet sich, die Pumpenkurbel eilt der Maschinenkurbel um 90° vor, beide Pumpenkolben bewegen sich nach links. Die Schieber der Gaspumpe stehen so, daß nach der Pfeilrichtung das aus dem Saugraum *k* angesaugte Gas durch den geöffneten Schieber *l* wieder in den Saugraum zurücktritt, die Gaspumpe also nicht fördert. Dagegen hat der Schieber *l*₁ der Luftpumpe schon abgeschlossen und die Luft tritt in Pfeilrichtung aus dem Saugraum *k*₁ in den Druckraum *m*₁ und durch das Rohr *f* in den Arbeitszylinder (Spülung). Sobald in der Gaspumpe etwas später der Schieber *l* auch abgeschlossen hat, tritt durch das Rohr *d* auch Gas in den Arbeitszylinder (Ladung). Die Regelung erfolgt dadurch, daß der Regler die mit schrägen Schlitz versehenen Schieber *l* und *l*₁ verdreht. Dadurch verändert sich der Zeitpunkt, zu welchem Saug- und Druckraum jeder Pumpe verbunden werden, und damit die Menge der eingedrückten Ladung.

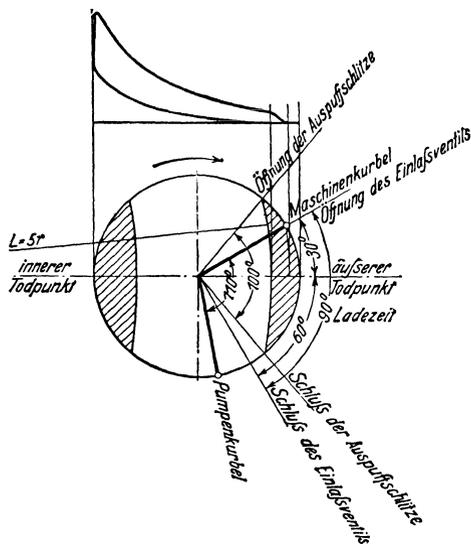


Abb. 31. (Nach Dubbel.)

B. Gleichdruckmaschinen.

1. Die Dieselsche Viertaktmaschine.

Die Maschine ist als stehende Zweizylindermaschine in Längs- und Querschnitt nach der Ausführung der Maschinenfabrik

Augsburg-Nürnberg in Abb. 32 und 33 dargestellt. Ihre Wirkungsweise ist mit Bezug auf das Diagramm Abb. 34 folgende:

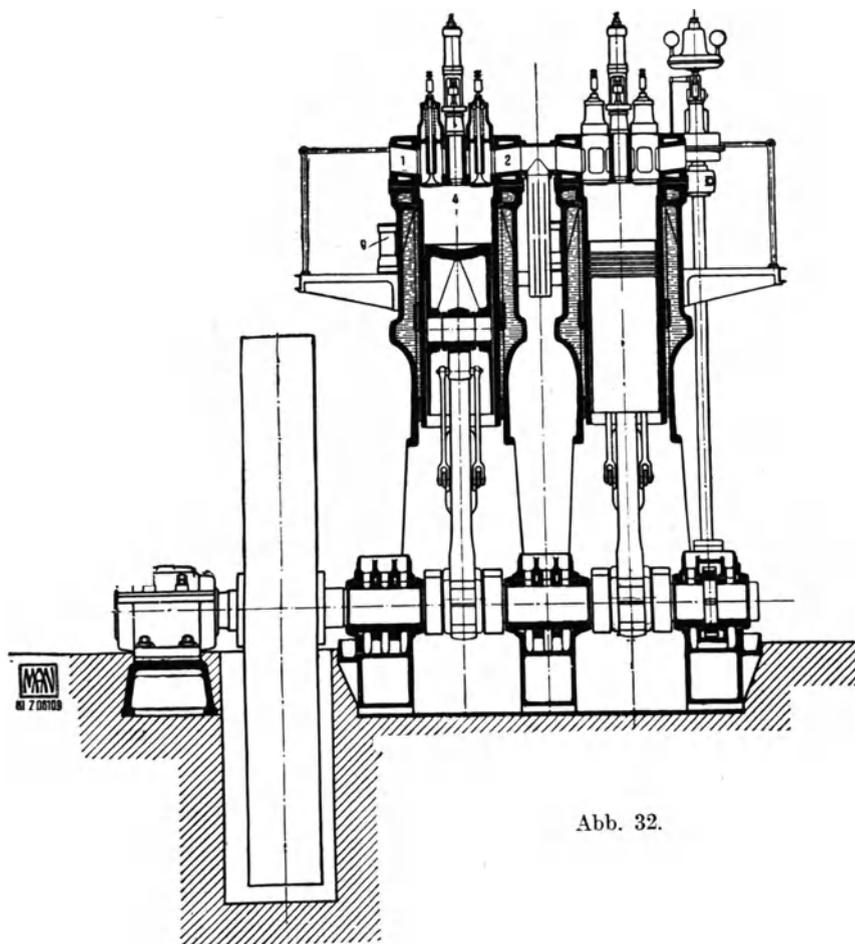


Abb. 32.

Erster Hub: Der Kolben befindet sich in der oberen Totlage und saugt durch das geöffnete Einlaßventil 2 aus einem geschlitzten Rohr **Luft** ein. Die übrigen Ventile sind geschlossen.

Zweiter Hub: Sämtliche Ventile sind geschlossen. Die eingesaugte Luft wird durch den hochgehenden Kolben auf 35 atm

verdichtet und erhitzt sich dabei auf eine so hohe Temperatur, daß der nachher einzuspritzende Brennstoff sich von selbst darin entzündet.

Dritter Hub: Ein und Auslaßventil sind geschlossen, das Brennstoffventil 4 öffnet sich; der Brennstoff, der durch eine besondere Brennstoffpumpe für jeden Arbeitshub oberhalb des

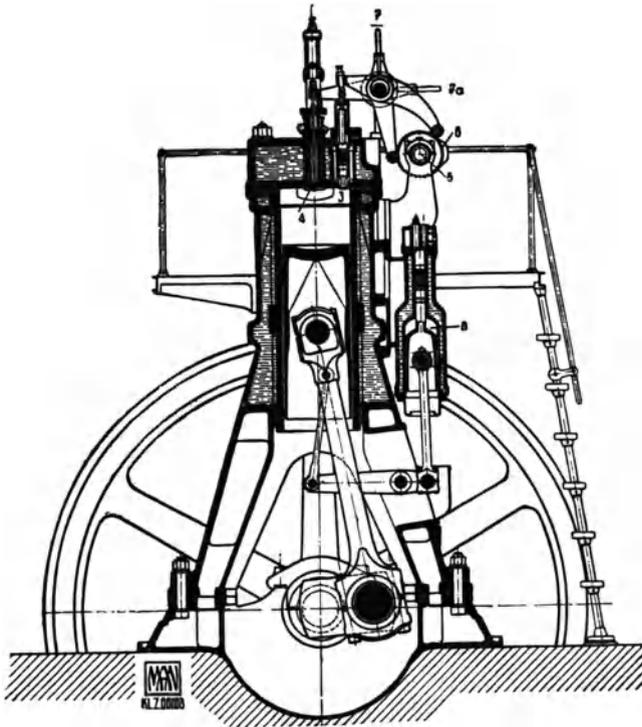


Abb. 33.

Brennstoffventiles auf dem Zerstäuber abgelagert ist, wird durch Luftdruck (50—70 atm) durch den Zerstäuber gedrückt und kommt während des Kolbenweges a b fein zerstäubt in den Zylinder, wo er sich entzündet. Die Einspritzung ist so geleitet, daß die Verbrennung ohne Drucksteigerung erfolgt. Der Kolben wird arbeitverrichtend nach unten gedrückt, und nach Beendigung der Verbrennung schließt sich bei b das Brennstoffventil, worauf die Expansion der Verbrennungsgase erfolgt. Bei c öffnet sich das

Auslaßventil 1, der Druck gleicht sich mit der Atmosphäre aus (Voraustritt).

Vierter Hub: Von der Totlage *d* bis *e* Ausströmen der Abgase.

Die zum Einblasen des Brennstoffes erforderliche Luft wird in einer von der Maschine angetriebenen zweistufigen Luftpumpe 8 verdichtet und in eine Stahlflasche (Einblasegefäß) gedrückt. Die Luftpumpe ist ebenso wie der Laufmantel und der Zylinderdeckel gekühlt. Außer dem Einlaß-, Auslaß- und Brennstoffventil sitzt im Deckel das Anlaßventil 3, das während des Anlassens der Maschine Druckluft in den Zylinder strömen läßt. Diese Druckluft wird ebenfalls der Luftpumpe entnommen und in zwei Anlaßgefäßen vorrätig gehalten.

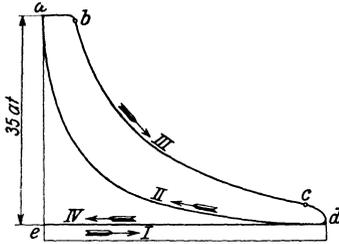


Abb. 34.

Sämtliche Ventile werden von der wagerechten Steuerwelle 5 durch unrunde Scheiben angetrieben. Diese erhält ihren Antrieb von der Kurbelwelle durch ein Schraubenräderpaar, eine senkrechte Zwischenwelle, an deren

oberem Ende der Regler sitzt, und ein zweites Schraubenräderpaar. Die Winkelhebel zum Aufdrücken der Ventile sind auf einer gemeinsamen Achse gelagert. Alle Ventile mit Ausnahme des Brennstoffventiles öffnen sich nach unten entsprechend der Regel, daß sich jedes Ventil gegen die Richtung des höheren Druckes öffnen soll. Die Hebel für das Brennstoff- und das Anlaßventil bewegen sich nicht unmittelbar auf der gemeinsamen Achse, sondern auf einer exzentrischen Büchse, die mittels des Handhebels 7 auf dieser Achse gedreht werden kann. Steht der Handhebel 7 nach oben, dann ist der Winkelhebel für das Brennstoffventil mit seinem Nocken in Eingriff, während der Hebel für das Anlaßventil ruht (Betriebsstellung). In der Stellung 7a des Handhebels ist der Anlaßventilhebel in Eingriff mit seinem Nocken, während das Brennstoffventil ruht (Anlaßstellung). In der Zwischenlage zwischen 7 und 7a sind beide Ventile in Ruhe. Beim Anlassen der Maschine kommt der Handhebel in die Stellung 7a, die Maschine läuft mit Druckluft an, während das Ein-saugen und die Kompression wie beim Beharrungszustand erfolgen. Nach einigen Umdrehungen genügt die Kompressionswärme zur Selbstzündung und der Handhebel 7 kommt in die Betriebsstellung.

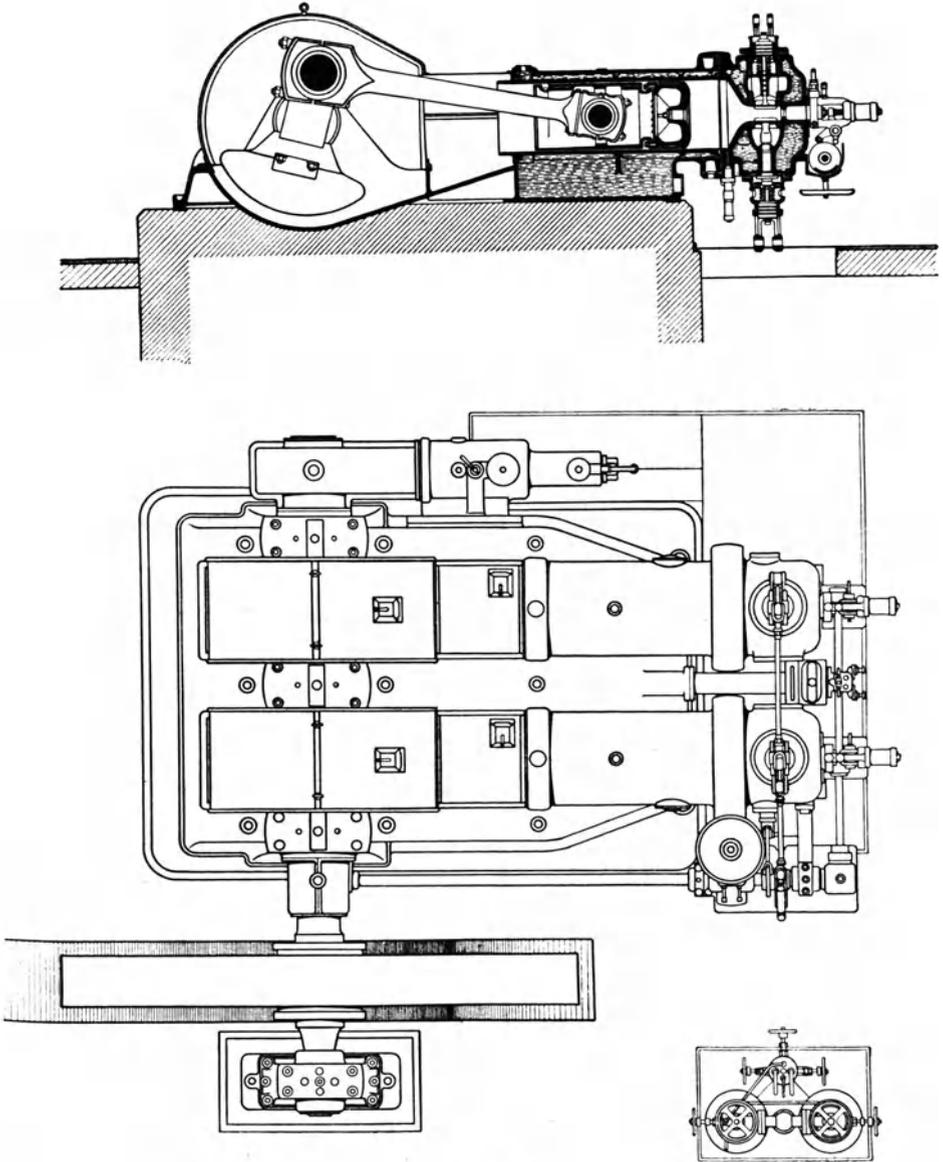
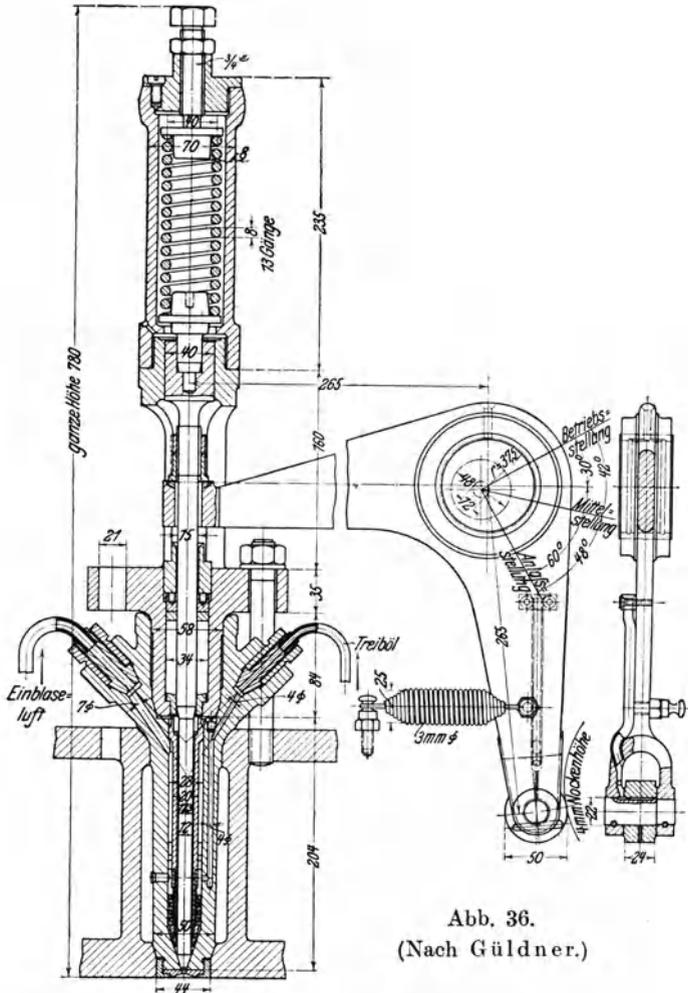


Abb. 35.

Abb. 35 zeigt eine liegende Zwillingsmaschine der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg; im Grundriß ist ferner die Lage des Einblase- und der Anlaßgefäße zur Maschine dar-



gestellt. Ein- und Auslaßventil haben senkrechte, das Brennstoffventil eine wagerechte Spindel. Die Steuerwelle sitzt an der Schwungradseite, die Luftpumpe an der gegenüberliegenden Seite.

Durch unrunde Scheiben und Quergestänge werden oben die beiden Einlaßventile, unten die beiden Auslaßventile aufgedrückt. Die Steuerwelle treibt bei einem Zylinder auch unmittelbar das Anlaßventil an, während die Brennstoffventile durch eine kurze Querwelle betätigt werden.

Tafel 4 gibt eine für große Maschinen übliche Ausführung derselben Firma wieder. Die Maschine ist doppelwirkend und demnach ähnlich wie die S. 22 behandelte Hochofengasmaschine gekühlt. Sämtliche Ventile werden von einer Steuerwelle angetrieben. Die Einlaßventile sitzen oben, die Auslaßventile unten, beide mit senkrechten Spindeln; Brennstoff- und Anlaßventile haben schrägliegende Spindeln. Jede Zylinderseite besitzt 2 Brennstoffventile.

Vonden besonderen Bauteilen der Dieselmachine gegenüber den Gasmaschinen sind hervorzuheben: Zerstäuber mit Brennstoffventil, Brennstoffpumpe mit Regelung, Luftpumpe.

a) **Zerstäuber.** Ihre Bauart richtet sich nach dem Brennstoff. Für Brennstoffe wie Paraffinöl, Rohöl usw., die sich

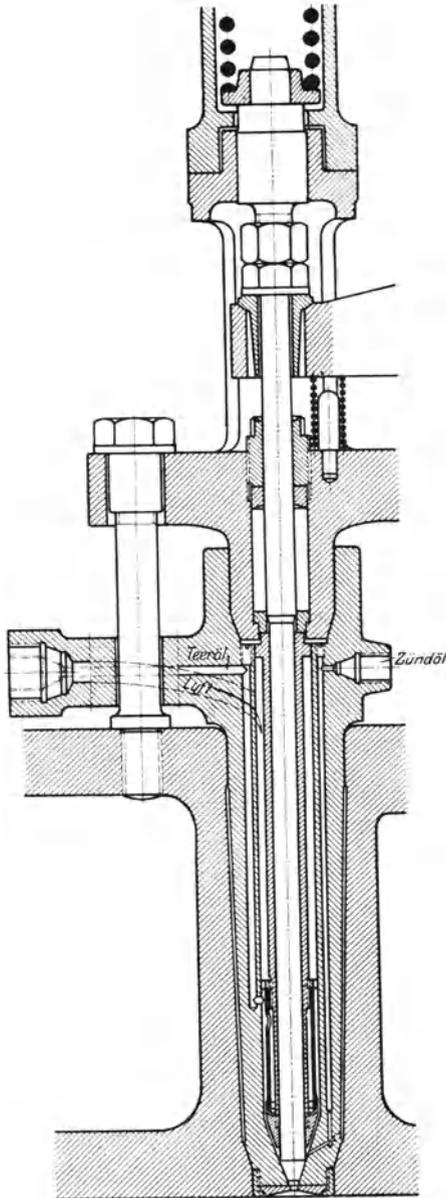


Abb. 37. (Nach Magg.)

in der erhitzten Luft leicht von selbst entzünden, gibt Abb. 36 die Ausführung der Gas motorenfabrik Deutz wieder. Sie besteht aus einem herausnehmbaren Einsatz, der durch einen Flansch gegen den Zylinderdeckel gepreßt wird und dessen unteres Ende das Düsenplättchen eingeschraubt ist, der Brennstoffnadel, deren unterer Konus die Öffnung oberhalb des Düsen-

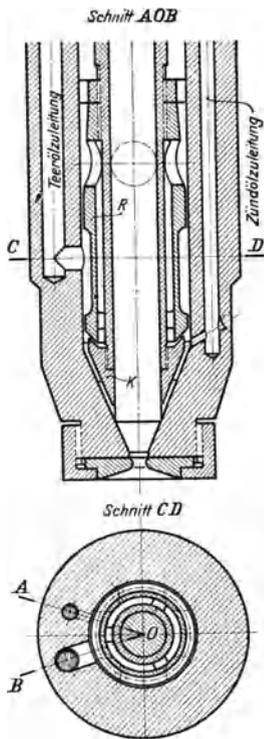


Abb. 38. (Nach Magg.)

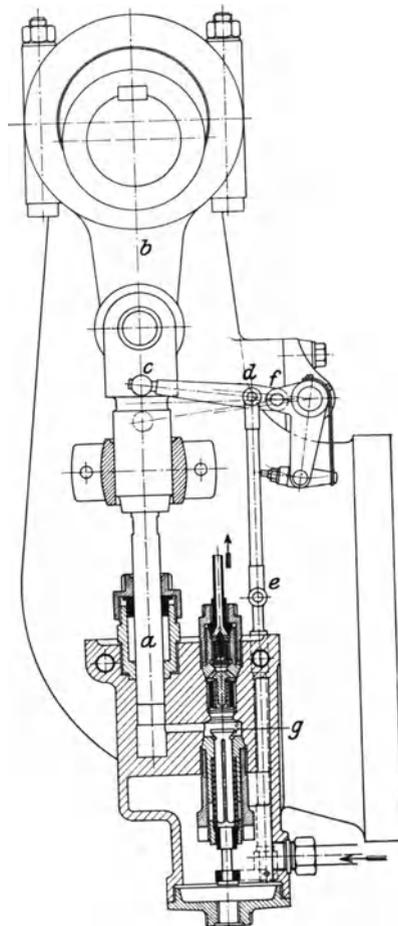


Abb. 39.

plättchens verschließt und die während der Einspritzdauer von einem Winkelhebel angehoben wird, und den Zerstäuberplättchen in dem ringförmigen Zwischenraum zwischen Einsatz und Nadel. Diese Plättchen, von denen in der Abbildung 4 übereinandergeschichtet

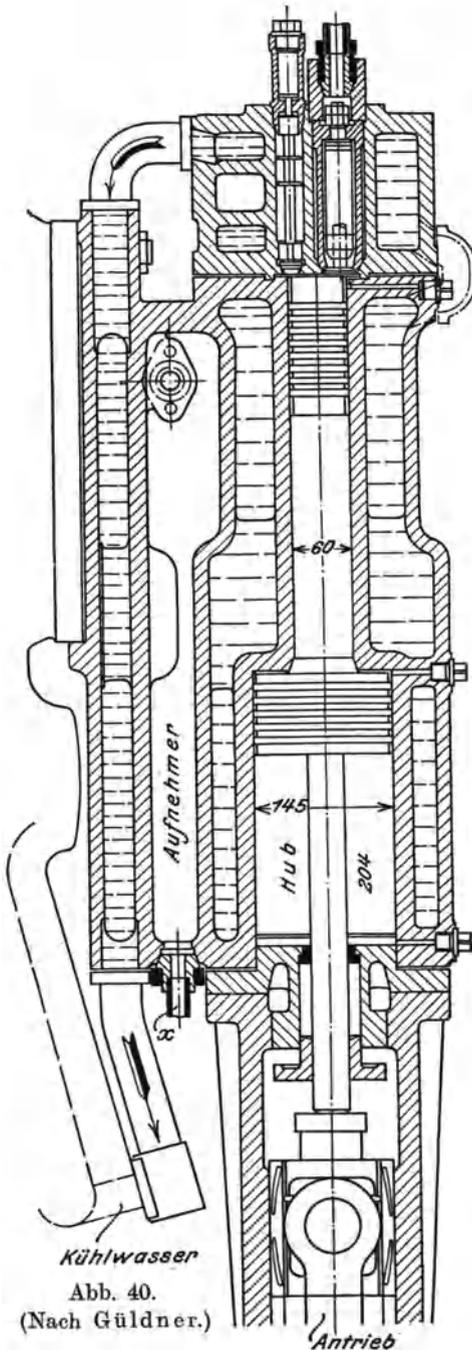


Abb. 40.
(Nach Güldner.)

sind, tragen abwechselnd versetzte feine Bohrungen; an das unterste Plättchen schließt sich ein Konus mit Längsnuten. Der Einsatz ist mit Bohrungen für Treiböl und Luft versehen, die so geführt sind, daß das für jeden Arbeitshub bestimmte Öl sich auf dem obersten Zerstäuberplättchen absetzt und dauernd unter dem Druck der Einblaseluft steht. Sobald sich die Brennstoffnadel hebt, spritzt das Öl fein verteilt in den Zylinder. Die für jeden Arbeitshub bestimmte Ölmenge wird

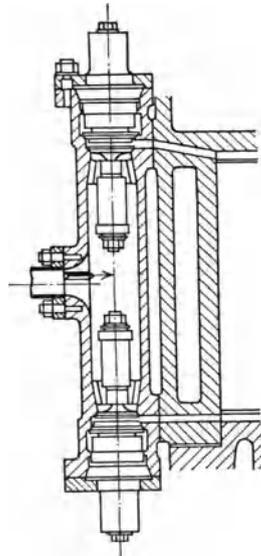


Abb. 40a. (Nach Güldner.)

durch die Brennstoffpumpe gefördert, die unter dem Einfluß des Reglers steht. Im übrigen ist die Konstruktion so durchgeführt, daß man nach Abschrauben der oberen Federhülse die Brennstoffnadel ganz herausziehen kann, was jeden Tag zur Reinigung des Konus geschehen muß.

Teeröl entzündet sich schwerer. Die Zerstäuber werden dann nach Abb. 37 und 38¹⁾ so eingerichtet, daß zuerst etwas fein zerstäubtes Paraffinöl als Zündöl eingespritzt wird, an dem sich das dann folgende Teeröl entzündet. Es ist für beide Öle je eine Brennstoffpumpe erforderlich. Die Zündölmenge beträgt etwa 5—10% des Gesamtbrennstoffes. Aus Abb. 37 ist die ganze Anordnung und die Brennstoff- und Luftzuführung ersichtlich, während Abb. 38 die Einzelheiten des Zerstäubers wiedergibt.

b) **Brennstoffpumpe.** In der Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (Abb. 39) wird der einfachwirkende Kolben a durch ein Exzenter b der Steuerwelle angetrieben. Gleichzeitig bewegt die Exzenterstange den Hebel c d f. Die Stange d e hat den Zweck, das Saugeventil von unten aufzustoßen, und es während des Druckhubes kürzere oder längere Zeit offen zu lassen, damit bei kleineren Maschinenleistungen ein Teil des vorher angesaugten Öles wieder zurückfließen kann. Zu diesem Zweck ist das Hebelende f beweglich mit einem Hebel der Reglerwelle verbunden. In der tiefsten Reglerstellung bleibt das Saugeventil während des Druckhubes ganz geschlossen, wirkt also rein selbsttätig, so daß die größte Ölmenge gefördert wird. Je höher die Reglerstellung, also je kleiner die Maschinenleistung ist, einen um so größeren Teil des Druckhubes bleibt das Saugeventil g geöffnet und um so kleiner ist die geförderte Ölmenge. Das Druckventil besteht aus zwei übereinander angeordneten selbsttätigen Kegeln.

c) **Luftpumpe.** Die in Abb. 40 dargestellte Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg ist zweistufig mit doppelwirkendem Niederdruckzylinder und gekühltem Aufnehmer zwischen Hoch- und Niederdruck. Im Niederdruckzylinder sitzen, wie aus Abb. 40a hervorgeht, je ein Sauge- und Druckventil unmittelbar übereinander, während die beiden Ventile des Hochdruckzylinders im Deckel nebeneinander angeordnet sind. Große Maschinen erhalten auch dreistufige Luftpumpen, mehrere Maschinen häufig gemeinsame Druckluftanlage.

2. Die Gleichdruck-Zweitaktmaschine.

Das Zweitaktverfahren ist hier leichter anwendbar, weil die Forderung einer scharfen Scheidung zwischen Spülluft und neuer

¹⁾ Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Ladung (wie bei den Gasmaschinen) wegfällt. Die Wirkungsweise ist folgende:

Erster Hub: In der in Abb. 41 gezeichneten Stellung sei die vorher eingebrachte Luft auf 35 atm verdichtet und dadurch stark erhitzt. Das Brennstoffventil öffnet sich: Verbrennung bei gleichbleibendem Druck, hierauf Expansion. Vor der unteren Totlage überschreitet der Kolben einen Schlitzkranz mit anschließendem Auspuffwulst und -rohr: Ausgleich mit der Atmosphäre. Hierauf

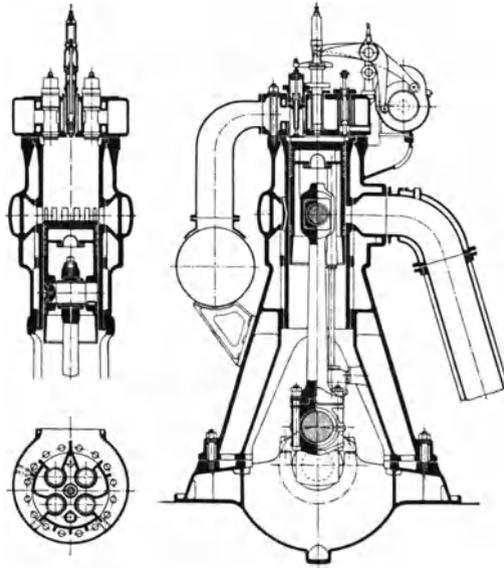


Abb. 41. (Nach Guldner.)

öffnen sich 4, im Deckel untergebrachte, gemeinsam gesteuerte Einlaßventile, durch die Spülluft durch eine besondere Pumpe oder Niederdruckstufe der Maschinenluftpumpe eingedrückt wird, die die Verbrennungsgase durch die Schlitze austreibt. Beim Hochgehen des Kolbens schließt dieser den Schlitzkranz wieder ab, die Einlaßventile schließen sich, worauf die Kompression beginnt. Der Deckel enthält also 6 Ventile, nämlich

- 4 Einlaßventile,
- 1 Brennstoffventil,
- 1 Anlaßventil.

Der Kolbenboden ist durch ein Posaunenrohr mit Wasser gekühlt.

3. Die Glühkopfmachine.

Bei der in Abb. 42 bis 44 schematisch dargestellten Wirkungsweise des Deutzer Zweitakt-Rohölmotors fällt die Luftpumpe zum Ausblasen der Verbrennungsgase weg und wird durch das luftdicht abgeschlossene Kurbelgehäuse und die nicht arbeitende Seite des einfachwirkenden Kolbens ersetzt; ferner wird nicht nur die Ausströmung, sondern auch die Einströmung mittels Kolben und Schlitzkranz gesteuert. Der Zylinderdeckel enthält einen nach außen hervortretenden Glühkopf, der vor der Inbetriebsetzung mit einer Lötlampe erhitzt wird, und während des Betriebes durch die

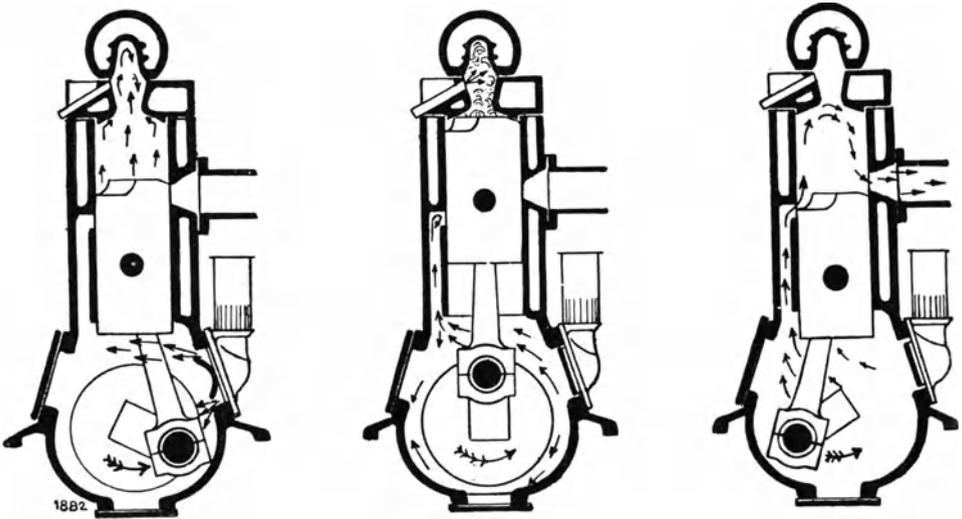


Abb. 42—44.

Verbrennungswärme dauernd heiß bleibt. Am Kurbelgehäuse sitzt eine sich nach innen öffnende Luftklappe, die beim Aufwärtsgang des Kolbens in das Gehäuse gesaugt wird (Abb. 42). Gleichzeitig wird die im Zylinder befindliche Luft verdichtet. Kurz vor der höchsten Kolbenstellung wird der Brennstoff durch eine Brennstoffpumpe in die verdichtete heiße Luft und gegen die heißen Wänden des Glühkopfes gespritzt (Abb. 43). Dadurch wird der Kolben bei annähernd gleichbleibendem Druck arbeitverrichtend nach abwärts gedrückt. Nach Schluß der Einspritzung erfolgt die Expansion. Beim Abwärtsgang des Kolbens wird zugleich die im Kurbelgehäuse befindliche Luft verdichtet. Vor der unteren Totlage öffnet der Kolben zuerst die Auspuffschlitze, worauf der

Ausgleich des Druckes mit der Atmosphäre erfolgt, dann öffnet der Kolben die Einlaßschlitze zum Eintritt der im Gehäuse verdichteten Luft in den Zylinder (Abb. 44). Der Kolben ist oben so

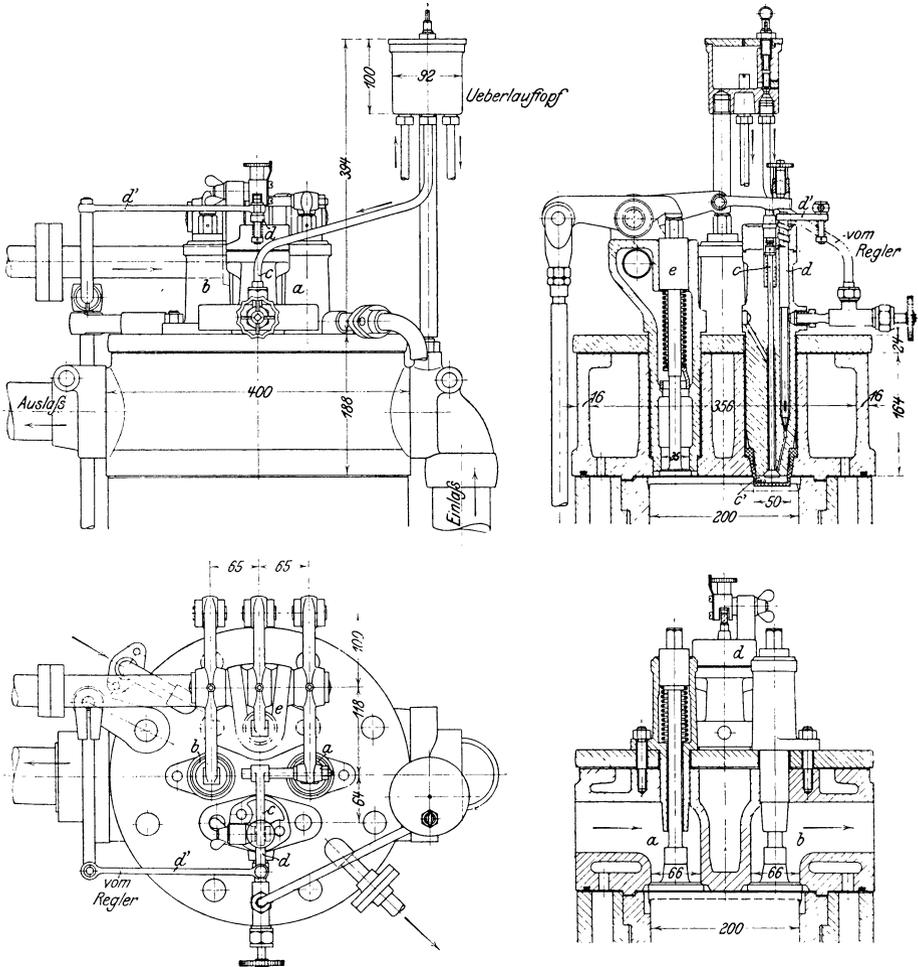


Abb. 45-48. (Nach Guldner.)

geformt, daß die Luft den Zylinder nach der Richtung der Pfeile ausfüllt. Beim Hochgehen des Kolbens werden Einlaß- und Auslaßschlitze wieder verschlossen, worauf die Kompression und ein neues Arbeitsspiel beginnt.

4. Der Bronsmotor.

Diese ebenfalls von der Gas motorenfabrik Deutz erzeugte und in den Abb. 45 bis 48 in ihren kennzeichnenden Teilen dargestellte Maschine arbeitet nach dem Grundsatz der Dieselschen Viertaktmaschine; jedoch ist hier der Brennstoff (Petroleum) nicht gegen hohen Druck einzuspritzen, so daß die Luftpumpe während des Betriebes leer mitläuft und nur zum Aufladen der Anlaßgefäße dient, also mit geringerem Druck (8 atm) arbeitet.

Erster Hub: Der Kolben saugt beim Niedergang durch das Einlaßventil a Luft und durch das Brennstoffventil c Petroleum ein, das der Maschine durch eine besondere Pumpe zugeführt wird oder von einem Überlaufgefäß zufließt. Das Petroleum setzt sich in der Kapsel c' ab, die mit dem Zylinderinnern durch seitliche Bohrungen in Verbindung steht.

Zweiter Hub: Sämtliche Ventile sind geschlossen. Durch das Hochgehen des Kolbens wird die Luft verdichtet, bis ihre Temperatur zur Selbstzündung des Petroleums genügt.

Dritter Hub: Die Verbrennung geht so vor sich, daß während des Kompressionshubes ein Teil des Petroleums infolge der Kompressionswärme verdampft und aus der Kapsel in den Zylinder tritt. Durch die Entzündung des Petroleums wird die Verbrennung eingeleitet, worauf während eines Teiles des Kolbenniederganges das Petroleum verbrennt und die Expansion sich anschließt. Vor der Totlage Voraustritt durch Ventil b.

Vierter Hub: Auspuff.

Außer den genannten Ventilen ist noch ein Druckluftanlaßventil e, sowie zur Anpassung der eingesaugten Brennstoffmenge die Regulirnadel d erforderlich. Die Bronsmaschine findet vielfach Verwendung auf Seefischerei- und Lastbooten.

Zweiter Teil.

Berechnung der Hauptabmessungen.

A. Zylinder.

Die für die Größe des Zylinders maßgebenden Abmessungen sind:

Zylinderdurchmesser	D	
Kolbenhub	s	
Minutliche Drehzahl	n	bzw
„ Zündzahl	$z = \frac{n}{2}$	

Gegeben ist gewöhnlich die
Nutzleistung N_e in PS und die
minutliche Drehzahl n .

Angenommen wird das

Hubverhältnis $\frac{s}{D}$, der

mechanische Wirkungsgrad η_m und der
mittlere Kolbendruck p_m in kg/qcm.

a) Vereinfachte Berechnung mit Hilfe des mittleren
Druckes p_m . Nach S. 8 ist für jede arbeitende Kolbenseite einer
Viertaktmaschine:

$$N_i = \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{120 \cdot 75}$$

Zunächst ist N_i aus dem gegebenen N_e mit angenommenem
 η_m zu berechnen; also

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_m kann bei Normalleistung
je nach Größe der Maschine und Güte der Ausführung zu $\eta_m = 0,75$
bis $0,9$ angenommen werden.

Setzt man $F = \frac{D^2 \pi}{4}$ und nach

$$\frac{s}{D} = k$$

$s = k \cdot D$, dann wird

$$N_i = \frac{\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_m \cdot k \cdot D \cdot n}{120 \cdot 75}; \text{ hieraus}$$

$$\text{Zylinderdurchmesser} \quad D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 120 \cdot 75 \cdot N_i}{\pi \cdot p_m \cdot k \cdot n}}$$

$$= 104,6 \sqrt[3]{\frac{N_i}{p_m \cdot k \cdot n}}$$

$$\text{Kolbenhub} \quad s = k \cdot D$$

$$\text{Kolbengeschwindigkeit} \quad v_k = \frac{s \cdot n}{30}$$

Bei doppeltwirkenden und mehrzylindrigen Maschinen ist für
 N_i der auf eine arbeitende Kolbenseite treffende Teil der indi-
zierten Gesamtleistung zu setzen.

Für p_m kann man annehmen:

Bei Leuchtgas	$p_m = 3,5—5,5$	atm
„ Kraftgas	$p_m = 3,0—5,0$	„
„ Benzin	$p_m = 4,0—5,5$	„

In der Wahl von p_m liegt eine große Unsicherheit dieser Rechnungsweise; deshalb ist sie nur für Überschlagsrechnungen brauchbar.

Beispiel: Die Hauptabmessungen einer zweizylindrigen, doppeltwirkenden Hochofengasmaschine sind für $N_e = 1000$ PS und $n = 120$ überschlägig zu berechnen.

Angenommen:

$$\eta_m = 0,8$$

$$k = 1,5$$

$$p_m = 4,0 \text{ atm}$$

Berechnet:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{1000}{0,8} = 1250 \text{ PS}$$

Auf jede arbeitende Kolbenseite treffen

$$N_i' = \frac{N_i}{4} = \frac{1250}{4} = 313 \text{ PS}$$

$$D = 104,6 \sqrt[3]{\frac{N_i'}{p_m \cdot k \cdot n}} = 104,6 \sqrt[3]{\frac{313}{4,0 \cdot 1,5 \cdot 120}}$$

$$= 0,74 \text{ m} \sim 740 \text{ mm}$$

$$s = k \cdot D = 1,5 \cdot 740 = 1100 \text{ mm}$$

$$v_k = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{1,1 \cdot 120}{30} = 4,4 \text{ m/sec}$$

Genauere Berechnung mit Hilfe des Luftbedarfes. Nach dem 2. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie kann Wärme niemals vollständig in mechanische Arbeit umgewandelt werden, sondern es muß stets ein Teil Q_2 der zugeführten Wärmemenge Q_1 als Wärme wieder abgeführt werden. Je größer der Bruch

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \text{ (thermischer Wirkungsgrad)}^1)$$

ist, desto besser ist die Wärmeausnützung. Ein Teil der als mechanische Arbeit an den Kolben mitgeteilten Energie wird innerhalb der Maschine durch Reibung wieder in Wärme zurückverwandelt. Bezeichnet man mit

B die Brennstoffmenge für 1 PS_e-Std
für Gase in cbm bei 0° und 760 mm
„ Flüssigkeiten in kg,

¹⁾ Siehe auch Sechster und Siebter Teil.

632 WE die theoretisch für 1 PS_e-Std
erforderliche Wärmemenge

H WE den Brennstoffheizwert
für 1 cbm Gas oder
„ 1 kg Flüssigkeit,

dann versteht man unter dem wirtschaftlichen Wirkungs-
grad das Verhältnis

$$\eta_w = \frac{\text{Theoretische Wärmemenge für 1 PS}_e\text{-Std}}{\text{Aufgewendete Wärmemenge für 1 PS}_e\text{-Std}} \quad \text{oder}$$

$$\eta_w = \frac{632}{B \cdot H}$$

Bezeichnet man den gesamten stündlichen Brennstoffverbrauch
für N_e PS mit C_s

in cbm für gasförmige Brennstoffe
„ kg „ flüssige „

dann ist $B = \frac{C_s}{N_e}$ und

$$\eta_w = \frac{632}{\frac{C_s}{N_e} \cdot H}; \text{ hieraus}$$

$$\text{Stündliche Brennstoffmenge } C_s = \frac{632 \cdot N_e}{\eta_w \cdot H}$$

Hieraus kann die durch einen Saughub anzusaugende Luft-
menge und damit der Kolbenwegraum berechnet werden, so-
bald die Luftmenge L für 1 cbm gasförmigen oder 1 kg flüssigen
Brennstoffs bekannt ist. Diese läßt sich theoretisch aus der
chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes berechnen. Aus
ähnlichen Gründen wie bei einer Dampfkesselfeuerung kommt
man jedoch mit der theoretischen Luftmenge nicht aus, sondern
muß Luft im Überschuß zuführen. Die Luftmengen für die wich-
tigsten Brennstoffe enthält die Zahlentafel S. 44.

Da die Maschine in der Stunde $\left(60 \cdot \frac{n}{2}\right)$ Saugehübe ausführt,
ist der Brennstoffbedarf für den Saughub

$$C_h = \frac{C_s}{60 \cdot \frac{n}{2}} = \frac{632 \cdot N_e}{\eta_w \cdot H \cdot 60 \cdot \frac{n}{2}}$$

Heizwert, Luftbedarf und wirtschaftlicher Wirkungsgrad gasförmiger und flüssiger Brennstoffe.

Spalte	Brennstoffverbrauch B für 1 PSe-Skd (bez. auf 1 at abs und 15° C), wenn die Nennleistung beträgt:									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	Unterer Heizwert für 1 cbm (1 kg) H WE	Luftbedarf theoret. für 1 cbm (1 kg) cbm	wirklich für 1 cbm (1 kg) cbm	5 PSe B cbm (kg) η _w	10 PSe B cbm (kg) η _w	25 PSe B cbm (kg) η _w	50 PSe B cbm (kg) η _w	100 PSe B cbm (kg) η _w	200 PSe B cbm (kg) η _w	
Die eingeklammerten Gewichtszahlen in den Spaltenköpfen 1—9 gelten für flüssige und feste Brennstoffe										
Leuchtgas	arm	5,0	7,5	0,63 (0,57 0,52 0,475)	0,58 (0,52 0,48 0,44)	0,54 (0,48 0,40)	0,525 (0,47 0,43 0,39)	0,5 (0,45 0,42 0,4)	0,485 (0,435 0,40 0,365)	
	gewöhnlich	5000 bis 5500	bis	—	—	—	—	—	—	
	reich	6000	9,0	—	—	—	—	—	—	
Kraftgas bezogen auf Anthrazit ¹⁾	7500	—	—	—	0,58 0,15 0,50 0,17	0,45 0,19 0,40 0,21	0,45 0,19 0,40 0,21	0,38 0,22	0,38 0,22	
	1250	{ 0,9 1,1	1,5	—	2,7 0,19 2,4 0,21 2,2 0,23 2,1 0,24	2,0 0,23 2,1 0,24	2,0 0,23 2,1 0,24	2,0 0,26	2,0 0,26	
	7000	—	—	—	0,65 0,14 0,56 0,16 0,50 0,18 0,45 0,20	0,41 0,22	0,41 0,22	0,41 0,22	0,41 0,22	
Braunkohlenbrikett ¹⁾	1150	{ 0,85 1,0	1,25	—	2,9 0,19 2,6 0,21 2,4 0,23 2,3 0,24	2,2 0,23 2,3 0,24	2,2 0,23 2,3 0,24	2,2 0,25	2,2 0,25	
	4800	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1150	{ 0,9 1,0	1,3	—	—	0,73 0,18 0,67 0,20 0,63 0,21	0,60 0,22	0,60 0,22	0,60 0,22	
Hochofengas (Gichtgas)	950	0,75	{ 0,9 1,0	—	—	—	—	—	—	
	4500	5,3	7,0	—	—	—	—	—	—	
	10500	11,5	{ 16 22	—	—	—	—	—	—	
Petroleum (Verpuffungsmaschine)	10000	11,0	{ 18 20	0,50 0,12 0,46 0,13 0,40 0,15	0,22 0,29 0,20 0,32 0,19 0,33 0,185 0,34	0,23 0,29 0,23 0,29 0,23 0,29 0,26 0,31	0,23 0,29 0,23 0,29 0,23 0,29 0,26 0,31	0,25 0,26 0,25 0,26 0,25 0,26 0,25 0,27	0,25 0,26 0,25 0,26 0,25 0,27 0,25 0,27	
	11000	11,5	{ 15 17	0,24 0,26 0,26 0,22 0,22 0,23 0,23 0,23	0,26 0,22 0,22 0,22 0,22 0,22 0,22 0,22	0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25	0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25	0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25 0,25		
	9500	9,5	{ 10 15	0,28 0,24 0,26 0,26 0,24 0,27 0,23 0,29	0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26	0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26	0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26	0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26	0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26 0,26	
Rohspiritus von 90° Vol. %	5700	6,0	{ 8 12	0,48 0,23 0,45 0,25 0,43 0,26	0,45 0,25 0,43 0,26	0,43 0,26	0,43 0,26	0,43 0,26	0,43 0,26	

¹⁾ Bei Sauggasanlagen einschl. 8—12% eines vollen Tagesverbrauches für Anheizen und Durchbrand.

und der Luftbedarf für den Saugehub in cbm

$$L_h = C_h \cdot L = \frac{632 \cdot N_e \cdot L}{\eta_w \cdot H \cdot 60 \cdot \frac{n}{2}} = \frac{21,07 \cdot N_e \cdot L}{\eta_w \cdot H \cdot n}$$

Die zu entwickelnde Formel für den Zylinderdurchmesser wird für gasförmige und flüssige Brennstoffe verschieden.

a) **Gasförmige Brennstoffe.** Während eines Saugehubes kommt eine Gemischmenge

$$v'_0 = (C_h + L_h) \text{ cbm}$$

in den Zylinder, welche theoretisch gleich dem Kolbenwegraum

$$v_0 = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot s$$

sein müßte, wobei D und s in m gemessen gedacht sind. Weil sich aber die Ladung beim Einsaugen erwärmt und durch Reibung eine Druckverminderung erfährt, vergrößert sich ihr Volumen und der Kolbenwegraum in v_0 muß größer sein als das bei 0° und 760 mm gemessen gedachte Volumen v'_0 ; das Verhältnis

$$\frac{v'_0}{v_0} = \eta_v; \text{ hieraus}$$

$$v_0 = \frac{v'_0}{\eta_v} = \frac{C_h + L_h}{\eta_v} = \frac{C_h + C_h \cdot L}{\eta_v} = \frac{C_h (1 + L)}{\eta_v} = \frac{21,07 \cdot N_e (1 + L)}{\eta_v \cdot \eta_w \cdot H \cdot n}$$

Setzt man $s = k \cdot D$, dann wird auch

$$v_0 = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot k \cdot D; \text{ also}$$

$$\frac{D^3 \pi \cdot k}{4} = \frac{21,07 N_e (1 + L)}{\eta_v \cdot \eta_w \cdot H \cdot n};$$

hieraus Zylinderdurchmesser (in m)

$$D = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot N_e \cdot (1 + L)}{\eta_v \cdot \eta_w \cdot H \cdot n \cdot k}}$$

b) **Flüssige Brennstoffe.** Hier kann das Brennstoffvolumen gegenüber dem Luftvolumen vernachlässigt werden, also

$$D = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot N_e \cdot L}{\eta_v \cdot \eta_w \cdot H \cdot n \cdot k}}$$

Bei doppeltwirkenden und mehrzylindrigen Maschinen bedeutet N_e wieder die Leistung je einer arbeitenden Zylinderseite.

Zahlentafel für η_v .

Langsam laufende	}	Einlaßventil	gesteuert	$\eta_v = 0,87—0,90$
Maschinen		„	selbsttätig	
Schnellaufende	}	„	gesteuert	0,78—0,83
Maschinen		„	selbsttätig	0,65—0,75
Sehr schnell laufende	}	„	„	0,50—0,65
Wagenmaschinen		„	„	

Beispiele: 1. Einfachwirkende, einzylindrige **Kraftgasmaschine** mit Koksgenerator.

Gegeben: $N_e = 25$ PS
 $n = 200$
 $H = 1150$ WE/cbm

Angenommen: $k = 1,5$
 $L = 1,25$
 $\eta_v = 0,8$
 $\eta_w = 0,2$

Berechnet:

$$\text{Zylinderdurchmesser } D = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot N_e (1 + L)}{\eta_v \cdot \eta_w \cdot H \cdot n \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot 25 \cdot 2,25}{0,8 \cdot 0,2 \cdot 1150 \cdot 200 \cdot 1,5}} = 0,302 \text{ m} \sim 300 \text{ mm}$$

$$\text{Hub } s = 1,5D = 1,5 \cdot 0,30 \cong 0,45 \text{ m}$$

$$\text{Kolbengeschwindigkeit } v_k = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{0,45 \cdot 200}{30} \cong 3,0 \text{ m/sec}$$

2. Zweizylindrige doppeltwirkende **Hochfengasmaschine** (wie Beispiel S. 42).

Gegeben: $N_e = 1000$ PS
 $n = 120$
 $H = 950$ WE/cbm

Angenommen: $k = 1,5$
 $L = 0,95$
 $\eta_v = 0,88$
 $\eta_w = 0,26$

Berechnet: $N'_e = \frac{1000}{4} = 250$ PS

$$\text{Zylinderdurchmesser } D = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot 250 \cdot 1,95}{0,88 \cdot 0,26 \cdot 950 \cdot 120 \cdot 1,5}} = 0,695 \text{ m} \cong 700 \text{ mm}$$

$$\text{Hub } s = 1,5 \cdot 0,7 = 1,05 \text{ m}$$

$$\text{Kolbengeschwindigkeit } v_k = \frac{1,05 \cdot 120}{30} = 4,2 \text{ m/sec}$$

3. Zweizylindrige, stehende, einfachwirkende **Dieselmachine**.

Gegeben: $N_e = 200$ PS
 $n = 180$
 $H = 10000$ WE/kg

Angenommen: $k = 1,5$
 $L = 19$
 $\eta_v = 0,8$
 $\eta_w = 0,34$

Berechnet: $N'_e = \frac{200}{2} = 100 \text{ PS}$

Zylinderdurchmesser $D = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot 100 \cdot 20}{0,8 \cdot 0,34 \cdot 10000 \cdot 180 \cdot 1,5}} = 0,418 \text{ m} \sim 420 \text{ mm}$

Hub $s = 1,5 \cdot 0,42 \cong 0,65 \text{ m}$

Kolbengeschwindigkeit $v_k = \frac{0,65 \cdot 180}{30} = 3,9 \text{ m/sec}$

4. Vierzylindrige, einfachwirkende Automobilmaschine.

Gegeben: $N_e = 40 \text{ PS}$
 $n = 1200$
 $H = 9500 \text{ WE/kg}$

Angenommen: $k = 1,2$
 $L = 15$
 $\eta_v = 0,6$
 $\eta_w = 0,24$

Berechnet: $N'_e = \frac{40}{4} = 10 \text{ PS}$

Zylinderdurchmesser $D = \sqrt[3]{\frac{26,84 \cdot 10 \cdot 16}{0,6 \cdot 0,24 \cdot 9500 \cdot 1200 \cdot 1,2}} = 0,13 \text{ m} \sim 130 \text{ mm}$

Hub $s = 1,2 \cdot 0,13 \cong 0,16 \text{ m}$

Kolbengeschwindigkeit $v_k = \frac{0,16 \cdot 1200}{30} = 6,4 \text{ m/sec}$

Die Wandstärke s des Zylinders kann nach folgenden empirischen Formeln berechnet werden:

Verpuffungsmaschinen: $s = 0,05 D + 0,5$ bis $1,0 \text{ cm}$

Gleichdruckmaschinen: $s = 9085 D + 0,5$ bis $1,0 \text{ cm}$.

B. Ventile.

Der Baustoff für die Ventilgehäuse ist Gußeisen, für die Ventile selbst härteres Gußeisen, Flußstahl oder Nickelstahl. Die Ventile werden als Tellerventile mit kegelförmiger Dichtungsfläche (Neigungswinkel $\sim 45^\circ$) ausgeführt; eine Ausnahme bilden die Mischventile, die gewöhnlich zweiseitig ausgebildet werden (auch mit Überdeckung oder auch als Rohrschieber), ferner die Brennstoffventile (-nadeln) der Dieselmachine. Die Einlaßventile werden entweder mit der Spindel aus einem Stück hergestellt (Flußstahl) oder verschraubt und durch einen vernieteten Stift

gesichert. Die Auslaßventile werden häufig hohl ausgeführt, und es werden nicht nur die Ventilgehäuse, sondern auch die Ventile selbst mit Wasser gekühlt.

Ein Mischventil der Gutehoffnungshütte ist in Abb. 49 dargestellt. Das Gas wird durch ein zweiseitiges Ventil, die Luft

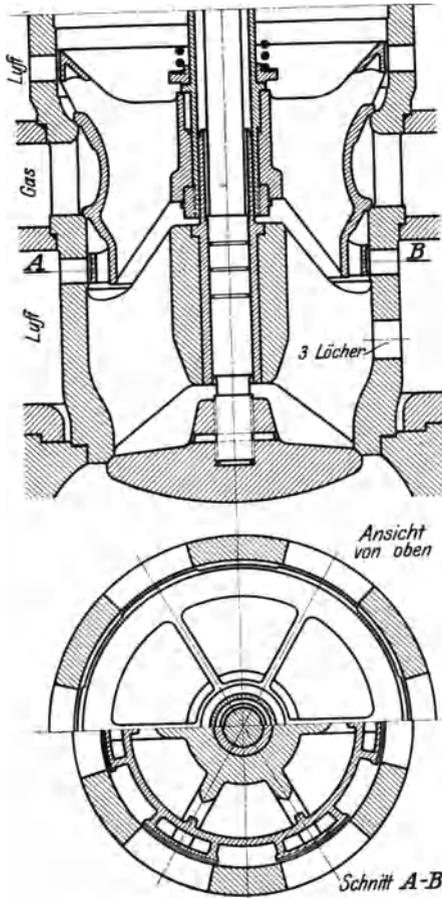


Abb. 49. (Nach Magg.)

Durchgangsquerschnitt senkrecht zur Spindel

$$f = \frac{d^2 \pi}{4}$$

durch zwei Rohrschieber gesteuert. Die hohle Spindel umfaßt die Spindel des Einlaßventiles. Häufig wird auch nur das Steuerorgan für die Luft mit dem Einlaßventil verbunden, während das Gasventil als gewöhnliches Doppelsitzventil neben dem Luftventil sitzt. Bei kleineren Maschinen kann das Mischventil auch selbsttätig arbeiten (Abb. 6).

Abb. 50 zeigt ein Einlaßventil von Haniel und Lueg in Düsseldorf-Grafenberg mit besonders eingesetzter und gesicherter Spindel, Abb. 51 ein Auslaßventil von Thyssen u. Co. in Mühlheim-Ruhr, bei dem die hohle Spindel mit dem Ventil aus einem Stück Stahl gegossen und das innen mit Wasser gekühlt ist; der Wasserabfluß erfolgt durch ein Rohr im Inneren der Spindel.

Die Berechnung der Ventile geschieht nach Abb. 52 wie folgt:

Bei Vernachlässigung der Ventilschneidung ist der

Hat sich das Ventil um die Höhe h gehoben, dann ist der Spaltquerschnitt ohne Berücksichtigung des Neigungswinkels γ

$$f' = d\pi \cdot h;$$

soll $f = f'$ sein, dann muß

$$\frac{d^2 \pi}{4} = d\pi \cdot h \quad \text{oder}$$

$$h = \frac{d}{4} \quad \text{sein.}$$

Mit Berücksichtigung von γ wird

$$f' = d\pi \cdot h \cos \gamma; \quad \text{also}$$

$$h = \frac{d}{4 \cos \gamma}$$

für $\gamma = 45^\circ$ wird $\cos \gamma = 0,707$; also

$$h = \frac{d}{4 \cdot 0,707} \approx \frac{d}{3}$$

Dieser große Hub läßt sich mit Rücksicht auf die zum Öffnen und Schließen der Ventile zur Verfügung stehende Zeit und auf die damit verbundenen großen Beschleunigungskräfte nicht ausführen, sondern man muß für den Durchgang durch die Ventilfläche und durch den Spalt verschiedene große Geschwindigkeiten in den Kauf nehmen. Im allgemeinen kann man setzen:

Durchgangsgeschwindigkeit durch die Ventilfläche

bei Einlaßventilen 25—35 m/sec

„ Auslaßventilen 30—40 m/sec

Spaltgeschwindigkeit bei vollem Hub

bei Einlaßventilen 40—50 m/sec

„ Auslaßventilen 40—60 m/sec.

Die kleineren Werte gelten für kleinere, die größeren für größere Maschinen. Alle Geschwindigkeiten sind auf mittlere Kolbengeschwindigkeiten bezogen. Das Verhältnis des Hubes zum Ventildurchmesser beträgt

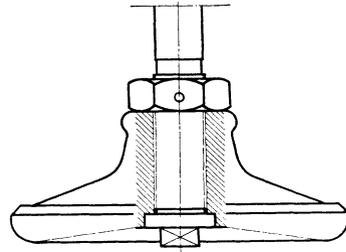


Abb. 50. (Nach Magg.)

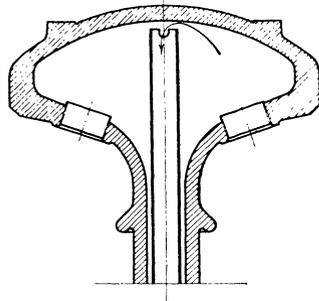


Abb. 51. (Nach Magg.)

$$\frac{h}{d} = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{6}$$

bei Schnellläufern bis

$$\frac{h}{d} \sim \frac{1}{10}$$

Bezeichnet man

den Zylinderdurchmesser mit D cm

die mittlere Kolbengeschwindigkeit mit v_k m/sec,

die mittlere Gasgeschwindigkeit mit c m/sec,

dann ist

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot v_k = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot c; \text{ hieraus}$$

$$\text{Ventilquerschnitt } \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{v_k}{c}$$

Ferner ist

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot v_k = d \pi \cdot h \cos \gamma \cdot c'$$

mit angenommenem Hub h läßt sich hieraus die mittlere Spaltgeschwindigkeit c' nachrechnen. Die größte Spaltgeschwindigkeit ergibt sich wie folgt: Die allgemeine Formel für die Kolbengeschwindigkeit lautet:

$$v'_k = v \sin \varphi \left(1 \pm \frac{R}{l} \cos \varphi \right), \text{ in der}$$

$$v = \frac{s \pi n}{60} \text{ die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens}$$

φ der Kurbeldrehwinkel

$$R = \frac{s}{2} \text{ der Kurbelradius}$$

l die Schubstangenlänge

$$\frac{R}{l} \text{ meistens} = \frac{1}{5} \text{ ist.}$$

Die größte Kolbengeschwindigkeit ergibt sich genügend genau für

$$\varphi = 90^\circ; \text{ also}$$

$$v_{k_{\max}} = v \sin 90^\circ \left(1 + \frac{1}{5} \cos 90^\circ \right) = v$$

Der Vergleich zwischen

$$v_{k_{\max}} = v = \frac{s \pi n}{60} \text{ und}$$

$$v_k = \frac{s \cdot n}{30}$$

zeigt, daß

$$v_{k_{\max}} = v_k \cdot \frac{\pi}{2} \sim 1,6 v_k \text{ ist; also}$$

werden die größten Kolben- und Gasgeschwindigkeiten gleich dem 1,6fachen der mittleren.

Beispiel. Für eine Gichtgasmaschine von

$D = 600$ mm Zylinderdurchmesser

$s = 900$ „ Hub

$n = 125$ minutlichen Umdrehungen

ist das Einlaßventil zu berechnen.

Angenommen: $c = 30$ m/sec
 $\gamma = 45^\circ$
 $h = \frac{d}{5}$

Berechnet:

$$v_k = \frac{s n}{30} = \frac{0,9 \cdot 125}{30} = 3,75 \text{ m/sec}$$

$$v_{k_{\max}} = 1,6 \cdot v_k = 1,6 \cdot 3,75 = 5,84 \text{ m/sec}$$

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{v_k}{c} = \frac{60^2 \pi}{4} \cdot \frac{3,75}{30} = 354 \text{ qcm}$$

Ventildurchmesser $d = 21,3 \text{ cm} \sim 215 \text{ mm}$

Ventilhub $h = \frac{d}{5} = \frac{215}{5} \sim 45 \text{ mm}$

Mittlere Spaltgeschwindigkeit

$$c' = \frac{\frac{D^2 \pi}{4} \cdot v_k}{d \pi \cdot h \cdot \cos \gamma} = \frac{\frac{60^2 \pi}{4} \cdot 3,75}{21,5 \cdot \pi \cdot 4,5 \cdot 0,707} = 49,3 \text{ m/sec}$$

Größte Spaltgeschwindigkeit

$$c'_{\max} = 1,6 \cdot c' = 1,6 \cdot 49,3 = 79 \text{ m/sec}$$

Der Durchmesser d_0 (Abb. 52) berechnet sich nach der Sitzbreite $b \geq 0,5 d + 0,4 \text{ cm}$.

Der Durchmesser d_1 des Gehäuses muß mindestens so groß sein, daß bei angehobenem Ventil in dem ringförmigen Raum zwischen der Gehäusewand und dem Ventil keine Drosselung eintritt; also

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} - \frac{d_0^2 \pi}{4} \geq \frac{d^2 \pi}{4} \quad \text{oder}$$

$$d_1 \geq 1,6 d$$

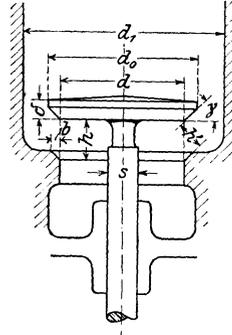


Abb. 52.

(Nach Guldner.)

Die Ventilspindel erhält zweckmäßig die Stärke

$$s = \frac{d}{8} + 0,5 \text{ bis } 0,8 \text{ cm}$$

Die Ventulfedern kann man so berechnen, daß sie bei geschlossenem Ventil dieses mit einem Druck von etwa 0,5 atm auf seinen Sitz pressen.

In der Formel für die zylindrische Feder:

$$P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{\delta^3}{r} \cdot k_d$$

bedeutet $P = 0,5 \frac{d^2 \pi}{4}$ den Federdruck bei geschlossenem Ventil,

δ die Drahtstärke bei rundem Querschnitt,

r den Windungsradius, der nach dem verfügbaren Raum angenommen wird,

k_d die Verdrehungsspannung für Federstahl (bis 4000 kg/qcm).

Die Gleichung ist nach δ aufzulösen.

Die Windungszahl n ist möglichst groß zu nehmen, damit der Unterschied der Federdrücke bei geschlossenem und geöffnetem Ventil nicht zu groß wird.

Die genannten Zahlen einschließlich der angenommenen Windungszahl n werden in die Formel

$$f = \frac{64nr^3}{\delta^4} \cdot \frac{P}{G} \text{ eingesetzt, in der}$$

f die Zusammendrückung aus dem spannungslosen Zustand bis zur Ausübung des Druckes P (Federung),

n die Windungszahl,

r den Windungsradius,

δ die Drahtstärke,

G den Schubelastizitätsmodul 850 000

bedeutet. Addiert man dazu den Ventilhub, so erhält man die Gesamtfederung

$$f' = f + h$$

Setzt man diesen Wert in die letztgenannte Formel ein, so ergibt sich der größte Federdruck P' ; die zugehörige Verdrehungsspannung k'_d erhält man durch Einsetzen von P' in die erste Formel. Die Länge der Feder l in ungespanntem Zustand ist gleich der Länge l' in gespanntem Zustand (zwischen je 2 Windungen mindestens $y = 2$ mm Spiel!) plus der Gesamtfederung f' ; also

Federlänge: ungespannt $l = l' + f'$;
 gespannt $l' = n \cdot \delta + (n-1) \cdot y$.

Beispiel. Die Feder des S. 51 berechneten Einlaßventiles ist zu berechnen.

Gegeben: Ventildurchmesser $d = 215$ mm
 Ventilhub $h = 45$ „
 Angenommen: Windungsradius $r = 80$ mm
 Windungszahl $n = 10$ „

Berechnet:

Federdruck bei geschlossenem Ventil

$$P = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 0,5 = \frac{21,5^2 \pi}{4} \cdot 0,5 = 181 \text{ kg}$$

Drahtstärke $\delta = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P \cdot r}{\pi \cdot k_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 181 \cdot 8,0}{\pi \cdot 3000}} = 1,35 \text{ cm} \sim 14 \text{ mm}$

Federung $f = \frac{64 n r^3}{\delta^4} \cdot \frac{P}{G} = \frac{64 \cdot 10 \cdot 8^3}{1,4^4} \cdot \frac{181}{850000} = 18,2 \text{ cm}$

Gesamtfederung $f' = f + h = 18,2 + 4,5 = 22,7 \text{ cm}$

Federdruck bei ganz gehobenem Ventil

$$P' = \frac{f' \delta^4}{64 \cdot n r^3} \cdot G = \frac{22,7 \cdot 1,4^4 \cdot 850000}{64 \cdot 10 \cdot 8,0^3} = 227 \text{ kg}$$

Größte Verdrehungsspannung

$$k_d = \frac{16 \cdot P' \cdot r}{\pi \cdot \delta^3} = \frac{16 \cdot 227 \cdot 8,0}{\pi \cdot 1,4^3} = 3380 \text{ kg/qcm}$$

Länge in gespanntem Zustand:

a) bei ganz gehobenem Ventil
 $l' = n \cdot d + (n-1) \cdot y = 10 \cdot 1,4 + 9 \cdot 0,3 = 16,7 \text{ cm}$

b) bei geschlossenem Ventil
 $l'' = l' + h = 16,7 + 4,5 = 21,5 \text{ cm}$

Länge in ungespanntem Zustand

$$l = l' + f' = 16,7 + 22,7 = 39,4 \text{ cm}$$

C. Triebwerk.

Diese Teile sollen im folgenden nur soweit berücksichtigt werden, als sie von den herkömmlichen „Maschinenelementen“ abweichen.

1. Kolben.

Einfachwirkend. Wenn der Kolben einer einfachwirkenden Maschine neben seinem Hauptzweck: Abdichtung und Arbeitsübertragung noch die Aufgabe des Kreuzkopfes erfüllen soll, so muß er genügend lang (~ 2 mal Durchmesser) ausgeführt werden.

Bei kleineren Maschinen und auch bei Luftpumpen liegender Dieselmotoren wird die Drehachse der Welle häufig gegen die

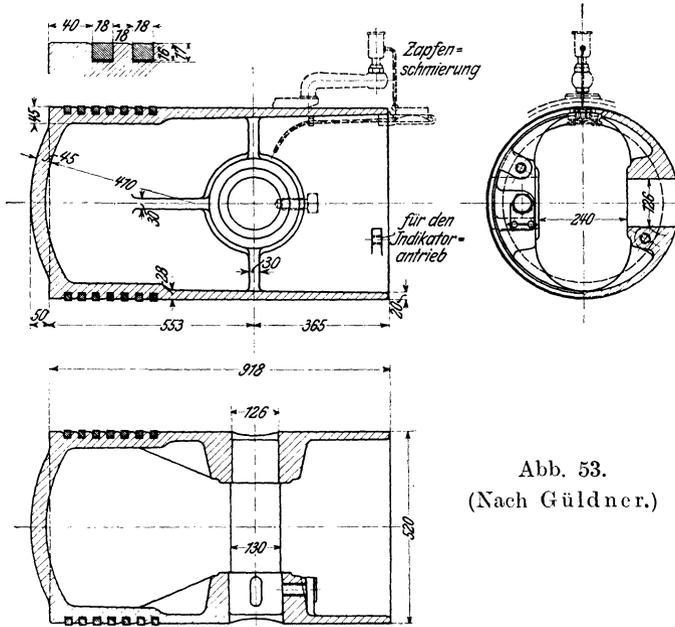


Abb. 53.
(Nach Güldner.)

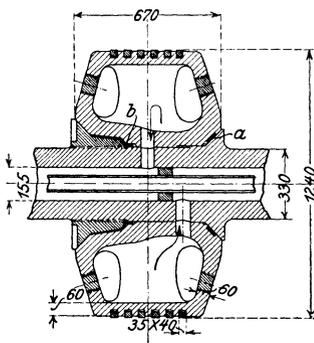


Abb. 54. (Nach Güldner.)

kolben zu wählen (~ 6). Der Kolbenboden wird wegen der größeren Festigkeit gewölbt, nach außen oder nach innen. Der

Längsachse des Kolbens verschoben (geschränkte Kurbel), wodurch bei einer bestimmten Drehrichtung der Normaldruck wegen des kleineren Ausschlagwinkels der Schubstange kleiner wird. Abb. 53 zeigt einen Kolben der Gasmotorenfabrik Deutz. Der Zapfen ist zylindrisch eingepreßt, durch Druckschraube gehalten und durch Feder gegen Drehen gesichert. Die Stelle des Zapfens ist so gewählt, daß der Normaldruck nicht auf die Ringe wirkt. Die Ringzahl ist wegen des hohen Druckes viel größer als bei Dampfmaschinen-

Kolben wird zweckmäßig von vorne bis zum ersten Ring zylindrisch, von da ab bis zum Kolbenboden wegen der größeren Wärme-
dehnung um 1—2 mm konisch gedreht. Häufig wird auch der

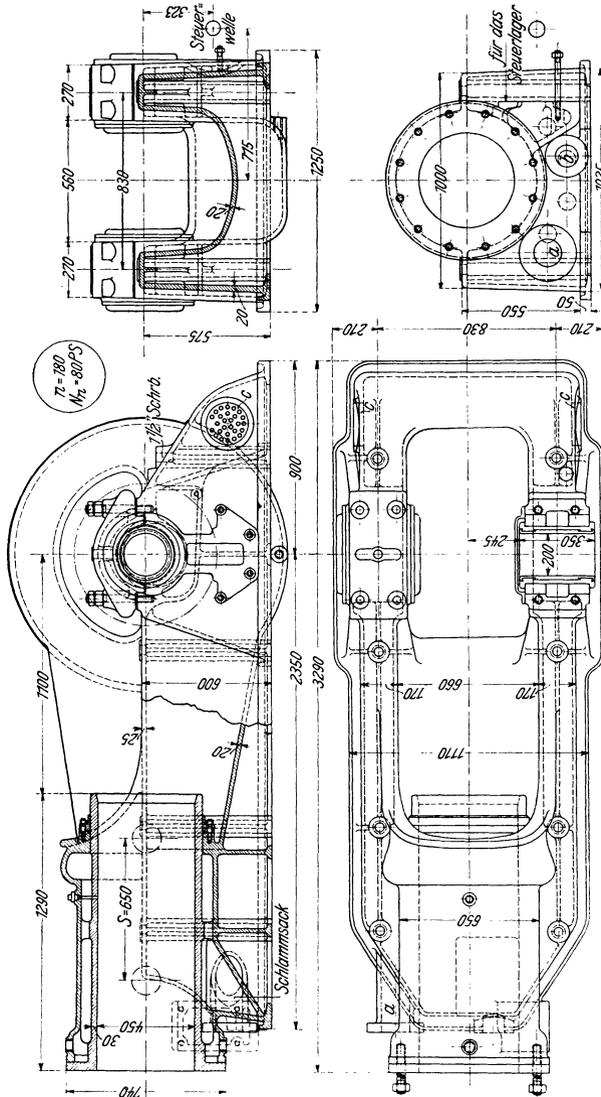


Abb. 55. (Nach Guldner.)

hintere Teil des Kolbens aus einem besonders hitzebeständigen Gußeisen hergestellt und mit dem vorderen Teil verschraubt.

Doppeltwirkend. Die Kolben doppeltwirkender Maschinen müssen mit Durchflußkühlung versehen werden. Das Kühlwasser wird durch die hohle Kolbenstange zu- und abgeführt (Abb. 54, Ehrhardt u. Seher). Die Kupferringe a dienen zum Abdichten der Nabenkonusse gegen das Kühlwasser.

2. Rahmen.

Die Bauart eines stehenden Rahmens ist aus Abb. 32 und 33 zu ersehen, während Abb. 55 einen liegenden Rahmen wiedergibt. Die beiden Hauptlager für die gekröpfte Kurbelwelle sind mit dem Wassermantel zusammengesetzt, in dem eine Laufbüchse eingesetzt ist. Der Schwerpunkt der Querschnitte der beiden Längsbalken liegt möglichst hoch, um die Biegungsspannungen gering zu halten. Die Laufbüchse wird durch den inneren Druck auf Zug in je zwei gegenüberliegenden Längsschnitten beansprucht. Der Flansch erhält nach Abb. 56 ein Biegemoment durch die Deckelpressung P_f und ihre Reaktion P_a , Auflagerdruck des Wassermantels, welcher den Flansch längs der Linie xy abzureißen sucht. Die Deckelpressung wird wegen des Dichthaltens zu etwa $\frac{5}{4}$ des Kolbendruckes angenommen; also

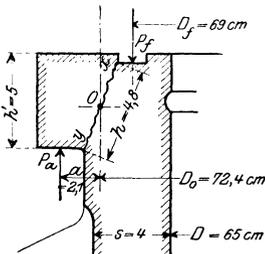


Abb. 56.

(Nach Güldner.)

also

$$P_a = P_f = \frac{5}{4} \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p$$

Zweckmäßig setzt man jedoch D_f statt D ein, weil die eigentliche Abdichtung erst in der Nut erfolgt.

Ferner ergibt sich angenähert:

$$\text{Biegemoment } M_b = P_a \cdot a$$

$$\text{Widerstandsmoment } W = \frac{D_o \pi \cdot h^2}{6}, \text{ also}$$

$$\text{Biegungsspannung } k_b = \frac{M_b}{W}$$

Beispiel für Abb. 56 mit $p = 25$ at.

$$P_a = \frac{5}{4} \frac{D_f^2 \pi}{4} \cdot p = \frac{5}{4} \cdot \frac{69^2 \pi}{4} \cdot 25 = 117000 \text{ kg}$$

$$M_b = P_a \cdot a = 117\,000 \cdot 2,1 = 246\,000 \text{ cm/kg}$$

$$W = \frac{D_0 \pi h^2}{6} = \frac{72,4 \pi \cdot 5^2}{6} = 950 \text{ cm}^3$$

$$k_b = \frac{M_b}{W} = \frac{246\,000}{950} = 259 \text{ kg/qcm}$$

Für Zylinder mit Laufbüchse kann man die Wandstärke des Wassermantels setzen:

$$\text{Für Verpuffungsmaschinen} \quad s \cong \frac{D}{20}$$

$$\text{„ Gleichdruckmaschinen} \quad s \cong \frac{D}{13}$$

während die Wandstärke der Laufbüchse nach S. 47 bemessen werden kann.

Die Deckelschrauben sollten zur Vermeidung von überflüssigen Biegungsspannungen stets so gesetzt werden, daß ihre Mittellinien auf die Mitte der Wandstärke treffen.

3. Stopfbüchse.

Einfachwirkende Maschinen mit hintereinanderliegenden Zylindern, sowie doppeltwirkende Maschinen erfordern Stopfbüchsen. Als Baustoff für Dichtungsringe hat sich nur Gußeisen bewährt. Als Beispiel sei hier die viel verwendete Schwabe-Stopfbüchse in Abb. 57 wiedergegeben. In einer besonders eingesetzten und abgedichteten Büchse liegen mehrere Kammerringe stramm eingepaßt hintereinander und werden durch die Brille fest aufeinander gepreßt. In jeder Kammer liegt ein sechsteiliger Ring, dessen Stirnwände auf die entsprechenden Wände der Kammeringe aufgeschliffen sind und dessen Teile durch eine Schlauchfeder gegen die Kolbenstange gepreßt werden. Das Schmieröl wird durch besondere Bohrungen zugeführt.

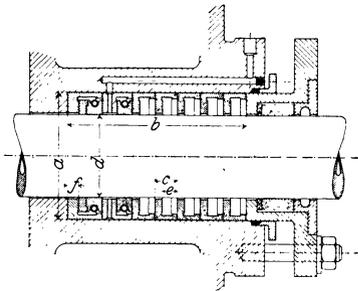


Abb. 57. (Nach Güldner.)

D. Besondere Teile.

I. **Brennstoffpumpe** für Dieselmotoren. Die für jeden Arbeitshub einzuspritzende Brennstoffmenge ist so klein, daß die

Pumpe zu kleine Abmessungen erhalten würde; ihr Hubraum würde etwa 1 : 14 000 des Hubraumes des Arbeitszylinders werden. Man führt den Pumpen-Hubraum etwa 3 bis 6 mal so groß aus, als theoretisch notwendig ist und läßt bei jedem Pumpendruckhub durch Anheben des Saugventiles den Ölüberschuß zurückfließen; damit ist auch die Möglichkeit der S. 36 angegebenen Regelung geschaffen.

II. **Luftpumpe** für Dieselmotoren. Nach einer Zusammenstellung verschiedener Ausführungen ¹⁾ ist das Verhältnis

$$\frac{\text{Hubraum des Pumpen-Niederdruckzylinders}}{\text{Hubraum des Arbeitszylinders}} = \frac{1}{18} \sim \frac{1}{26}$$

wenn die Maschine im Viertakt und die Pumpe im Zweitakt arbeitet. Der indizierte Arbeitsbedarf ²⁾ der Luftpumpe beträgt bei Normalleistung etwa 5% der indizierten Maschinenleistung.

III. **Gaserzeuger.** Nach Güldner soll der Schachtquerschnitt etwa 40—50 qcm für je 1 PS_e betragen, für feinkörnige Brennstoffe jedoch mehr (bis 100 qcm). Die Schachthöhe ist so zu bemessen, daß der Fassungsraum für 1 PS_e beträgt bei Betrieb mit

Anthrazit	mindestens 3 l
Koks	„ 5 l,
Braunkohlenbrikett	„ 5 l.

IV. Rohrleitungen.

a) Für Luft. Bezeichnet man die mittlere Luftgeschwindigkeit während des Saugehubes mit c und die lichte Rohrweite mit d (in m!), dann ist

$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot c = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot s \cdot n; \text{ hieraus}$$

$$d_m = D \sqrt{\frac{s \cdot n}{30c}}$$

Für kurze Leitungen wählt man $c = 20$ m/sec, für längere 10—20 m/sec.

b) Für Leuchtgas. Bei Rohrlängen von 10—20 m wählt man für

$N_e =$	$\sim 1/2$ PS	1 PS	2—3 PS	4—7 PS	8—12 PS	13—20 PS	bis 50 PS
$d =$	$3/8''$	$1/2''$	$3/4''$	1''	$1 1/4''$	$1 1/2''$	2''

Größere Rohrlängen entsprechend stärker.

¹⁾ Güldner, III. Aufl. S. 364.

²⁾ Zeitschr. d. bayer. Revisionsvereines 1906.

c) Für Kraftgas kann d wie für die Luftleitung gewählt werden.

d) Die Auspuffleitung soll den 1,1 bis 1,3fachen freien Ventilquerschnitt haben und wegen der hohen Temperaturen Vorrichtungen zum spannungslosen Ausgleich der Längenänderungen enthalten.

e) Die Kühlwasserleitung kann nach

$$d = \sqrt{0,15 N_e} \text{ in cm}$$

berechnet werden, wobei der stündliche Wasserverbrauch für 1 PS_e zu 40 l und die Geschwindigkeit zu 0,95 m/sec angenommen ist; der obige Wert von d folgt dann aus

$$\frac{(0,01d)^2 \pi}{4} \cdot 0,95 \cdot 3600 = 0,04 N_e$$

Dritter Teil.

Steuerung und Regelung.

A. Antrieb der Steuerung.

1. Steuerwelle.

Diese wird nach Abb. 58 von einem aus dem Hauptlager hervorstehenden Ende der Kurbelwelle I durch ein Schraubenräderpaar angetrieben. Die Übersetzung ist 2 : 1, die Räder sind durch zweiteilige Verschaltung eingekapselt und laufen in Öl. Die Neigungswinkel α_1 und α_2 der Schraubengänge gegen die Wellenmittellinie können innerhalb der durch die Reibung bestimmten Grenzen gewählt werden; es muß jedoch stets

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$$

sein, da die Wellen sich senkrecht kreuzen. Als Zahnzahl betrachtet man hier die Anzahl der zwischen zwei vollen Schraubengängen liegenden Windungen, d. h. die Zahl der von einem Schnitt senkrecht zur Achse getroffenen Zahnprofile; es muß sein:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2},$$

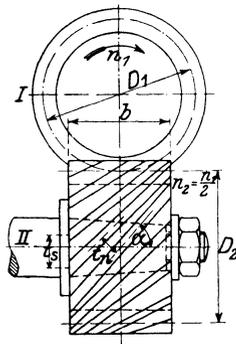


Abb. 58.

weil bei der Viertaktmaschine die Kurbelwelle die doppelte Zahl der Umdrehungen der Steuerwelle macht.

Man unterscheidet:

Normalteilung t_n : Abstand zweier Zahnmittel auf dem Teilkreisumfang senkrecht zum Schraubengang gemessen; t_n muß für beide Räder gleich sein.

Stirnteilung t_s : Abstand zweier Zahnmittel auf den Teilkreisumfang in der Schnittebene senkrecht zum Wellenmittel gemessen; deshalb ist:

$$\begin{array}{ll} \text{für das Rad auf der Kurbelwelle} & t_{s1} = \frac{t_n}{\cos \alpha_1} \\ \text{,, ,, ,, ,, ,, Steuerwelle} & t_{s2} = \frac{t_n}{\cos \alpha_2} \end{array}$$

Bezeichnet man die Teilkreisdurchmesser mit D_1 und D_2 und die Zähnezahlen mit z_1 und z_2 , dann ist

$$D_1 \pi = z_1 \cdot t_{s1}$$

$$D_2 \pi = z_2 \cdot t_{s2}$$

Wenn beide Räder gleiche Durchmesser haben sollen, dann muß sein

$$z_1 \cdot t_{s1} = z_2 \cdot t_{s2} \text{ oder}$$

$$z_1 \cdot \frac{t_n}{\cos \alpha_1} = z_2 \cdot \frac{t_n}{\cos \alpha_2} \text{ oder mit}$$

$$z_2 = 2 z_1 \text{ und } \alpha_2 = 90 - \alpha_1$$

$$\frac{z_1}{\cos \alpha_1} = \frac{2 z_1}{\cos (90 - \alpha_1)} = \frac{2 z_1}{\sin \alpha_1}$$

hieraus

$$\begin{array}{l} \operatorname{tg} \alpha_1 = 2; \alpha_1 = 63^\circ 25' \\ \alpha_2 = 26^\circ 35'. \end{array}$$

Gewöhnlich wird $\alpha_1 = 60^\circ$ und $\alpha_2 = 30^\circ$ gemacht. Die Zähnezahl z_1 richtet sich nach dem Durchmesser des Kurbelwellenstumpfes, mindestens aber $z_1 = 10$. Die Normalteilung für die einzelnen Maschinengrößen ergibt sich aus der Zahlentafel S. 63; die Zahnbreite wird

$$b = 2 t_n \text{ bis } 2,5 t_n.$$

Auf die Steuerwelle sind entweder Nocken (unrunde oder Daumenscheiben) oder Exzenter aufgekeilt, die mittels des Gestänges die Ventile bewegen. Bei kleinen Maschinen, auch Automotoren, bestehen die Daumen häufig aus einem Stück mit der Welle.

2. Nockenscheiben.

In Abb. 59 sind Einlaß- und Auslaßsteuerscheibe mit den Höhen h_1 und h_2 , sowie die am Ende der Ventilhebel sitzenden Rollen r gezeichnet. Die Nocken verschieben bei der Drehung der Steuerwelle die Rollen in Pfeilrichtung P . Decken sich beide Rollen nicht, sondern bilden sie einen Winkel, dann sind beide Nocken um denselben Winkel auseinanderzurücken. Um während eines möglichst großen Teiles des Hubes volle Ventilöffnung zu haben, öffnet sich das Einlaßventil schon vor der Totlage des Kolbens, bei einem Kurbelwinkel von etwa 20° (A), d. h. einem Steuerwellenwinkel von 10° (vgl. Abb. 60) und schließt sich nach der Totlage bei einem Kurbelwinkel von 20° (B). An den Punkten A und B setzen die Nockenflanken tangential an den Steuerscheibenkreis an. Die Nockenhöhe h_1 ist nach dem berechneten Ventilhub und der Hebelübersetzung zu bestimmen. Das Auslaßventil öffnet sich vor der Totlage bei einem Kurbelwinkel von 40° (Punkt C), d. h. Steuerwellenwinkel von 20° und schließt sich nach der Totlage bei einem Kurbelwinkel 10° (D), so daß während des Kolbenweges AD beide Ventile gleichzeitig geöffnet sind.

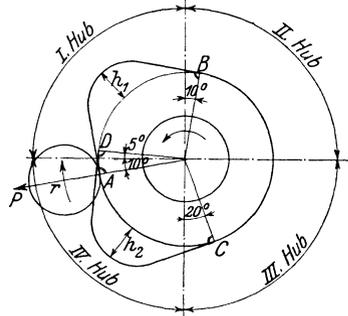


Abb. 59.

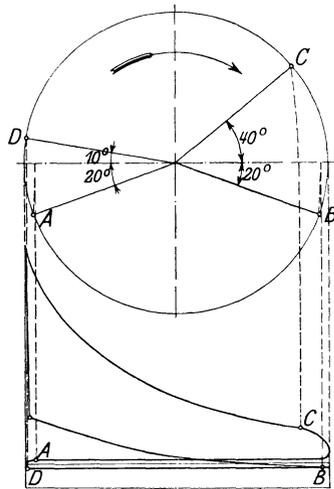
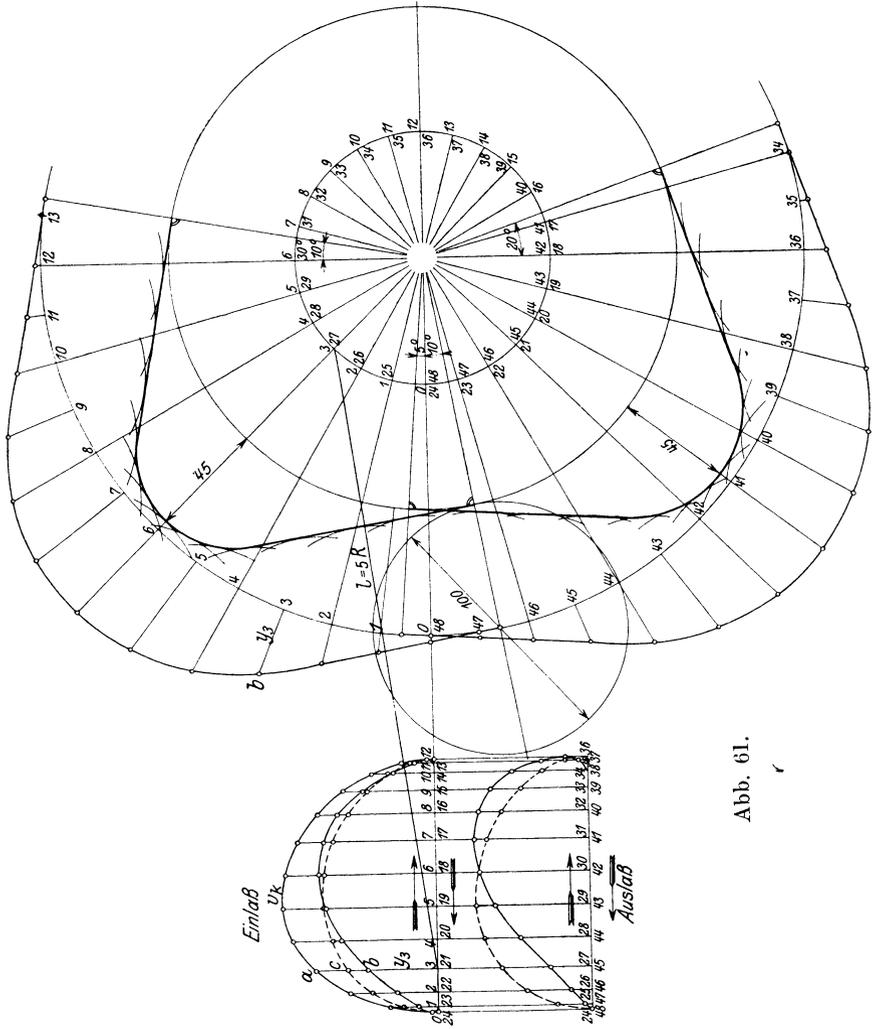


Abb. 60.

Die Form der Nocken und ihr Einfluß auf die Gasgeschwindigkeit am Ventilumfang kann in folgender Weise nachgeprüft werden: Man zeichnet nach Abb. 61 die zu den einzelnen Kurbeldrehwinkeln φ gehörigen Kolbenstellungen, denkt sich die Rollen r um die stillstehenden Nocken entgegen der Drehrichtung der Steuerwelle gedreht und zeichnet die Ausweichungen y der Rollen ein, die bei gleicharmigen Steuerhebeln

gleich den Ventilerhebungen sind. Letztere werden auf den zugehörigen Kolbenstellungen abgetragen, z. B. $3b = y_3$; damit



erhält man die ausgezogene Kurve der wirklichen Ventilerhebungen. Hierauf berechnet man die zu jeder Kurbelstellung gehörige augenblickliche Kolbengeschwindigkeit

$$v_k = v \sin \varphi \left(1 \pm \frac{R}{l} \cos \varphi \right),$$

deren Werte ebenfalls an den Kolbenstellungen aufgetragen werden können. Soll eine bestimmte Höchstgeschwindigkeit c_{\max} der Gase am Ventilumfang nicht überschritten werden, so muß die Ventilerhebung y theoretisch der Gleichung genügen:

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot v_k = d \pi \cdot y \cdot c_{\max}.$$

Hieraus theoretische Ventilerhebung

$$y = \frac{\frac{D^2 \pi}{4} \cdot v_k}{d \pi \cdot c_{\max}}$$

Die Werte von y werden wie gestrichelt zu einer Kurve verbunden. Schneidet die wirkliche Erhebungskurve zu stark in die theoretische ein, dann wird zeitweise die Spaltgeschwindigkeit c zu groß und man muß entweder die Höhe des Nockens vergrößern oder seine Form entsprechend ändern.

Die Abmessungen können nach folgender Zahlentafel gewählt werden:

$N_e = \text{PS}$	2	5	10	15	20	30	40	50	60	75	100
$\frac{t_n}{\pi} =$	$5^{1/4}$	$5^{1/2}$	$5^{1/2}$	$5^{3/4}$	$5^{3/4}$	6	6	$6^{1/2}$	$6^{1/2}$	7	$7^{1/2}$
$t_n = \text{cm}$	1,65	1,73	1,73	1,81	1,81	1,89	1,89	2,04	2,04	2,20	2,36
$d_s = \text{cm}$	3,2	3,5	3,5	4,0	4,0	4,5	4,5	5,0	5,0	5,5	6,0
$r = \text{cm}$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,9	9,0	10

Hierin ist

$$\left. \begin{array}{l} \frac{t_n}{\pi} \text{ der Modul} \\ t_n \text{ die Normalteilung} \end{array} \right\} \text{ der Schraubenräder}$$

d_s der Durchmesser der Steuerwelle
 r der Durchmesser der Rolle.

Ferner:

Rollenbreite für Einlaß = 0,3 r

„ „ Auslaß = 0,4 r

Druck auf 1 cm Rollenbreite ≤ 500 kg.

Beispiel: Der Steuerungsantrieb der Gichtgasmaschine des Beispiels S. 51 ist zu berechnen.

Gegeben: Zylinderdurchmesser $D = 600$ mm
 Hub $s = 900$ „
 $n = 125$
 Einlaßventil \varnothing $d = 215$ mm
 Hub $h = 45$ „

Angenommen: Größte Spaltgeschwindigkeit $c_{\max} = 80$ m/sec
 Ohne Berücksichtigung des $\sphericalangle \gamma$ ist $c_{\max} = 80 \cos \gamma = 56,5$ m/sec anzunehmen.

Durchmesser der Nockenscheibe = 200 mm

Berechnet: Normalteilung $t_n = 9 \pi$
 Steuerwellen \varnothing $d_s = 85$ mm
 Rollen \varnothing $r = 120$ „
 Rollenbreite $0,3 r = 40$ „

Geschwindigkeit des Kurbelzapfens

$$v = \frac{s \pi \cdot n}{60} = \frac{0,9 \pi \cdot 125}{60} = 5,9 \text{ m/sec}$$

Die Nocken usw. werden nach Abb. 61 maßstäblich aufgezeichnet, die Kolbengeschwindigkeiten v_k und theoretischen Ventilerhebungen y berechnet. Die zugehörigen Werte enthält folgende **Zahlentafel**:

φ	$\sin \varphi$	$\cos \varphi$	$1 \pm \frac{1}{5} \cos \varphi$	v_k m	y cm	y' cm
0	0	1	1,2	0	0	0,3
15	0,259	0,966	1,193	1,82	1,35	0,8
30	0,500	0,866	1,173	3,46	2,56	1,6
45	0,707	0,707	1,141	4,76	3,52	2,8
60	0,866	0,500	1,100	5,63	4,16	3,7
75	0,966	0,259	1,052	6,00	4,44	4,4
90	1	0	1,000	5,90	4,36	4,6
105	0,966	-0,259	0,948	5,41	4,00	4,4
120	0,866	-0,500	0,900	4,60	3,40	3,8
135	0,707	-0,707	0,859	3,58	2,67	2,8
150	0,500	-0,866	0,827	2,44	1,81	1,6
165	0,259	-0,966	0,807	1,23	0,91	0,7
180	0	-1	0,800	0	0	0,3

$$y = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot v_k = \frac{60^2 \pi}{4} \cdot v_k = 21,5 \pi \cdot 56,6 = 0,74 v_k \text{ in cm}$$

$y' =$ wirkliche Ventilerhebung nach Abb. 61.

Als Baustoffe für Steuerungsteile werden verwendet: Für

Steuerwellen .	} Flußstahl
Steuerscheiben	
Bolzen	
Rollen	

Steuerhebel: Schweißeisen, Stahlguß, bei kleineren
 Maschinen auch Temperguß
 Schraubenräder: Stahl auf Gußeisen
 Stirn- und Kegelräder: Gußeisen

In Abb. 62 ist eine Nockensteuerung mit Mischventil der Gas-
 motorenfabrik Deutz wiedergegeben. Der Einlaßnocken steuert

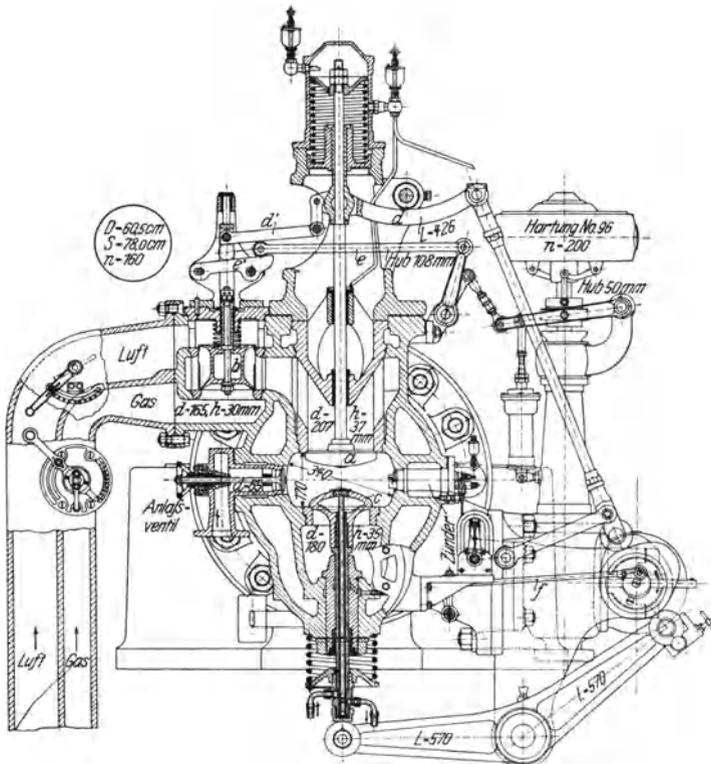


Abb. 62.

mittels des Hebels d , der sich um eine von Hand einstellbare Rolle dreht, das Einlaßventil und mittels des angelenkten Hebels d' , der sich um eine vom Regler verschiebbare Rolle dreht, das zweiseitige Mischventil. Die Stellung der letztgenannten Rolle verändert das Übersetzungsverhältnis des Hebels d' und damit den Hub des Mischventils. Der Auslaßnocken hebt mittels eines gleicharmigen Winkelhebels das Auslaßventil.

3. Exzenter¹⁾.

Der Antrieb der Ventile mittels Exzenter kann erfolgen durch
a) Wälzhebel, b) Schwingedaumen.

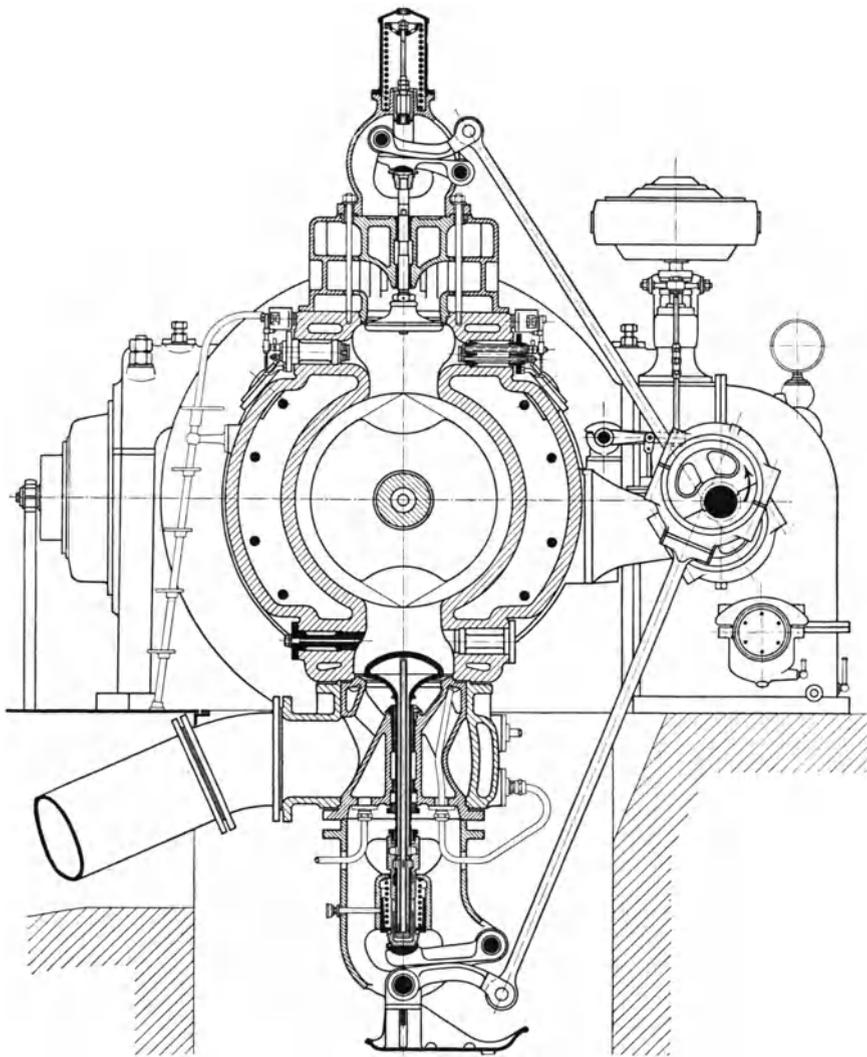


Abb. 63. (Nach Dubbel.)

¹⁾ Die Besprechung des Entwurfes derartiger Steuerungen würde hier zu weit führen; es sei deshalb auf das Quellenverzeichnis verwiesen.

a) **Wälzhebel.** Als Beispiel für diese Antriebsart ist in Abb. 63 die Steuerung von Haniel u. Lueg, Düsseldorf, dargestellt, aus

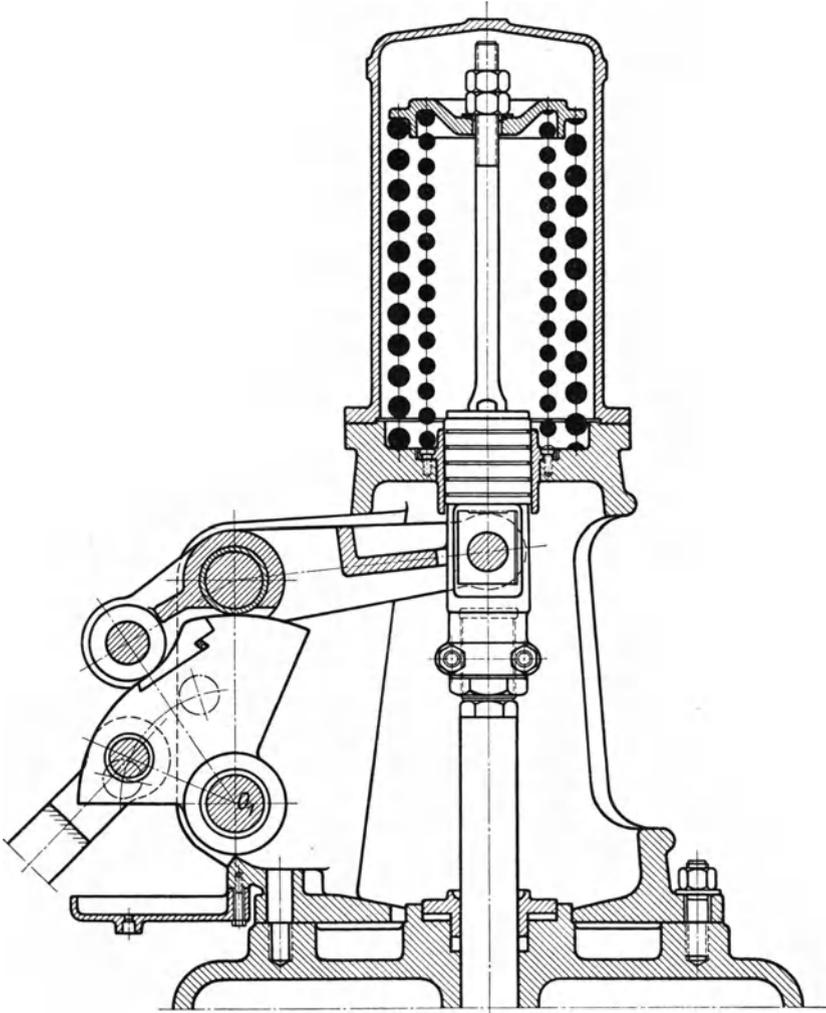


Abb. 64. (Nach Magg.)

der gleichzeitig nochmals der Einbau der Ventile und Ventilkästen, sowie die Kühlung des Auslaßventiles und seines Kastens ersicht-

lich ist. Ein- und Auslaßventil werden durch je ein auf der Steuerwelle sitzendes Exzenter angetrieben. Jede Exzenterstange bewegt einen um eine feste Achse drehbaren Hebel, der sich auf einen ebenfalls um eine feste Achse drehbaren Hebel abwälzt. Letzterer drückt mit seinem freien Ende das Ventil auf. Die Wälzbahnen beider Hebel werden so konstruiert, daß das Abwälzen möglichst ohne Gleiten erfolgt.

b) **Schwingedaumen.** Dieser Antrieb hat bei Verbrennungskraftmaschinen noch wenig Anwendung gefunden, obwohl sich damit die Ventilbewegung besser den Forderungen der Theorie anpassen läßt als mit anderen Antrieben. Abb. 64 zeigt den Schwingedaumen von Gebr. Klein in Dahlbruch, der mittels einer gehärteten Schubkurve eine gleichfalls gehärtete Rolle hebt. Diese sitzt am Ende eines um eine feste Achse drehbaren Winkelhebels, dessen zweites Ende das Ventil aufdrückt. Der Ventilschluß erfolgt durch Federn. Zwischen Rolle und Schubkurve finden starke Pressungen statt.

B. Regelung.

Während die Dampfmaschine nur durch Veränderung der Füllung oder durch Drosselung geregelt wird, bestehen bei der Verbrennungskraftmaschine viel mehr Möglichkeiten, die Brennstoffzufuhr der jeweils verlangten Leistung anzupassen. Von diesen Möglichkeiten seien im folgenden nur die in der Praxis gebräuchlichen behandelt.

1. Regelung durch Aussetzer.

Diese Regelungsart wird nur bei kleineren Maschinen angewandt, weil sie einen etwas ungleichmäßigen Gang der Maschine zur Folge hat. Der Regler steht mit der Steuerung so in Verbindung, daß, wenn die Maschine ihre normale Drehzahl überschreitet, ein oder mehrere Arbeitshübe durch Absperrung der Brennstoffzufuhr ausfallen. Während dieser Zeit ist die gesamte Leistung von der lebendigen Energie des Schwungrades abzugeben, wodurch die Maschine langsamer läuft, bis der Regler den Zutritt des Brennstoffes wieder freigibt. Die Maschine hat ihre Höchstleistung dann erreicht, wenn bei keinem Saugehub die Brennstoffzufuhr unterbrochen ist, die Maschine also keine Aussetzer mehr macht. Bei jedem Arbeitshub, auch bei der kleinsten Leistung, gelangt stets die gleiche Gemischmenge in unveränderter Zusammensetzung in den Zylinder.

Die Brennstoffabsperrung kann erfolgen:

a) Durch Zuhalten eines besonderen Brennstoffventiles, das dem Einlaßventil vorgeschaltet und entweder durch einen auf der Steuerwelle verschiebbaren und mit dem Stellzeug des Reglers verbundenen Nocken oder durch den Stößel eines Pendelreglers geöffnet und durch eine Feder geschlossen wird. Im ersteren Fall verschiebt der Regler bei zu hoher Drehzahl, also bei abnehmender Leistung, den Nocken auf der Steuerwelle, so daß er mit dem Hebel des Brennstoffventiles nicht mehr in Eingriff kommt. Das Brennstoffventil bleibt geschlossen, der Kolben saugt durch das geöffnete Einlaßventil nur Luft ein und der Arbeitshub unterbleibt. Bei Anwendung eines Pendelreglers wird das Brennstoffventil durch einen in Richtung der Ventilspindel sich bewegenden Stößel aufgestoßen, der an einer schrägen Fläche stets etwas abgelenkt wird. Bei normalem Gang der Maschine ist die Ablenkung unbedeutend, so daß der Stößel die Ventilspindel stets trifft. Läuft die Maschine zu rasch, dann wird dem Stößel durch die Ablenkung so viel lebendige Energie mitgeteilt, daß er über die zum Treffen der Spindel erforderliche Lage hinausschwingt und beim Saugehub an der Ventilspindel vorbeistößt, so daß das Brennstoffventil geschlossen bleibt.

b) Durch Offenhalten des Auslaßventiles während des Saugehubes, nur möglich bei selbsttätigem Einlaßventil. Solange der Regler das Auslaßventil offen hält, saugt der Kolben aus dem Auspuffrohr; der zum Öffnen des selbsttätigen Einlaßventiles erforderliche Unterdruck kann nicht erreicht werden und dieses bleibt geschlossen.

Vorteil der Aussetzerregelung: Stets gleichmäßige Zusammensetzung des Gemisches, also gute Wärmeausnutzung.

Nachteile: Ungleichmäßiger Gang der Maschine; nach mehreren Aussetzern sind die Zylinderwände im Innern so abgekühlt, daß die folgenden Zündungen schlecht werden, so daß der genannte Vorteil, besonders bei kleineren Leistungen, wieder verschwindet.

2. Gemischregelung.

Diese besteht darin, daß die für jeden Arbeitshub eingesaugte Gemischmenge nach Gewicht und Volumen die gleiche bleibt, jedoch bei kleineren Leistungen weniger Gas und mehr Luft enthält. Dem Einlaßventil wird ein gesteuertes Gasventil vorgeschaltet, dessen Hubanfang vom Regler beeinflusst wird. Mit abnehmender Leistung erfolgt das Anheben immer später, wodurch immer weniger Gas in die Maschine gelangt. Bei kleineren Maschinen wird das Gasventil durch einen schrägen, mittels des Reglers auf der Steuerwelle verschiebbaren Nocken, der sich unter einer Rolle wendret, die

am Ende des Gasventilhebels sitzt. Eine Ausführung für größere Maschinen nach Haniel und Lueg, Düsseldorf, zeigt Abb. 65,

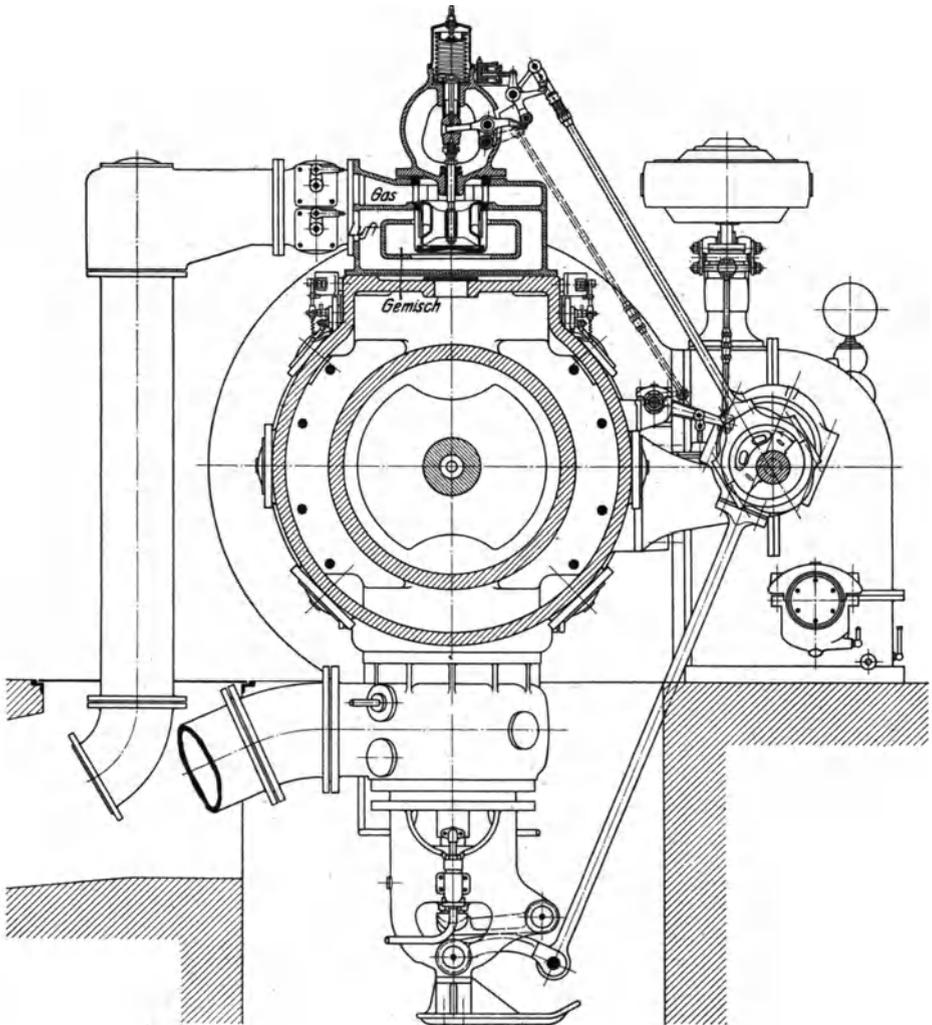


Abb. 65. (Nach Dubbel.)

die den Antrieb des Gasventiles der Maschine Abb. 63 darstellt. Dieses wird durch einen zweiarmigen Hebel angehoben. Das linke

Ende gleitet in der Verbindung mit der Ventilschnecke, das rechte wird durch einen Winkelhebel niedergedrückt, der durch die Klinke der Exzenterstange bewegt wird. Die Klinke läßt den Winkelhebel immer gleichzeitig mit dem Schluß des Einlaßventiles (Abb. 63) los. Der Drehpunkt des erstgenannten zweiarmigen Hebels sitzt am Ende eines um einen festen Punkt drehbaren Winkelhebels, der vom Regler festgehalten wird. Geht bei abnehmender Leistung der Regler hoch, dann verschiebt sich dieser Drehpunkt nach links und das Gasventil wird später geöffnet und hebt sich weniger hoch, während das Einlaßventil sich in unveränderter Weise öffnet und schließt. Es wird also bei abnehmender Leistung zunächst nur Luft und dann das Gemisch in den Zylinder gesaugt. Der Verdichtungsdruck und damit der thermische Wirkungsgrad¹⁾ bleibt derselbe, während die Zündung und die Verbrennung nur so lange befriedigen, als bei der schichtenweisen Lagerung sich in der Nähe der Zündstellen zündfähiges Gemisch befindet.

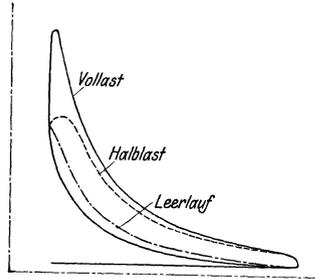


Abb. 66. (Nach M a g g.)

Das Indikatorgramm zeigt Abb. 66; die Kompressionslinie bleibt bei allen Leistungen dieselbe, während der Anfangsdruck mit abnehmender Leistung sinkt.

Das Indikatorgramm zeigt Abb. 66; die Kompressionslinie bleibt bei allen Leistungen dieselbe, während der Anfangsdruck mit abnehmender Leistung sinkt.

3. Füllungsregelung.

Die Zusammensetzung des Gemisches bleibt bei allen Leistungen unverändert, während die Gemischmenge mit abnehmender Leistung durch Drosselklappe oder kleineren Hub des Misch- oder Einlaßventiles vermindert wird. Eine Ausführung der Gasmotorenfabrik Deutz für kleinere Maschinen zeigen Abb. 67 und 68. Der Korb des Einlaßventiles dient zugleich als Mischorgan; die Ventilschnecke trägt oben ein einsitziges Gasventil, das sich gleichzeitig mit dem Einlaßventil senkt und hebt. Dieses wird durch einen mittels Nockensteuerung bewegten Hebel aufgedrückt. Der Drehpunkt dieses Hebels ist das Ende des Hebels o, der vom Regler festgehalten wird. Je höher sich das Stellzeug des Reglers hebt, desto weiter kommt dieser Drehpunkt nach links, desto kleiner wird der Hub des Einlaß- und Gasventiles und desto mehr wird das Gemisch gedrosselt, seine Gewichtsmenge also vermindert.

Besitzt eine Maschine nach Abb. 6 ein selbsttätiges Mischventil, dann genügt zur Regelung eine Drosselklappe.

¹⁾ Siehe Sechster Teil.

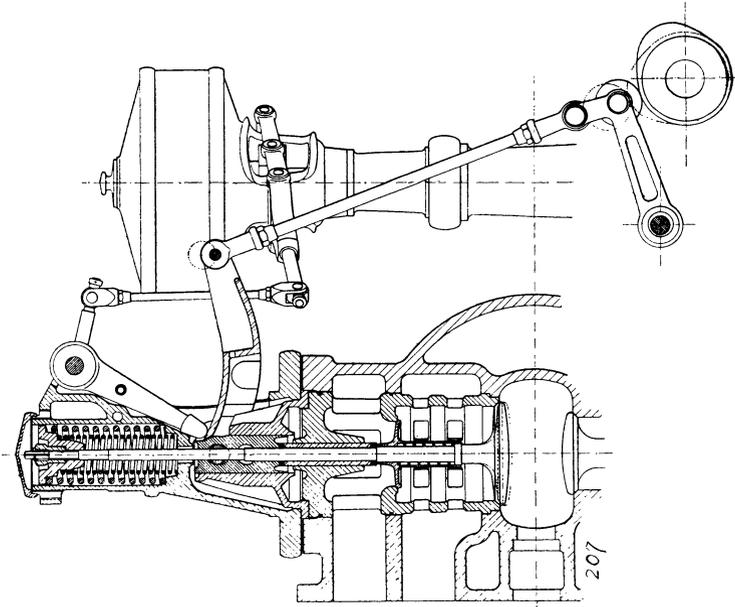


Abb. 68.

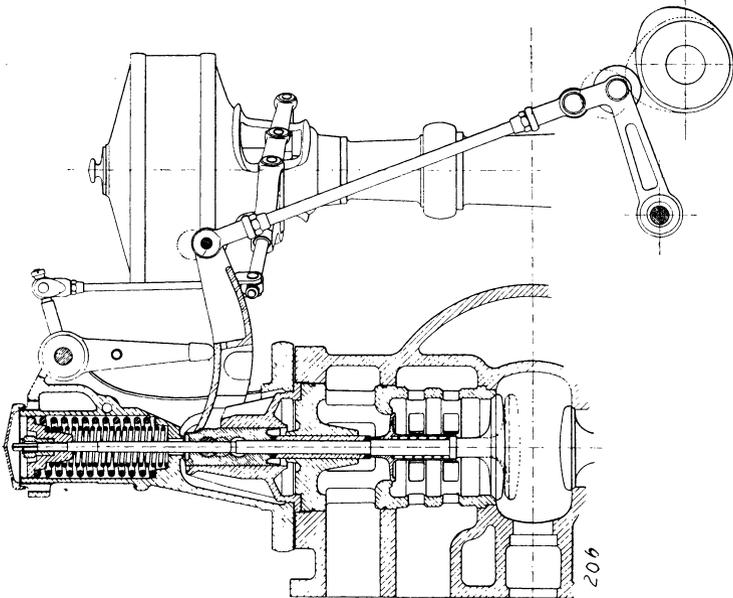


Abb. 67.

Eine Regelung für Großgasmaschinen zeigt Abb. 62; hier wird der Hub des Mischventiles dadurch verändert, daß der Regler die als Wälzbahn für den Ventilhebel d' dienende Rolle festhält und bei wechselnder Leistung verschiebt.

Durch die Füllungsregelung wird mit abnehmender Leistung der Ansaugedruck und damit auch der Verdichtungsdruck vermindert, wodurch auch der Höchstdruck und die Diagrammfläche kleiner wird (Abb. 69). Dieses Verfahren vermindert bei kleineren Leistungen allerdings den thermischen Wirkungsgrad, jedoch bleibt die Zündfähigkeit des Gemisches bis zu den kleinsten Leistungen gut.

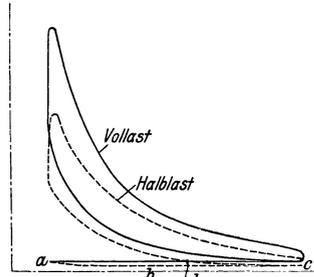


Abb. 69. (Nach Magg.)

Im Großgasmaschinenbau werden meistens die unter 2 und 3 genannten Regelungsverfahren vereinigt.

C. Schwungrad.

Das Schwungrad hat die Aufgabe, beim Arbeitshub die für Ansaug-, Verdichtungs- und Auspuffhub notwendige Arbeit aufzunehmen und diese während der 3 genannten Hübe abzugeben, ohne daß die Schwankung der Umlaufgeschwindigkeit ein bestimmtes Maß überschreitet. Zur Ermittlung dieser Schwankung zeichnet man das Drehkraft- oder Tangentialdruckdiagramm für zwei Umdrehungen auf, das für jeden Punkt des Kurbelkreises die in Richtung der Tangente wirkende Komponente der Schubstangenkraft enthält. Aus diesem Diagramm berechnet man die größte, vom Schwungrad aufzunehmende Arbeit und hieraus das Kranzgewicht des Schwungrades. Zur Aufzeichnung des Diagrammes ist erforderlich

- I. Das Massendruckdiagramm
- II. „ Kolbendruckdiagramm.

1. Das Massendruckdiagramm.

Die hin- und hergehenden Massen bestehen aus Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Schubstange. Während der ersten Hälfte des Hubes werden sie beschleunigt, in der zweiten Hälfte verzögert; also wirkt ihre Trägheitskraft zuerst der Kolbengeschwindigkeit entgegen, vermindert also den Kolbendruck, hierauf vergrößert sie den in Richtung der Geschwindigkeit wirk-

Kurbelkreises durch Rückwärts-Einschlagen der Schubstangenlänge die zugehörige Kreuzkopf- bzw. Kolbenstellung ermittelt ist. Die entgegen der Kolbengeschwindigkeit wirkenden Kräfte sind nach unten, die in ihrer Richtung wirkenden sind nach oben abgetragen. Bei Vernachlässigung der Schubstangenlänge verschwindet das zweite Glied der Klammer, die Kurve wird eine Gerade und die Werte k für die Totlagen ergeben sich zu

$$k = \frac{G}{g \cdot F} \frac{v^2}{R}.$$

Das Massengewicht $\frac{G}{F}$ (kg/qcm) kann nach folgender Zusammenstellung angenommen werden (nach Güldner).

	Verpuffungs- maschinen	Gleichdruck- maschinen
Einfachwirkend $s < 1,5D$. . .	0,4 — 0,6	0,5 — 0,7
„ $s \geq 1,5D$. . .	0,6 — 0,75	0,7 — 0,8
„ mit Kreuzkopf . . .	0,9 — 1,2	1,0 — 1,3
2 Zylinder hintereinander . . .	1,25 — 1,5	1,35 — 1,6
Doppeltwirkend 1 Zylinder . . .	1,0 — 1,4	1,3 — 1,5
„ 2 Zylinder hintereinander	1,5 — 1,8	1,6 — 1,9

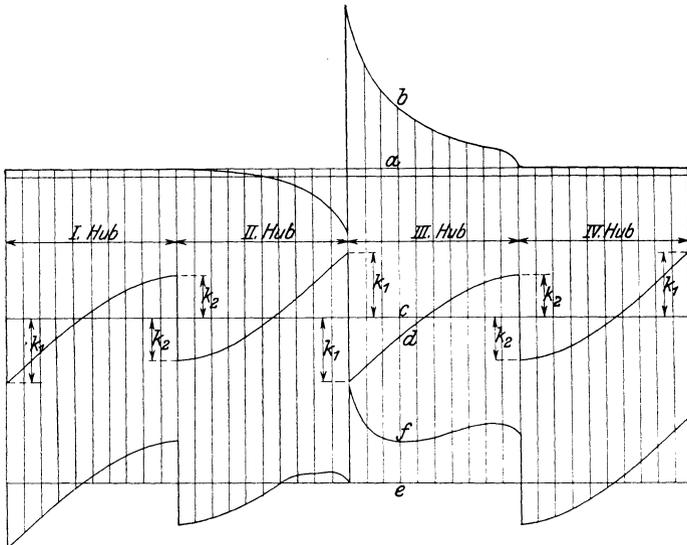


Abb. 71.

2. Das Kolbendruckdiagramm.

Die Kolbendrücke der einzelnen Hübe werden nach Art der Abb. 4 nebeneinander aufgezeichnet (Abb. 71). Ansaug- und Ausströmdruck kann vernachlässigt werden; die Kompressions- und die Expansionslinie werden nach der im sechsten Teil gegebenen Anweisung gezeichnet. Mit Berücksichtigung der darunter gezeichneten Massendrücke ergibt sich als unterster Linienzug das Diagramm der Kolbenüberdrücke.

Beispiel: Für die Expansionslinie wird

$$ef = ab - cd;$$

die nach oben gezeichneten Kräfte sind positiv, die nach unten gezeichneten Kräfte sind negativ genommen.

3. Das Drehkraftdiagramm.

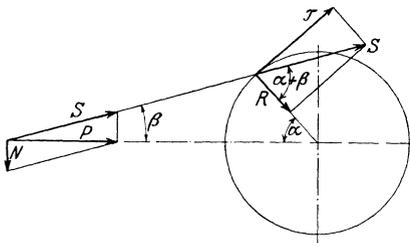


Abb. 72.

Zerlegt man nach Abb. 72 den jeweiligen Kolbendruck P in die Schubstangenkraft S und den Normaldruck N (auf die Gleitbahn), ferner die Schubstangenkraft S in die Dreh- oder Tangentialkraft T und die Radialkraft R , dann ist

$$S = \frac{P}{\cos \beta} \text{ und}$$

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = \frac{P \sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

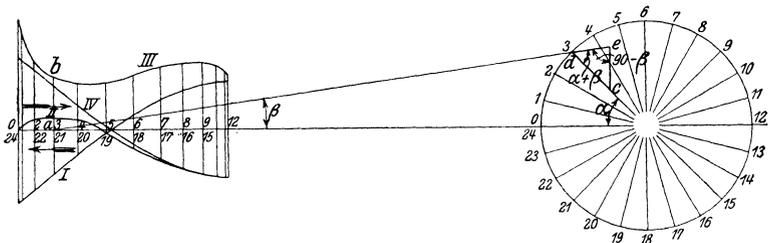


Abb. 73.

Hieraus ergibt sich mit Beziehung auf Abb. 73 folgende vereinfachte Konstruktion für T : Man ziehe von der augenblick-

lichen Kolbenstellung aus die zum Kurbelwinkel α gehörige Schubstangenrichtung (unter dem $\sphericalangle \beta$), mache auf dem zugehörigen Kurbelradius $dc = ab = P$ (augenblicklicher Kolbenüberdruck) und ziehe ce vertikal, dann ist $ce = T$.

$$\text{Beweis: } \frac{ce}{cd} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(90 - \beta)} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

$$\text{hieraus } ce = cd \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = \frac{P \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = T.$$

Die Konstruktion ist in Abb. 73 für das Drehkraftdiagramm des Arbeitshubes durchgeführt. Zeichnet man die Figur auch für die drei übrigen Hübe auf, wickelt nach Abb. 74 den Kurbelkreis zweimal ab, und trägt zu jedem Punkt des abgewickelten Kreises die zugehörige Drehkraft auf, dann ergibt sich das vollständige Drehkraftdiagramm.

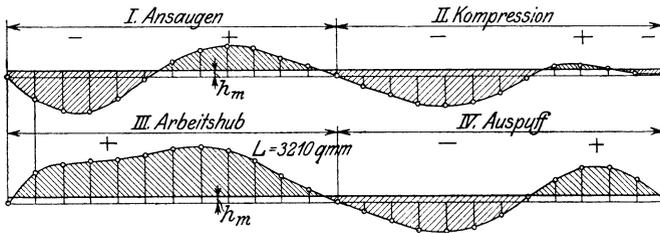


Abb. 74.

Der mittlere Widerstandsdruck p_w ergibt sich aus dem mittleren Druck p_i des Indikatorgrammes für die einfachwirkende Einzylindermaschine aus der Gleichung:

$$p_i \cdot s = p_w \cdot 2s\pi; \text{ hier ist}$$

$p_i \cdot s$ die beim Arbeitshub auf den Kolben übertragene Arbeit und

$p_w \cdot 2s\pi$ die während zweier Umdrehungen verlangte Arbeit auf 1 qcm Kolbenfläche. Hieraus

$$p_w = \frac{p_i}{2\pi} \text{ für einfachwirkende Einzylinder-Viertaktmaschine}$$

$$p_w = \frac{p_i}{\pi} \text{ ,, ,, ,, Zweitaktmaschine}$$

$$p_w = \frac{p_i}{\pi} \text{ ,, doppelwirkende ,, Viertaktmaschine}$$

$$p_w = \frac{2p_i}{\pi} \text{ ,, ,, ,, Zweitaktmaschine}$$

Die größte überschießende Fläche (+ oder —) des Drehkraftdiagramms betrage L qmm.

4. Berechnung des Kranzgewichtes.

Bezeichnet man die Masse des Kranzes mit M , den Radius bis zum Schwerpunkt des Kranzquerschnittes mit R , die größte Geschwindigkeit dieses Schwerpunktes im Verlauf je zweier Umdrehungen mit v_{\max} , seine kleinste Geschwindigkeit mit v_{\min} , dann ist die zwischen je zwei äußersten Werten der Geschwindigkeit aufgespeicherte, bzw. abgegebene lebendige Energie mit großer Annäherung:

$$W = \frac{M}{2} (c^2_{\max} - c^2_{\min})$$

Die größte überschießende Fläche des Drehkraftdiagrammes ist ein Maß für diese Energie. Ist

L der Inhalt dieser Fläche in qmm,

a die Arbeit, die 1 qmm Fläche des Drehkraftdiagrammes entspricht,

$c = \frac{2R\pi n}{60}$ die mittlere Umlaufgeschwindigkeit des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes,

F die Kolbenfläche in qcm,

dann ist auch

$$W = a \cdot L \cdot F = \frac{M}{2} (c^2_{\max} - c^2_{\min})$$

Bezeichnet man ferner die Größe

$$\delta = \frac{c_{\max} - c_{\min}}{c}$$

als Ungleichförmigkeitsgrad und setzt man

$$c = \frac{c_{\max} + c_{\min}}{2}$$

dann erhält man durch Multiplikation der beiden letzten Gleichungen

$$\delta \cdot c = \frac{c^2_{\max} - c^2_{\min}}{2c} \text{ oder}$$

$$c^2_{\max} - c^2_{\min} = 2\delta c^2$$

Dieser Wert in die letzte Gleichung für W eingesetzt, liefert

$$aL \cdot F = M\delta c^2; \text{ hieraus}$$

$$\text{Kranzmasse} \quad M = \frac{a L F}{\delta c^2} \quad \text{und}$$

$$\text{Kranzgewicht} \quad Q = g \cdot \frac{a L F}{\delta c^2}$$

Da die Arme ebenfalls an der Arbeitsaufspeicherung beteiligt sind, kann der Kranz zu etwa 0,9 dieses Wertes ausgeführt werden; also

$$\text{Kranzgewicht} \quad Q = 0,9 g \frac{a L F}{\delta c^2}$$

Der Kranzquerschnitt f qdm folgt aus der Gleichung

$$Q = f \cdot 2 R' \pi \cdot \gamma,$$

in der R' den Radius in dm und γ das spezifische Gewicht des Gußeisens 7,3 kg/cdm bedeutet. Der Durchmesser D' des Schwungrades beträgt gewöhnlich

$$D' = 4s \text{ bis } 4s;$$

der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{1}{30} \text{ bis } \frac{1}{40} \text{ (leicht) oder}$$

$$\delta = \frac{1}{70} \text{ bis } \frac{1}{80} \text{ (schwer).}$$

Unmittelbar gekuppelter Dynamoantrieb verlangt

$$\delta = \frac{1}{100} \text{ bis } \frac{1}{200}.$$

Beispiel. Der Kranzquerschnitt des Schwungrades der Maschine des Beispiels S. 51 ist für $\delta = \frac{1}{100}$ zu berechnen. Die Maschine ist hier als einfachwirkend einzylindrig gedacht.

$$\begin{array}{ll} \text{Gegeben: Zylinderdurchmesser} & D = 600 \text{ mm} \\ & \text{Hub} \quad s = 900 \text{ „} \\ & \quad \quad n = 125 \end{array}$$

Berechnet: Schwungraddurchmesser (für den Schwerpunkt des Kranzquerschnittes):

$$D' = 4,5 \cdot s = 4,5 \cdot 0,9 = 4,05 \text{ m}$$

Mittlere Umfangsgeschwindigkeit

$$c = \frac{D' \pi n}{60} = \frac{4,05 \pi \cdot 125}{60} = 26,5 \text{ m/sec.}$$

Das nach der im Sechsten Teil enthaltenen Anweisung aufgezeichnete Indikatorgramm (100 mm Länge, Druckmaßstab 5 mm = 1 at) lieferte einen mittleren Druck

$$p_i = 4,9 \text{ at.}$$

Die Massendrücke in den Totlagen betragen bei $\frac{G}{F} = 1,0 \text{ kg/qcm}$ und

$$v = \frac{0,9 \pi \cdot 125}{60} = 5,9 \text{ m/sec}$$

$$k_1 = \frac{G}{g F} \cdot \frac{v^2}{R} \left(1 + \frac{R}{l}\right) = \frac{1,0}{9,81} \cdot \frac{5,9^2}{0,45} \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 9,5 \text{ at}$$

$$k_2 = \frac{1,0}{9,81} \cdot \frac{5,9^2}{0,45} \left(1 - \frac{1}{5}\right) = 6,3 \text{ at}$$

Nach Aufzeichnung des abgewickelten Kolbendruck-, des Massendruck- und des Drehkraftdiagrammes ergibt sich die mittlere Widerstandshöhe des letzteren zu

$$p_w = \frac{p_i}{2\pi} = \frac{4,9}{2\pi} = 0,78 \text{ at}$$

Der Inhalt der größten Überschußfläche sei zu $L = 3210 \text{ qmm}$ planimetriert.

Der Wert a wird wie folgt berechnet:

$$1 \text{ mm Diagrammlänge bedeutet } \frac{0,9}{100} = 0,009 \text{ m Hub}$$

$$1 \text{ mm Diagrammhöhe bedeutet } \frac{1}{5} = 0,2 \text{ kg/qcm}$$

$$1 \text{ qmm Fläche bedeutet } a = 0,009 \cdot 0,2 = 0,0018 \text{ mkg/qcm}$$

$$\text{Kranzgewicht } Q = 0,9 \text{ g } \frac{a L \cdot F_i}{\delta c^2} = 0,9 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0018 \cdot 3210 \cdot \frac{60^2 \pi}{4}}{100 \cdot 26,5^2} = 20\,600 \text{ kg}$$

$$\text{Kranzquerschnitt } f = \frac{Q}{2R' \pi \gamma} = \frac{20\,600}{2 \cdot 20,25 \pi \cdot 7,3} = 22,2 \text{ qdm}$$

Bei doppeltwirkenden und Mehrzylindermaschinen sind die Drehkraftdiagramme entsprechend übereinander zu schieben und es ist nach algebraischer Addition ihrer Ordinaten das resultierende Drehkraftdiagramm zur Berechnung von L zu benutzen.

Zur angenäherten Berechnung gibt Güldner für das Kranzgewicht folgende Formel:

$$Q = \frac{x(0,75 + \varrho) 90\,000 N_i}{\delta c^2 n} \text{ in kg}$$

Hierin ist x der Gleichgangskoeffizient, der für die einzelnen Maschinenbauarten aus folgender Zahlentafel zu entnehmen ist, die für gleiche Zylinderdurchmesser und gleiche Hübe gilt:

Bauart		Zahl der Triebwerke	Zylinder- zahl	Kurbel- winkel	Viertakt	Zweitakt
					$\kappa =$	$\kappa =$
liegend	einfach- wirkend	1	1	—	1,0	0,80
		2	2	0	0,85	—
		2	2	180°	1,20	0,25
	doppelt- wirkend	1	1	—	1,20	0,24
		2	2	0	0,62	0,25
		1	2	—	0,325	0,56
		2	4	90°	0,28	0,40
stehend einfachwirkend	1	1	—	1,0	Diesel- maschine 1,0	
	2	2	0	0,85	0,89	
	2	2	180°	1,20	1,17	
	3	3	120°	0,65	0,75	
	4	4	180°	0,265	0,25	

ϱ ist das Verhältnis $\frac{p_c}{p_1} = \frac{\text{mittlerer Druck bei der Verdichtung}}{\text{mittlerer indizierter Druck}}$

und beträgt etwa bei:

Leuchtgas	$\varrho = 0,25—0,35$
Kraftgas	$\varrho = 0,35—0,45$
Benzin	$\varrho = 0,10—0,20$
Rohöl	$\varrho = 0,48—0,52$

D. Umsteuerungen.

Als umzusteuernde Maschinen kommen hier nur Schiffsmaschinen und zwar im wesentlichen Dieselmotoren in Betracht. Die einfachste Umsteuerung ist die der Zweitaktmaschine mit Auspuffschlitzen (Abb. 41). Da der Kolben diese Schlitze für jede Drehrichtung bei der gleichen Kolbenstellung abschließt, ist nur die Umsteuerung von Einlaß-, Brennstoff- und Anlaßventil erforderlich. In Abb. 75 ist das Indikator- und Steuerdiagramm, z. B. für Vorwärtsgang, gezeichnet. Von Kurbelstellung B_1 bis B_2 ist das Brennstoffventil geöffnet, von Au_1 bis Au_2 die Auslaßschlitze, von E_1 bis E_2 die Einlaß- oder Spülluftventile. Beim Anlassen ist statt des Brennstoffventiles von A_1 bis A_2 das Anlaßventil geöffnet. Gibt man den Öffnungswinkeln für das Brennstoff- und die Einlaßventile eine gemeinsame Symmetrieachse SS ,

so eilt diese bei den angegebenen Winkeln der Kurbelwelle um $\varepsilon = 18^\circ$ vor. Dreht man nach Abb. 76 sämtliche Steuernocken, also die ganze Steuerwelle, um 2ε zurück, so wird die Symmetrieachse SS um $\varepsilon = 18^\circ$ nacheilen, also denselben Zustand für die umgekehrte Drehrichtung einstellen. Die Umsteuerung erfolgt demnach in folgender Weise:

1. Brennstoffventil samt Anlaßventil ausrücken (Ruhestellung),
2. Steuerwelle entgegen der Drehrichtung verdrehen, wobei die Maschine mit Druckluft rückwärts anläuft,
3. Anlaßventil ausrücken, Brennstoffventil einrücken.

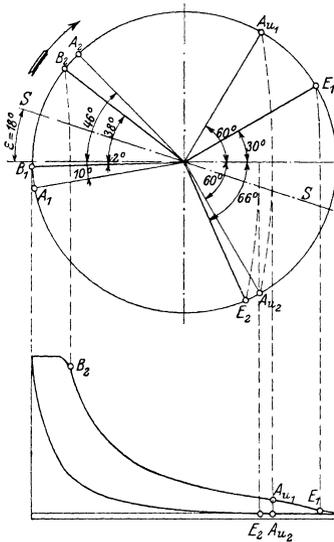


Abb. 75.

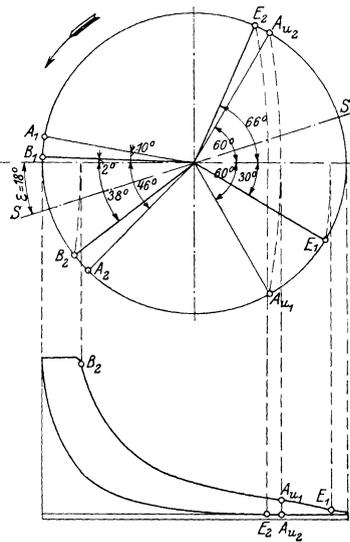


Abb. 76.

Das Verdrehen der Steuerwelle geschieht meistens dadurch, daß in der senkrechten Übertragungswelle eine Kuppelung vorhanden ist, die beim Umsteuern verschoben wird und, z. B. mit schrägen Schlitzen, den oberen Teil der Welle verdreht.

Beim Umsteuern einer Viertaktmaschine wird meistens die ganze Nockenwelle verschoben, und zwar ist

1. entweder jeder Nocken doppelt vorhanden, je einer für Vorwärts- und Rückwärtsgang,
2. oder jeder Steuerhebel besitzt zwei entsprechend versetzte Rollen, die von denselben Nocken gehoben und gesenkt werden.

Die Nocken haben schräge Anläufe, wodurch die seitliche Entfernung der Steuerhebel ziemlich groß wird.

Beim Antrieb der Ventile mit Rolle und Schubkurve (S. 68) kann man auch eine unmittelbar umsteuerbare Lenkersteuerung, z. B. die Klugsche, anwenden.

Vierter Teil.

Zündungen.

A. Glührohrzündung.

Die Glührohrzündung wird heute nicht mehr ausgeführt; bei Benzinmotoren wird wegen der Feuergefährlichkeit des Benzines von Überwachungsbehörden und Versicherungsgesellschaften die offene Flamme nicht mehr geduldet. Das Glührohr (Abb. 77) ist ein einseitig offenes Röhrchen, 5 bis 10 mm weit, 50 bis 80 mm lang, aus Porzellan, mit einem mittels Asbest eingedichteten Messingring am offenen Ende. Mit letzterem wird es durch einen Überwurf flansch gegen den Zylinderkopf gepreßt. An einer bestimmten Stelle wird es durch eine Bunsenflamme erhitzt. Der Vorgang beim Zünden ist folgender: Vom Ausströmhub herrührend, sind im Glührohr Abgasreste zurückgeblieben. Beim Kompressionshub werden diese mitverdichtet, so daß das frische Gasluftgemisch allmählich sich der Glühzone nähert.

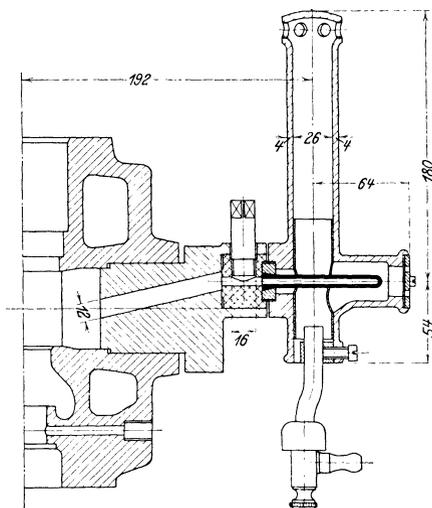


Abb. 77. (Nach Güldner.)

In dem Augenblick, wo das Gemisch letztere erreicht, erfolgt die Zündung. Die Glühzone muß also durch entsprechende Stellung der Bunsenflamme so ausprobiert werden, daß die Zündung kurz vor der Totlage des Kolbens stattfindet. Eine etwaige Frühzündung kann auch durch Verengung des Zündkanales mit einer

Schraube gemildert werden. Die Zündflamme kann durch ein Schutzgitter von außen beobachtet werden.

B. Abreißzündung.

Der Grundgedanke ist folgender: In den Verbrennungsraum der Maschine ragt ein isolierter Stift, gegen den sich ein Hebel legt,

der auf einer nicht isolierten, dem Stift parallelen Achse befestigt ist. Ein elektrischer Strom, der durch die Berührungsstelle von Stift und Hebel geht, wird im gewünschten Zündungszeitpunkt durch Abreißen des Hebels vom Stift unterbrochen, wodurch an der Unterbrechungsstelle ein Öffnungsfunken entsteht, der die Zündung einleitet. Das Abreißen kann geschehen durch

1. Gestänge,
2. Elektromagneten.

Die Stromerzeugung kann erfolgen durch

1. Akkumulatoren,
2. Magnetinduktor,
3. Gleichstrommaschine oder Erregerdynamo einer Wechselstrommaschine unter Einschaltung eines Vorschaltwiderstandes.

Beispiele: 1. **Abreißgestänge mit Magnetinduktor** (Bauart Bosch, Abb. 78 u. 79). Zwischen den Polen eines kräftigen Stahlmagneten ist ein Doppel-T-Anker *a* drehbar, von dem der eine Pol mit dem Maschinengestell, der zweite mit dem isolierten Stift *e'* elektrisch leitend verbunden ist. Durch einen

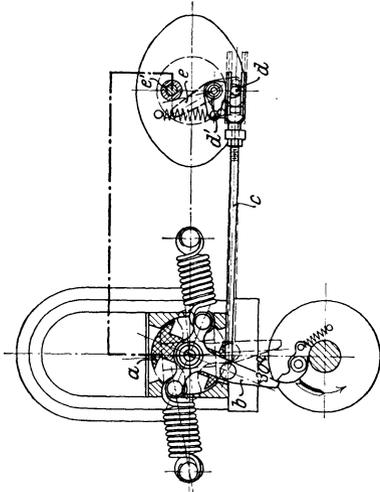


Abb. 79. (Nach Güldner.)

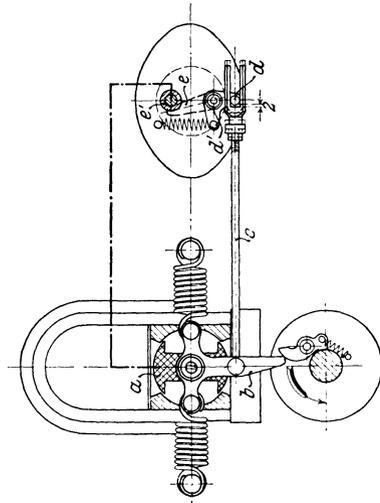


Abb. 78. (Nach Güldner.)

Daumen der Steuerwelle wird mittels eines Hebels *b* der Anker aus seiner Mittellage gebracht, wodurch eine oder zwei Federn gespannt werden.

In einem bestimmten Augenblick schnappt der Hebel *b* vom Daumen ab und der Anker schnell durch die Federkraft in seine Mittellage zurück. Dadurch entsteht ein elektrischer Stromstoß, der folgenden Weg nimmt: Vom einen Pol des Ankers durch eine isolierte Leitung nach dem Stifte *e'* und dem Zündhebel *e*, der gegen das Maschinengestell nicht isoliert ist und damit nach dem zweiten, ebenfalls nicht isolierten Pol des Ankers zurück. Gleichzeitig mit dem Anker schnell die mit dem Hebel *b* verbundene Abreißstange *c* zurück, faßt mit der Gabel den Hebel *d*, der auf derselben

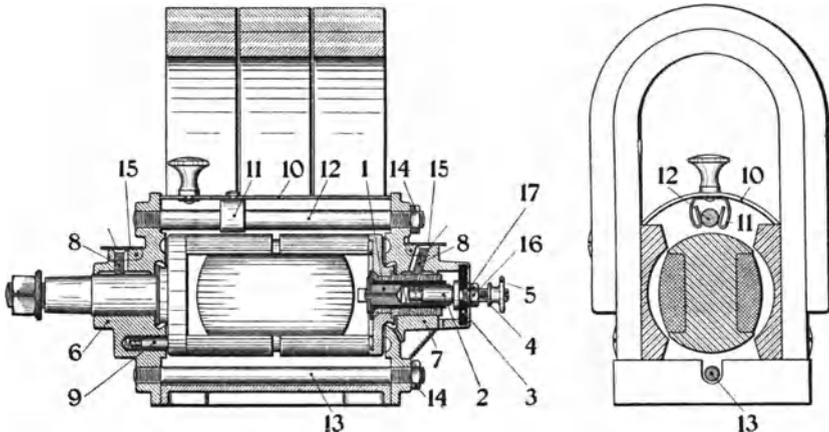


Abb. 80.

Achse wie der innere Hebel *e* sitzt und reißt dadurch letzteren vom Stift *e'* ab.

Diese Art der Zündung wird für ortsfeste Maschinen am meisten angewandt. Für schnellaufende, besonders Fahrzeugmaschinen ist sie nicht brauchbar (s. Kerzenzündung); für Großgasmaschinen, die der Sicherheit und Schnelligkeit der Zündung wegen auf jeder Kolbenseite zwei bis vier Zündstellen erhalten, wird das Abreißgestänge zu massig und deshalb vielfach durch elektromagnetische Schlagvorrichtung ersetzt.

Die Einzelheiten des Bosch'schen Magnetinduktors ergeben sich aus Abb. 80. Der Anfang der Ankerwicklung ist am Einkörper des Ankers befestigt, das Ende mit der isolierten Metallhülse *1* verbunden, die in der hinteren Ankerplatte befestigt ist.

In dieser Metallhülse befindet sich die Stromabnehmerkohle 2, die durch eine kleine Spiralfeder gegen den Bolzen 4 gepreßt wird,

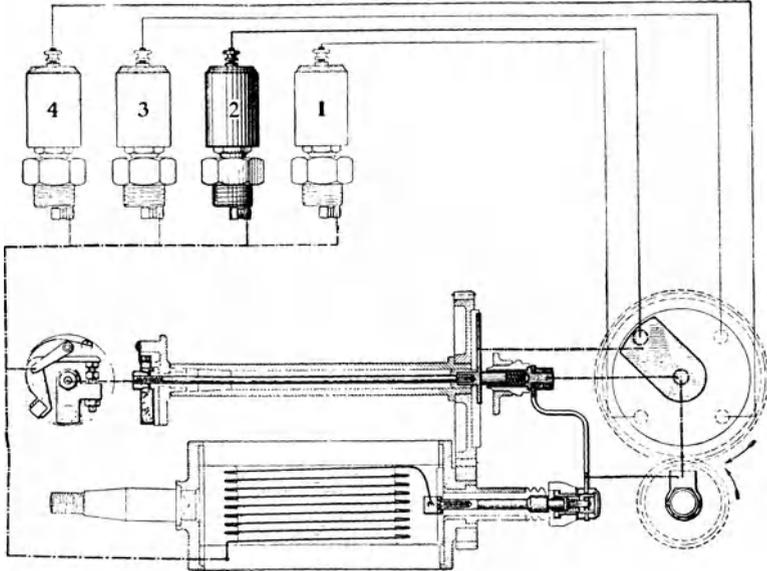


Abb. 81. (Nach Dubbel.)

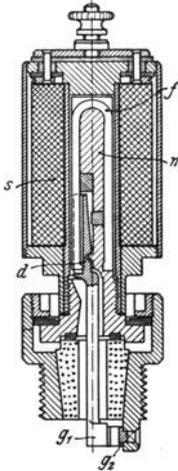


Abb. 82.
(Nach Dubbel.)

der durch die Fiberplatte 3 isoliert ist und am Ende die Anschlußmutter 5 für den Leitungsdraht nach dem Zündstift trägt. Der Anker ist in den Lagerplatten 6 und 7 gelagert. Die Schmierung erfolgt durch die Filzdochte 8. Gegen die vordere Ankerplatte werden durch Federn einige Metallkohlenstifte 9 gedrückt, die den Strom vom Ankerkörper zu den übrigen, mit dem Maschinenkörper verschraubten Teilen des Apparates leiten, damit er nicht durch die Lager gehen muß, wobei diese durch Ausbrennen beschädigt werden könnten. 10 ist ein Staubdeckel, der durch die Federn 11 auf den Bolzen 12 geklemmt wird.

2. Magnetkerze von Bosch. Ein Schema für 4 Zündstellen ist in Abb. 81 dargestellt. Der unten gezeichnete Anker des Induktors läuft ständig um und treibt durch ein Stirnräderpaar eine Achse, auf der links ein Strom-

unterbrecher, rechts ein umlaufender Schalthebel sitzt, durch den der Strom der Reihe nach zu den einzelnen Zündstellen geführt wird. Die Zündstelle (Magnetkerze) ist in Abb. 82 besonders gezeichnet. Sobald ein Strom durch die Spule s fließt, wird der Eisenkern m magnetisch und zieht das um eine Schneide bewegliche Eisenstück d an; dadurch entfernen sich die Kontakte $g_1 g_2$ unter Funkenbildung voneinander. Die Feder f drückt das Eisenstück zurück, sobald der Strom unterbrochen wird.

C. Kerzenzündung.

Für schnellaufende Maschinen, besonders bei Fahrzeugen, verwendet man, unter Vermeidung von schwingenden Massen, hochgespannten Strom, der im geeigneten Augenblick frei über eine im Innern des Verdichtungsraumes der Maschine befindliche Unterbrechung von 0,2 bis 0,5 mm Weite unter Funkenbildung überspringt. Der Grundgedanke der Einrichtung ergibt sich aus Abb. 83. Der ständig umlaufende Anker des Magnetinduktors ist mit

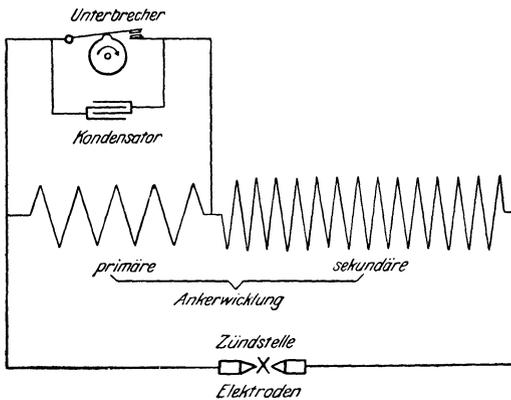


Abb. 83.
(Nach Güldner.)

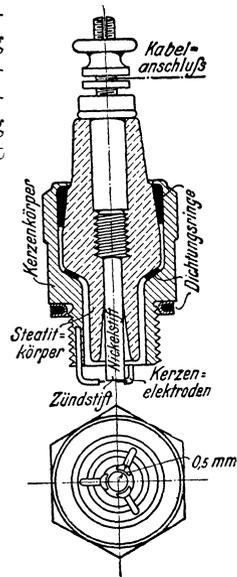


Abb. 84.
(Nach Güldner.)

zwei Wicklungen versehen, nämlich einer aus wenigen Windungen starken Drahtes (Primärwicklung), die einen umlaufenden Unterbrecher enthält und in sich kurz geschlossen ist, und einer aus sehr vielen Windungen dünnen Drahtes (Sekundärwicklung), die unter Einschluß der Zündstelle in sich kurz geschlossen ist. Parallel zur Primärwicklung ist ein aus isolierten Stanniolblättern bestehender

Kondensator geschaltet, der nach Art der Leydener Flasche sich lädt und die Wirkung bedeutend verstärkt. Im Zündungs Augenblick wird der Hauptstrom unterbrochen und in der Sekundärwicklung entsteht ein Induktionsstrom von etwa 10 000 bis 15 000 Volt, der imstande ist, die Zündstelle durch einen Funken zu überbrücken. Die Ausführung einer Zündkerze nach Bosch ergibt sich aus Abb. 84. Hier sind für eine Zündstelle der Sicherheit wegen drei parallel geschaltete Unterbrechungen vorgesehen, damit die Zündung in einem etwas größeren Raum eingeleitet wird.

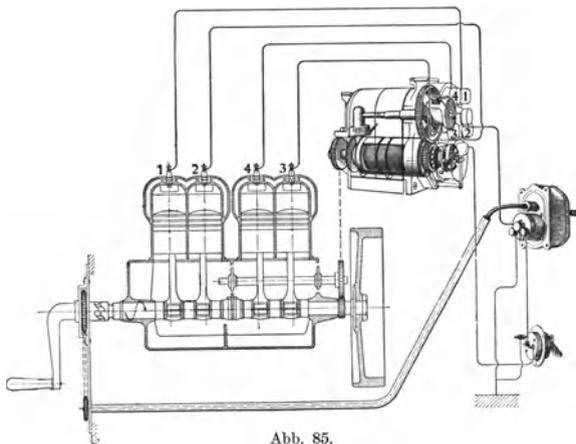


Abb. 85.

Da der Induktor erst bei einer gewissen Drehzahl eine zur Funkenbildung genügende Spannung liefert, ist zum Anlassen eine Hilfszündung notwendig, die durch einen Strom aus Trockenelementen, Akkumulator- oder Hilfsinduktor betätigt wird. Die letztere Art ist die gebräuchlichere und in Abb. 85 nach der Bosch'schen Ausführung dargestellt. Der Anlaßmagnetapparat erzeugt beim Drehen eine Reihe rasch aufeinander folgender Funken, die in der Kerze desjenigen Zylinders überspringen, dessen Kolben sich gerade vor dem Arbeitshub befindet. Die Hilfszündung kann mit einer besonderen Handkurbel vom Führersitz aus oder mit der Motor-Andrehkurbel betrieben werden.

Fünfter Teil.

Die Brennstoffe.**A. Allgemeines.**

Man unterscheidet feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe. Während die beiden letzteren in Verbrennungskraftmaschinen ohne weiteres verbrannt werden können, müssen die festen vorher in den gasförmigen Zustand übergeführt werden. Kennzeichnend für die Brennstoffe ist:

1. Die chemische Zusammensetzung, wobei besonders der Gehalt an Kohlenstoff und Wasserstoff maßgebend ist.
2. Das spezifische Gewicht, angegeben in kg/cbm bei gasförmigen und in kg/cdm bei festen und flüssigen Brennstoffen.
3. Der **Heizwert**, d. h. diejenige Anzahl von Wärmeinheiten (kg—Kal.), die bei der Verbrennung von 1 kg festen oder flüssigen oder 1 cbm gasförmigen Brennstoffes entsteht; in letzterem Falle wird der Heizwert gewöhnlich auf 0⁰ und 760 mm Druck bezogen. Der Heizwert wird am genauesten kalorimetrisch festgestellt ¹⁾; für feste Brennstoffe mit der Berthelot-Mahlerschen Bombe, für flüssige und gasförmige mit dem Junkersschen Kalorimeter.
4. Der Preis, der für feste und flüssige Brennstoffe in M/100 kg oder M/t, für gasförmige in Pf/cbm angegeben wird.
5. Aus 3 und 4 läßt sich der Wärmepreis, d. h. die Kosten für 1000 oder 100 000 WE berechnen.

B. Gasförmige Brennstoffe.**1. Leuchtgas.**

Dieses wird in meistens städtischen Gasanstalten durch Destillation von Steinkohle erzeugt und hauptsächlich zu Leucht- und Kochzwecken verwendet. Infolge seiner Reinheit ist es für kleinere Maschinen ein bequemes Treibmittel, für größere ist es zu teuer. Das rohe Leuchtgas enthält neben den weiter unten genannten Bestandteilen noch Beimengungen, die wertvolle Nebenerzeugnisse liefern:

¹⁾ Siehe des Verfassers Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen usw. 4. Aufl., J. Springer, Berlin 1916.

Teer, Ausgangsstoff für ganze Zweige der chemischen Industrie, wie Benzol, Anilinfarben, Süß- und Riechstoffe usw.

Ammoniak NH_3 , wird durch Einleiten in Schwefelsäure zu schwefelsaurem Ammoniak gebunden, das als Düngemittel verwendet wird.

Schwefelwasserstoff H_2S .

Naphthalin C_{10}H_8 .

Die Hauptteile einer Gasanstalt sind: Retortenofen, Wasservorlage, Waschturm zur Entfernung des Ammoniaks, Teer- und Naphthalinabscheider, Filter mit Raseneisenerz zur Entfernung des Schwefelwasserstoffes, Gaspumpen, Gasbehälter. Die Bestandteile des reinen Gases, die im wesentlichen von der Zusammensetzung der Kohle abhängen, enthält folgende Zahlentafel:

brennbar	{	Kohlenoxyd	CO =	4 bis 11	%	
		Wasserstoff	H =	45	,, 50	,,
		Sumpfgas	$\text{CH}_4 =$	30	,, 43	,,
		Schwere Kohlenwasserstoffe	$\text{C}_n\text{H}_{2n} =$	3	,, 6	,,
nicht brenn- bar	{	Kohlensäure	$\text{CO}_2 =$	1	,, 3	,,
		Sauerstoff	O =	0	,, 1,5	,,
		Stickstoff	N =	1	,, 6	,,

Spezifisches Gewicht $\sim 0,5$ kg/cbm

Heizwert ~ 5000 WE/cbm

Theoretische geringste Luftmenge zur Verbrennung ~ 5 cbm/cbm.

Zwischen Maschine und Gasmesser wird gewöhnlich ein Gasdruckregler und ein Gummibeutel eingeschaltet; letzterer zur Dämpfung der Druckschwankungen im Leitungsnetz, die das stoßweise Ansaugen verursacht.

In neuerer Zeit wird in den Gasanstalten dem Steinkohlengas vielfach Wassergas beigemischt, das durch Durchleiten von Luft und Wasserdampf durch eine hohe glühende Koksschicht erzeugt wird. Dadurch werden die Erzeugungskosten infolge Ersparnis an Bedienungsmannschaft verbilligt, jedoch auch der Heizwert herabgedrückt.

2. Kraftgas.

Das Kraft- oder Generatorgas wird in besonderen zylindrischen Schachtöfen, die aus Schmiedeeisen hergestellt und mit Schamottesteinen ausgemauert sind, erzeugt, indem ein Gemisch aus Wasserdampf und Luft durch eine hohe glühende Brennschicht geleitet wird. Im unteren Teil des Generators, auf dem Rost, wird eine vollkommene Verbrennung eingeleitet, weiter oben wird sie

durch entsprechende Bemessung der Schachthöhe unvollkommen gestaltet; nur dadurch ist die Bildung brennbarer Gase möglich. Als Brennstoff dienen:

- a) Anthrazit,
- b) Koks,
- c) Braunkohlenbrikett,
- d) Torf.

Die hauptsächlichsten chemischen Vorgänge sind folgende:

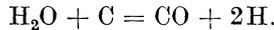
I. Auf dem Rost verbrennt der Kohlenstoff zu Kohlensäure:



II. In der Zone der unvollkommenen Verbrennung verbindet sich die Kohlensäure mit dem Kohlenstoff zu Kohlenoxyd:



III. Der Wasserdampf wird durch den glühenden Brennstoff zersetzt, wobei sich der Sauerstoff mit dem Kohlenstoff zu Kohlenoxyd verbindet, während der Wasserstoff frei wird:



Das Kraftgas besteht demnach im wesentlichen aus Kohlenoxyd, Wasserstoff und dem unverändert gebliebenen Stickstoff der durchgeleiteten Luft.

Je nachdem Luft und Wasserdampf mittels besonderer Vorrichtungen durch die Brennstoffschicht hindurchgepreßt oder durch die Saugwirkung der Maschine selbst hindurchgesaugt werden, unterscheidet man Druck- und Sauggasanlagen.

Als Beispiel ist in Abb. 86 eine Sauggasanlage von Gebr. Körting, Hannover, dargestellt, die mit Koks oder Anthrazit betrieben werden kann. Der links gezeichnete Generator ist ein allseitig geschlossener, schmiedeeiserner, zylindrischer, mit Schamotte ausgemauerter Schachtofen, auf dessen Rost eine hohe Brennstoffschicht liegt. Die Feuertür ist während des Betriebes geschlossen und wird nur zum Anheizen und Abschlacken geöffnet; der Aschenfall ist mit Wasser gefüllt. Die Brennstoffzuführung erfolgt von oben durch einen Doppelverschluß und einen am Deckel sitzenden Rohrstutzen. Wenn die Maschine läuft, entsteht im Innern der ganzen Anlage, also auch im Generator, während des Saugehubes ein Unterdruck, und die Luft aus dem seitlichen Rohr tritt unter den Rost. Das entstehende heiße Gas zieht oben aus dem Generator ab und durchströmt das Heizrohr des Verdampfers, der seitlich offen ist. Während des Saugehubes strömt durch diese seitliche Öffnung Luft ein, sättigt sich an der Wasseroberfläche mit Dampf und zieht unter den Rost. Der Wasserspiegel

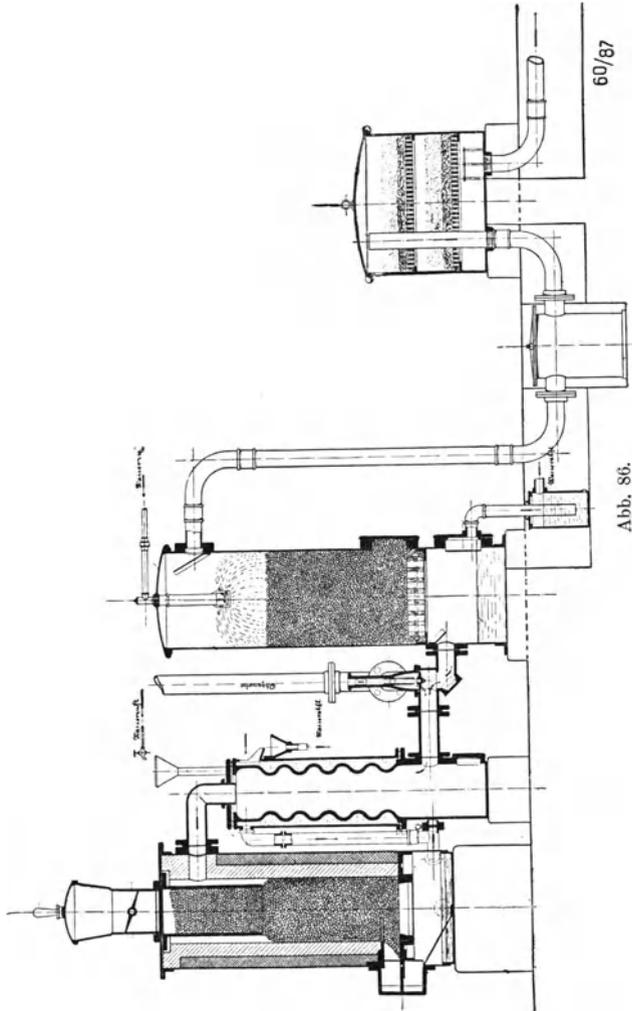


Abb. 86.

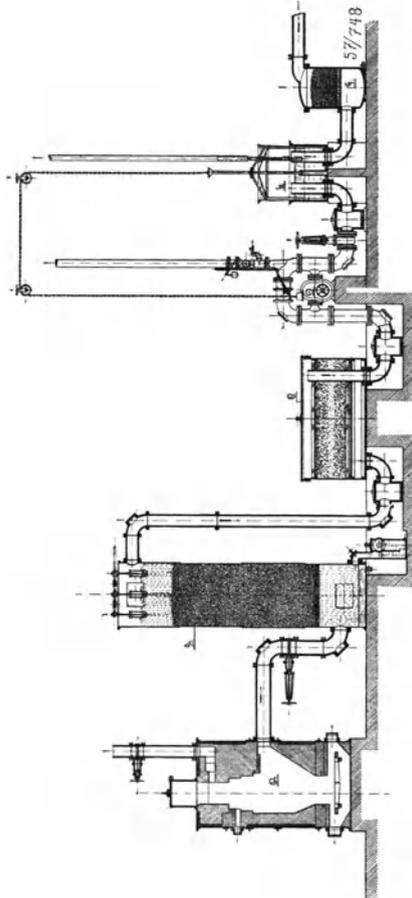
im Verdampfer wird durch Wasser-Zu- und Überlauf mit Trichterrohr auf gleicher Höhe erhalten. Das Gas strömt weiter durch den Wäscher (Skrubber), der mit Koks gefüllt ist und mit Wasser berieselt wird; letzteres fließt unter Einschaltung eines Wasserverschlusses ab, der den Zweck hat, das Einsaugen von Luft zu verhindern. Das aufgenommene Wasser wird zunächst im Wassertopf abgeschieden, seine letzten Reste, sowie sonstige Verunreinigungen werden in einem Reiniger entfernt, der mit Sägespänen gefüllt ist und den das Gas mit Richtungswechsel durchströmt. Zum Ingangsetzen der Anlage ist zwischen Verdampfer und Reiniger ein Wechselventil mit Dunstrohr eingeschaltet. Während des Betriebes legt das Gas den beschriebenen Weg zurück und die Maschine saugt bei jedem Saugehub die zum nächsten Arbeitshub notwendige Gasmenge selbst an und hält dadurch den Generator in Brand. Will man die Maschine stillsetzen, so wird das Wechselventil umgeschaltet, so daß der zwischen diesem und der Maschine befindliche Teil der Anlage abgeschlossen wird und mit brauchbarem Gas gefüllt bleibt, während durch die Saugwirkung des Dunstrohes ein schwacher Luftstrom durch den Generator zieht und diesen in Brand hält. Soll die Maschine wieder angelassen werden, so drückt oder saugt man mittels eines Ventilators Luft durch den Generator und entläßt das zunächst entstehende Gas so lange durch das Dunstrohr, bis eine dort an einem Hahn zu entzündende Probeflamme ruhig brennt. Nach einer Blasezeit von 5 bis 10 Minuten ist die Temperatur im Innern des Generators wieder so hoch, daß der Betrieb von neuem begonnen werden kann. Das Wechselventil wird so gestellt, daß es die Verbindung des Verdampfers mit dem Wäscher wiederherstellt und das Dunstrohr abschließt; hierauf wird die Maschine angelassen.

Die Vergasung von **Braunkohlenbrikett** bereitet wegen der Teerbildung Schwierigkeiten, die nur durch besondere Bauart des Generators zu überwinden sind. Hier wird die Luft oben und unten zugeführt, so daß sich zwei Brennzonen bilden; das Absaugen des Gases erfolgt in der Mitte. Die Schwelgase werden beim Durchziehen durch die Glühzone in nicht kondensierbare Gase zersetzt, so daß sich kein Teer abscheiden kann. Wasserdampf wird nicht zugeführt, da die Briketts ohnehin genügend Wasser enthalten.

Ähnlich sind die Generatoren zur Vergasung von **Torf** gebaut, nur müssen hier wegen des größeren Wassergehaltes die Schwelgase des oberen Feuers durch eine Umführungsleitung unter den Rost des unteren Feuers geführt werden, damit sie infolge der höheren Temperatur des letzteren sicher zersetzt werden.

Abb. 87 zeigt eine Körtingsche Anlage für Braunkohlenbrikett, bei der ein Teil des erzeugten Gases für Heizzwecke ver-

wendet werden kann. Zwischen Reiniger und den Verwendungsstellen ist ein Gebläse eingebaut, das das Gas einerseits absaugt



und andererseits unter Druck setzt und den Verwendungsstellen zuführt. Von der Sauge- zur Druckstelle des Gebläses ist ein Um-

führungsrohr geleitet, das eine selbsttätige Drosselklappe enthält. Letztere folgt durch Kettenübertragung dem Steigen und Fallen einer Gaslocke und läßt Gas aus der Druck- in die Saugleitung zurückströmen, sobald der Druck zu hoch wird.

Durchschnittswerte für die gebräuchlichsten Brennstoffe sind nach Güldner:

Brennstoff	Heizwert des Brennstoffes WE/kg	Gasmenge cbm/kg	Gaszusammensetzung in Volum-%					Heizwert des Gases WE/cbm
			CO	H	CH ₄	CO ₂	N	
Anthrazit . .	8000	4,8	16,6	24,2	2,0	11,3	45,9	1300
Gaskoks . . .	7000	4,5	27,6	7,0	2,0	4,8	58,6	1200
Braunkohlen- brikett . . .	5000	3,0	15,2	26,7	2,4	11,9	43,8	1300
Torf	2400	1,3	15,0	10,0	4,0	14,0	57,0	1350

3. Hochofen- und Koksofengas.

Beide Gase sind Nebenerzeugnisse der Hüttenwerke. Der Hochofen kann mit einem Koksgenerator, der Koksofen mit einer Leuchtgasanstalt verglichen werden. Während jedoch beim Koksgenerator das entstehende Gas das Haupterzeugnis bildet, ist der Hauptzweck des Hochofens die Herstellung der zur Reduktion des Eisenerzes erforderlichen Temperatur und das Gichtgas ist verwertbarer Abfall. Der Hauptzweck der Gasanstalt ist die Gasbereitung, wobei der Koks als wertvolles Nebenerzeugnis abfällt; dagegen ist das Haupterzeugnis des Koksofens der für den Hüttenbetrieb notwendige Koks, während die Abgase nebenher zur Verfügung stehen. Dieser Verschiedenheit der Prozesse entsprechend besitzen beide Gase ganz verschiedene Zusammensetzung und Heizwerte; während das Koksofengas Ähnlichkeit mit dem Leuchtgas hat, ist das Hochofengas dem Generatorgas ähnlich zusammengesetzt, wie die Vergleiche mit den Zahlentafeln S. 90, 95 und 96 beweisen.

Durchschnittswerte für

Koksofengas:

nicht brenn- bar	{	Kohlenoxyd	CO = 7 bis 10%
		Wasserstoff	H = 49 „ 55 „
		Sumpfgas	CH ₄ = 27 „ 32 „
		Schwere Kohlenwasserstoffe	C _n H _{2n} = 2 „ 4 „
		Kohlensäure	CO ₂ = 1 „ 3 „
		Stickstoff	N = 2 „ 6 „
		Wasserdampf	H ₂ O bis 1%

Spezifisches Gewicht $\sim 0,5$ kg/cbm
 Heizwert 4000—5000 WE/cbm
 Geringste theoretische Luftmenge zur Verbrennung \sim
 5 cbm/cbm.

Hochofengas:

nicht brenn- bar	{	Kohlenoxyd	CO = 26 bis 30	%
		Wasserstoff	H \sim	3 „
		Sumpfgas	CH ₄ \sim	0,5 „
		Kohlensäure	CO ₂ = 9 „ 10	„
		Stickstoff	N = 54 „ 56	„
nicht brenn- bar	{	Wasserdampf	H ₂ O \sim	5 „
		Spezifisches Gewicht $\sim 1,25$ kg/cbm		
Heizwert 700—1000 WE/cbm				
Geringste theoretische Luftmenge zur Verbrennung bis 0,7 cbm/cbm.				

Beide Gase müssen vor der Verwendung zum Maschinenbetrieb gründlich gereinigt werden, und zwar das Koksofengas ähnlich wie das Leuchtgas, und das Gichtgas in folgender Weise: Da das Gichtgas bis zu mehreren Grammen Staub in 1 cbm¹⁾ enthält, muß dieser durch Standkästen oder Staubkammern, dann durch Waschapparate und zuletzt durch Sägespanfilter sorgfältig entfernt werden. Die Rohrleitungen sind so auszuführen, daß der Staub leicht beseitigt werden kann, z. B. werden die Krümmer mit Deckeln versehen. Die Maschinentzylinder werden im Innern so ausgebildet, daß eine Ablagerung von Staub möglichst verhindert wird, da letzterer glüht und dadurch die Gefahr von Frühzündungen bildet.

Die Gichtgase der Hochöfen werden zu etwa 60% zur Windheizung verwendet, so daß für Kraftzwecke etwa 40% zur Verfügung stehen. Diese hat man früher unter Dampfkesseln verheizt, die den Dampf für die Gebläse- und andere Maschinen liefern, was teilweise auch heute noch geschieht. Wirtschaftlicher ist jedoch die unmittelbare Verbrennung der Gichtgase in Gasmaschinen, die jetzt in Größen bis zu mehreren Tausend Pferdestärken ausgeführt werden, wie folgendes **Beispiel** zeigt:

Ein Hochofen liefert für je 1 t Roheisen in 24 Stunden 4500 cbm Gas, von dem 40%, also 1800 cbm für Kraftzwecke verfügbar sind. Benützt man diese zur Heizung von Dampfkesseln, so stehen bei Annahme eines Heizwertes von 900 WE/cbm und eines Kesselwirkungsgrades von 0,7 täglich

¹⁾ Welche Mengen sich ergeben können, zeigt folgendes Beispiel: Eine 1000 pferdige Maschine gebrauche 3 cbm Gas für 1 PS-Std, das 5 g Staub/cbm enthält. Die **tägliche** Staubmenge ist dann

$$5 \cdot 3 \cdot 1000 \cdot 24 = 360\,000 \text{ g} = \mathbf{360 \text{ kg.}}$$

$$1800 \cdot 900 \cdot 0,7 = 1\,134\,000$$

ausnützbare WE zur Verfügung. Nimmt man die Erzeugungswärme des Dampfes zu 620 WE/kg und den Dampfverbrauch der Maschine zu 8 kg/PS-Std an, so ist der tägliche Wärmeverbrauch für 1 PS

$$620 \cdot 8 \cdot 24 = 119\,000 \text{ WE,}$$

also können mit den verfügbaren 1134000 WE

$$\frac{1\,134\,000}{119\,000} = 9,5 \text{ PS}$$

erzeugt werden.

Für die Gasmaschine ergibt sich dagegen folgendes: Bei einem Gasverbrauch von 3 cbm/PS-Std kann man mit den genannten 1800 cbm Gas eine Leistung von $\frac{1800}{24 \cdot 3} = 25$ PS erzeugen, also etwa 15 PS für jede Tonne Roheisen mehr. Ein Hochofenwerk von 500 t täglicher Erzeugung würde demnach bei

$$\text{Dampfbetrieb} \quad \quad 9,5 \cdot 500 = 4\,750 \text{ PS}$$

$$\text{Gasmaschinenbetrieb} \quad . \quad 25 \cdot 500 = 12\,500 \text{ PS}$$

leisten können. Die letztere Leistung ist meistens größer als der Eigenbedarf des Werkes, so daß der Überschuß in Form von elektrischer Energie verkauft werden kann.

C. Flüssige Brennstoffe.

Diese müssen vor ihrer motorischen Verbrennung verdampft und mit Luft gemischt werden; eine Ausnahme machen die Gleichdruckmaschinen, die, wie früher besprochen, Brennstoffe in flüssigem Zustand verwenden. Man unterscheidet:

- I. Destillationserzeugnisses des Erdöles,
- II. „ „ „ Steinkohlenteeres,
- III. „ „ „ Braunkohlenteeres,
- IV. Spiritus.

1. Das Erdöl und seine Destillate.

Das Erdöl besteht hauptsächlich aus 80—86% C und 10—13% H und kommt aus großen, durch Bohrlöcher erschlossenen Lagern, hauptsächlich aus Nordamerika (Pennsylvanien) und dem Kaukasusgebiet (Baku), dann auch aus Galizien und Rumänien. Durch fraktionierte Destillation (bei stufenweise gesteigerter Temperatur) werden vier sog. Fraktionen aufgefangen:

- a) Benzin, das sind die leichtsiedenden Destillate, die bis zur Temperatur von 150° übergehen,

- b) Petroleum, geht zwischen 150° und 300° über,
 c) Gasöl, auch Mittel-, Blau- oder Grünöl genannt, geht bei Temperaturen über 300° über,
 d) Masut, die Rückstände die auf Schmieröl verarbeitet oder an der Erzeugungsstelle als Treiböl in Dieselmotoren verwendet werden.
- a) **Benzin.** Die amerikanischen und galizischen Benzine gehören der Methanreihe (C_nH_{2n+2}) an, bestehen also aus: Pentan C_5H_{12} , Hexan C_6H_{14} , Heptan C_7H_{16} , Oktan C_8H_{18} , während die russischen Benzine vorwiegend Glieder der Naphthenreihe (C_nH_{2n}) enthalten, also: Zyklohexan C_6H_{12} , Heptanaphthen C_7H_{14} usw. Im Handel werden folgende Benzinsorten unterschieden:

Bezeichnung	Spez. Gewicht bei 15° C	Siedegrenze °C
Gasolin I (Petroläther)	0,65 —0,66	30—80
Gasolin II (Leichtbenzin)	0,66 —0,68	30—95
Autoluxusbenzin	0,69 —0,70	50—105
Automobilbenzin I	0,70 —0,705	50—110
Motorenbenzin I	0,715—0,72	50—115
Handelsbenzin	0,725—0,735	70—115
Waschbenzin (Ligroin)	0,74 —0,75	80—120
Schwerbenzin (Lackbenzin)	0,75 —0,76	80—130

Der geringste theoretische Luftbedarf ist 12—13 cbm/kg, der Heizwert etwa 10 000 WE/kg. Wegen seiner Leichtflüchtigkeit ist Benzin in hohem Maße feuergefährlich¹⁾ und darf deshalb nie in der Nähe offener Flammen abgefüllt werden.

b) **Petroleum**, das ebenfalls etwa 10 000 WE/kg Heizwert besitzt, wird als Treiböl nur noch selten verwendet.

c) **Gasöl** war früher der begehrteste Treibstoff für Dieselmotoren, ist aber jetzt wegen seines hohen Preises zugunsten des Teeröles zurückgetreten. Es wird hauptsächlich zur Fettgasbereitung verwendet.

2. Destillate des Steinkohlenteeres.

Der Teer entsteht bei der Leuchtgasbereitung und der Kokerei als Nebenerzeugnis. Seine Zusammensetzung ist verschieden, je nachdem er einem Horizontal-, Vertikal- oder Kammerofen entstammt. Er wird in 4 Fraktionen destilliert:

¹⁾ Der Verkehr mit Mineralölen ist durch besondere polizeiliche Verordnungen geregelt.

	Spez. Gewicht kg/cdm	Siedegrenze °C
Leichtöl	0,91—0,95	bis 170
Mittelöl	1,01	„ 230
Schweröl	1,04	„ 270
Anthrazenöl	1,1	„ 320

Der Rückstand ist Pech.

Das **Leichtöl** wird durch Destillation in 3 Fraktionen getrennt:

- Leichtbenzol bis zum spez. Gewicht 0,89
- Schwerbenzol „ „ „ „ 0,95
- Karbolöl „ „ „ „ 1,00.

Benzol C_6H_6 wird als Ersatz für Benzin wie dieses in Verbrennungskraftmaschinen verwendet. Es ist nicht so leichtflüchtig wie Benzin und läßt höhere Verdichtungsspannungen zu. Der geringste theoretische Luftbedarf ist 10 cbm/kg, der Heizwert etwa 9500—10 000 WE/kg.

Die übrigen Fraktionen führen den Sammelnamen **Teeröl**, das z. Zt. der wichtigste Brennstoff für Dieselmotoren ist. Der geringste theoretische Luftbedarf ist 10 cbm/kg, der Heizwert etwa 9000 WE/kg. Wegen seiner trägeren Zündfähigkeit, wird nach S. 36 die Verbrennung durch ein besonderes Zündöl eingeleitet.

Versuche, auch den **rohen Teer** in Dieselmotoren zu verbrennen, sind für den leichter flüssigen Vertikalofenteer erfolgreich gewesen, besonders wenn der Teer vor dem Eintritt in die Brennstoffpumpen durch ein Kiesfilter geht.

3. Destillate des Braunkohlenteeres.

Der Braunkohlenteer ist im Gegensatz zum Steinkohlenteer Haupterzeugnis und wird aus stark bituminöser Braunkohle und Schiefer hergestellt und zu Mineralöl und Paraffin verarbeitet. Die Hauptfraktionen sind **Solaröl** und **Paraffinöl**: ersteres kann auch in Glühkopfmotoren, letzteres gewöhnlich in Dieselmotoren verbrannt werden. Der theoretische Luftbedarf ist etwa 11 cbm/kg, der Heizwert rund 10 000 WE/kg.

	Spez. Gewicht kg/cdm	Siedegrenzen °C
Solaröl	0,825—0,83	150—270 ^o
Helles Paraffinöl	0,85 —0,88	189 —300 ^o
Dunkles „	0,88 —0,90	200—300 ^o

4. Spiritus.

Dieser wird aus gedämpften Kartoffeln und Grünmalz durch Gärung und Destillation hergestellt und enthält stets mehr oder weniger Wasser. Der reine Alkohol $C_2H_5(OH)$ hat folgende Zusammensetzung:

$$\begin{aligned} C &= 52,12\% \\ H &= 13,14 \, ,, \\ O &= 34,74 \, ,, \end{aligned}$$

Der hohe Sauerstoffgehalt in Verbindung mit dem Wassergehalt erklärt den verhältnismäßig niedrigen Heizwert, der beträgt:

für reinen Alkohol	6362 WE/kg
„ 95 ⁰ / ₀	„ 6014 „
„ 90 „	„ 5665 „
„ 85 „	„ 5318 „
„ 80 „	„ 4970 „

Spiritus kann in Verpuffungsmaschinen ähnlich wie Benzol verbrannt werden; da er jedoch nicht so leichtflüchtig ist, läßt man die Maschine mit Benzol anlaufen, bis der Vergaser genügend warm geworden ist, und schaltet dann auf Spiritus um. Seiner allgemeinen Verwendung steht der sehr hohe Preis entgegen.

Sechster Teil.

Theorie der Verbrennungs-Kraftmaschinen¹⁾.

Aus der mechanischen Wärmetheorie werden folgende Beziehungen als bekannt vorausgesetzt:

1. Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$.
2. I. Poissonsche Gleichung $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$
3. II. „ „ $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$
4. III. „ „ $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_1}{T_2}$
5. Gesetz von Gay-Lussac $\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$

¹⁾ Siehe auch des Verfassers Technische Wärmelehre der Gase und Dämpfe. Julius Springer, Berlin 1916.

- 6. Zustandsänderung bei konstantem Volumen $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$
- 7. Verhältnis der spezifischen Wärmen $\frac{c_p}{c_v} = k = 1,41$.

A. Theorie des Verpuffungsprozesses.

Das theoretische Diagramm der Viertaktmaschine ist in Abb. 88 wiedergegeben.

- I. Hub: a—b: Ansaugen eines Gemisches aus Gas und Luft vom absoluten Druck p_1 und der absoluten Temperatur T_1 .
- II. Hub: b—c: Adiabatische Kompression vom Zustand $p_1 v_1 T_1$ auf den Zustand $p_2 v_2 T_2$.
- III. Hub: 1. c—d: Zuführung der Wärmemenge Q_1 bei konstanten Volumen durch innere Verbrennung; dadurch plötzliche Überführung in den Zustand $p_3 v_2 T_3$.
2. d—e: Adiabatische Expansion vom Zustand $p_3 v_2 T_3$ auf den Zustand $p_4 v_1 T_4$.
- IV. Hub: 1. e—b: Durch Entspannung auf den Druck p_1 gibt das Gas die Wärmemenge Q_2 ab.

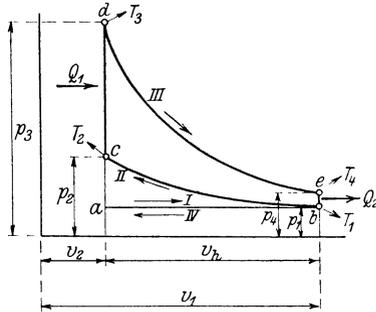


Abb. 88.

- 2. b—a: Ausströmen. Nach dem folgenden Ansaugen ist bei b wieder der anfängliche Zustand $p_1 v_1 T_1$ vorhanden.

Die Wärmeabgabe bei e—b kann theoretisch als Wärmeentziehung bei konstantem Volumen behandelt und der Prozeß mit Weglassung des Ansauge- und des Ausströmhubes als ein Kreisprozeß zwischen zwei Adiabaten und zwei Linien gleichen Volumens betrachtet werden. Mit dieser Voraussetzung werden berechnet:

- a) der theoretische thermische Wirkungsgrad,
- b) die Vorgänge beim Kompressionshub,
- c) „ „ „ Expansionshub.

a) Der theoretische thermische Wirkungsgrad ist

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Ist das Gewicht des arbeitenden Gemisches = G und seine spezifische Wärme bei gleichbleibendem Volumen = c_v , dann ist

$$\begin{aligned} Q_1 &= G c_v (T_3 - T_2) \text{ und } Q_2 = G c_v (T_4 - T_1); \text{ also} \\ Q_1 - Q_2 &= G c_v (T_3 - T_2 - T_4 + T_1) \\ &= G c_v \left[T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - T_2 \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \right] \end{aligned}$$

Nach der II. Poissonschen Gleichung ist aber

$$\begin{aligned} \frac{T_4}{T_3} &= \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \text{ und} \\ \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}; \text{ also} \\ \frac{T_4}{T_3} &= \frac{T_1}{T_2} \end{aligned}$$

Folglich wird

$$Q_1 - Q_2 = G c_v (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right)$$

nach der ersten Gleichung ist aber

$$\begin{aligned} G c_v (T_3 - T_2) &= Q_1, \text{ also} \\ Q_1 - Q_2 &= Q_1 \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \text{ oder} \\ \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} &= 1 - \frac{T_1}{T_2} \end{aligned}$$

Nach dem III. Poissonschen Gesetz ist aber

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \text{ also} \\ \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} &= \eta_{th} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \end{aligned}$$

Der theoretische thermische Wirkungsgrad hängt nur vom Verdichtungsverhältnis $p_1:p_2$ ab und ist um so größer, je höher der Kompressionsenddruck p_2 ist. Letzterer hat seine obere Grenze durch die Möglichkeit einer unbeabsichtigten Selbst-Frühzündung infolge der Kompressionswärme.

b) **Der Verdichtungs- oder Kompressionshub.** Nach der I. Poissonschen Gleichung ist

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k \text{ oder } v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$$

Setzt man das Kolbenwegvolumen = v_h , dann ist $v_1 = v_2 + v_h$ und

$$v_2 = (v_2 + v_h) \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}; \text{ hieraus}$$

$$v_2 = \frac{v_h \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}} = \frac{v_h}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1}$$

Danach kann man für eine durch ihre Zylinderabmessungen gegebene Maschine für ein bestimmtes Verdichtungsverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$ die theoretisch notwendige Größe des Kompressionsraumes berechnen.

Ferner ist nach der III. Poissonschen Gleichung

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Hieraus theoretische Endtemperatur

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

c) **Die Zündung und der Arbeitshub.** Ist M die in G kg des Gemisches enthaltene Gasmenge in cbm bei 0° und 760 mm und ist H der Heizwert des Gases in WE/cbm , dann ist die bei der Verbrennung entwickelte Wärme

$$Q_1 = M \cdot H$$

Ferner ist auch

$$Q_1 = G c_v (T_3 - T_2); \text{ also}$$

$$MH = G c_v (T_3 - T_2).$$

Hieraus theoretische Höchsttemperatur

$$T_3 = T_2 + \frac{MH}{c_v G}$$

Der theoretische Höchstdruck wird nach dem Gesetz für Zustandsänderung bei konstantem Volumen berechnet:

$$p_2 = p_1 \frac{T_3}{T_2}$$

Expansions-Endtemperatur T_4 und -Enddruck p_4 werden für Punkt e aus den Poissonschen Gesetzen berechnet:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}; \text{ hieraus}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}; \text{ und aus}$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \text{ folgt}$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$$

Die in den Auspuffgasen enthaltene Wärmemenge ist

$$Q_2 = G c_v (T_4 - T_1).$$

Die nach diesen Formeln berechneten Zahlenwerte weichen von der Wirklichkeit erheblich ab, hauptsächlich:

1. Wegen des Wärmeaustausches mit den Zylinderwandungen infolge der Wirkung des Kühlwassers; dadurch weichen auch die Expansions- und die Kompressionslinien von der Form der Adiabate ab.
2. Wegen des beim Ausströmhuh im Verdichtungsraum zurückbleibenden Abgasrestes, der sich mit dem neu angesaugten Gasgemisch vermischt.
3. Wegen unvollkommener Verbrennung.
4. Weil die spezifische Wärme c_v und der Wert $k = 1,41$ für Gase bei höheren Temperaturen von den für 0° gültigen Werten erheblich verschieden ist.

B. Theorie des Gleichdruckprozesses.

Das theoretische Diagramm der Viertaktmaschine zeigt Abb.89.

- I. Hub: a—b: Ansaugen von Luft vom absoluten Druck p_1 und der absoluten Temperatur T_1 .
- II. Hub: b—c: Adiabatische Kompression vom Zustand $p_1 v_1 T_1$ auf den Zustand $p_2 v_2 T_2$.

III. Hub: 1. c—d: Verbrennung, also Wärmezufuhr, bei gleichbleibendem Druck p_2 , während Volumen und Temperatur auf v_3 bzw. T_3 zunehmen.

2. d—e: Adiabatische Expansion vom Zustand $p_2 v_3 T_3$ auf den Zustand $p_4 v_1 T_4$.

IV. Hub: 1. e—b: Durch Entspannung auf p_1 geben die Verbrennungsgase die Wärmemenge Q_2 ab.

2. b—a: Ausströmen. Bei b ist wieder der Zustand $p_1 v_1 T_1$ vorhanden.

Der Prozeß kann ebenso wie der vorige als Kreisprozeß behandelt werden.

a) Der theoretische thermische Wirkungsgrad ist

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1};$$

ferner

$Q_1 = G c_p (T_3 - T_2)$: Zustandsänderung bei konstantem Druck (Linie c—d),

$Q_2 = G c_v (T_4 - T_1)$: Zustandsänderung bei konstantem Volumen (Linie e—b).

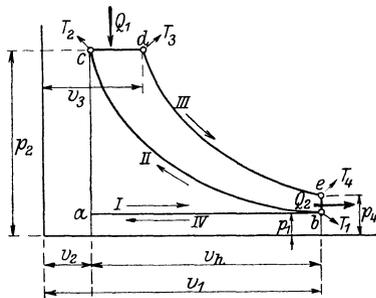


Abb. 89.

$$\text{Also } \eta_{th} = 1 - \frac{G c_v (T_4 - T_1)}{G c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1}{T_2} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Ferner ist:

1. für die Gleichdrucklinie b—c: $\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$
2. für die Kompressionsadiabate: $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$
3. für die Expansionsadiabate: $\left(\frac{v_3}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$

Durch Multiplikation dieser drei Gleichungen entsteht:

$$\frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_3}{v_2} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \cdot \left(\frac{v_3}{v_1}\right)^{k-1} \quad \text{oder}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{v_3^k \cdot v_1^{k-1}}{v_2^k \cdot v_1^{k-1}} = \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^k$$

Nach Gleichung I ist aber

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}; \text{ also auch}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^k$$

Dieser Wert für $\frac{T_4}{T_1}$ wird in die letzte Gleichung für η_{th} eingesetzt:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^k - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^k - 1}{\frac{v_3}{v_2} - 1}$$

Nach der III. Poissonschen Gleichung ist

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \text{ wird eingesetzt:}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{k} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^k - 1}{\frac{v_3}{v_2} - 1}$$

Der Vergleich mit der entsprechenden Formel des Verpuffungsprozesses zeigt, daß beim Gleichdruckprozeß η_{th} nicht nur vom Kompressionsverhältnis $\frac{p_1}{p_2}$, sondern auch vom Füllungsverhältnis $\frac{v_3}{v_2}$ abhängt.

b) Die Berechnungen beim **Verdichtungshub** sind ebenso wie beim Verpuffungsprozeß.

c) Die **Verbrennung und Expansion**. Für die Gleichdrucklinie wird

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

Hieraus bei gegebenem v_3

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2}$$

$$Q_1 = G c_p (T_3 - T_2)$$

Ferner wie beim Verpuffungsprozeß:

$$p_4 = p_2 \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^k \text{ und}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^{k-1} \text{ sowie}$$

$$Q_2 = G c_v (T_4 - T_1)$$

Die hiernach berechneten Zahlenwerte weichen von der Wirklichkeit ab aus den S. 104 genannten Gründen. Die Größe des Verbrennungsraumes wird praktisch ausgeführt bei

- | | | |
|----------------------------------|------------------|-------------------|
| 1. Benzinmaschinen und ähnlichen | mit $p_2 = 4$ at | etwa $0,40$ v_h |
| 2. Leuchtgasmaschinen | „ $p_2 = 7$ at | „ $0,25$ v_h |
| 3. Sauggasmaschinen | „ $p_2 = 10$ at | „ $0,15$ v_h |
| 4. Gichtgasmaschinen | „ $p_2 = 12$ at | „ $0,12$ v_h |
| 5. Gleichdruckmaschinen | „ $p_2 = 35$ at | „ $0,07$ v_h |

C. Konstruktion der theoretischen Expansions- und Verdichtungslinie.

Die der Gleichung

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{konst.}$$

entsprechende Adiabate wird nach Brauer wie folgt konstruiert:

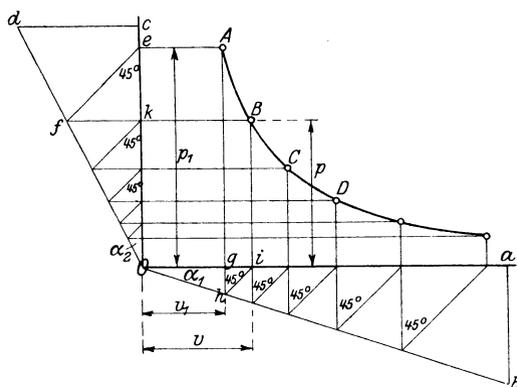


Abb. 90.

Man trägt nach Abb. 90 an die Abszissenachse den Winkel α_1 und an die Ordinatenachse den Winkel α_2 an; beide Winkel müssen der Gleichung:

$$1 + \operatorname{tg} \alpha_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha_1)^k$$

genügen; d. h. α_1 wird beliebig gewählt und α_2 aus dieser Gleichung berechnet. Zweckmäßig wählt man

$$\alpha_1 = 18^\circ 25' \text{ und } \alpha_2 = 26^\circ 30'; \text{ dann wird}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{1}{3} \text{ und } \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{1}{2}$$

Man macht hiernach, z. B. $Oa = 90$ mm; $ab = 30$ mm, $Oc = 90$ mm; $cd = 45$ mm; zieht durch den gegebenen Anfangspunkt A die Wagerechte Ae und die Senkrechte Agh, ferner unter 45° die Geraden ef und hi, durch f eine Wagerechte und durch i eine Senkrechte; dann ist der Schnittpunkt B ein Punkt der gesuchten Adiabate, deren Konstruktion von B aus in derselben Weise fortgesetzt wird.

Beweis: Es ist

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{gh}{Og} = \frac{gi}{Og} = \frac{v - v_1}{v_1}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{kf}{Ok} = \frac{ke}{Ok} = \frac{p_1 - p}{p},$$

berechnet man hieraus die Werte für v_1 und p_1 und setzt sie in die Adiabaten-gleichung

$$p v^k = p_1 v_1^k$$

ein, so muß sich eine identische Gleichung ergeben. Aus der ersten Gleichung folgt:

$$v_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = v - v_1, \text{ hieraus}$$

$$v_1 = \frac{v}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1}$$

Aus der zweiten Gleichung folgt:

$$p \operatorname{tg} \alpha_2 = p_1 - p; \text{ hieraus}$$

$$p_1 = p (1 + \operatorname{tg} \alpha_2)$$

Beide Werte in die Adiabaten-gleichung eingesetzt:

$$p v^k = p (1 + \operatorname{tg} \alpha_2) \frac{v^k}{(1 + \operatorname{tg} \alpha_1)^k}$$

Diese Gleichung kann nur identisch sein, wenn die Winkel α_1 und α_2 so gewählt werden, daß sie der Gleichung

$$1 + \operatorname{tg} \alpha_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha_1)^k$$

genügen.

Man kann auch verschiedene Werte von v annehmen, die zugehörigen Werte von p aus der Adiabaten-gleichung berechnen und danach die Kurve punktweise zeichnen.

Das Diagramm läßt sich nicht mit derselben Sicherheit voraus bestimmen wie ein Dampfdiagramm.

Für die Expansionslinie kann der Anfangspunkt A gewählt werden:

- a) Bei Verpuffungsmaschinen in Höhe von 25 at.
- b) Bei Gleichdruckmaschinen in Höhe von 35 at und mit einem Füllungsverhältnis 10—14%.

Der dem Verdichtungsraum Og entsprechende Abstand ist nach S. 107 zu wählen. Die Kompressionslinie wird mit dem Anfangspunkt der Kompression begonnen.

Siebenter Teil.

Wirtschaftlichkeit der Verbrennungs-Kraftmaschinen.

Zum Vergleich der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Wärmekraftmaschinen ist erforderlich die Kenntnis

- A. der Wirkungsgrade,
- B. des Brennstoffverbrauches und der Brennstoffkosten,
- C. der Gesamtbetriebskosten.

A. Die Wirkungsgrade.

Man unterscheidet:

- I. den theoretischen thermischen Wirkungsgrad η_{th} ,
- II. den thermischen indizierten Wirkungsgrad η_i .
- III. den mechanischen Wirkungsgrad η_m ,
- IV. den wirtschaftlichen Wirkungsgrad η_w .

I. Der theoretische thermische Wirkungsgrad η_{th} ist nach S. 42 das Verhältnis

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

des verlustlosen Kreisprozesses.

II. Der indizierte thermische Wirkungsgrad η_i ist das Verhältnis der für 1 PS_i-Std theoretisch notwendigen Wärmemenge zu der für dieselbe Leistung tatsächlich aufgewendeten Wärme. Nach S. 43 ist für 1 PS-Std theoretisch notwendig eine Wärmemenge von 632 WE. Bezeichnet man die Brennstoffmenge für 1 PS_i-Std mit B_i und den Heizwert mit H, dann ist die für 1 PS_i-Std tatsächlich aufzuwendende Wärmemenge = B_i · H und

$$\eta_i = \frac{632}{B_i H}$$

Der Quotient $\frac{\eta_i}{\eta_{th}} = \eta_g$ ist ein Maß für die praktische Ausnützungsmöglichkeit des verlustlosen Kreisprozesses und wird deshalb auch Gütegrad genannt. Es ist also

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_g$$

III. Der **mechanische Wirkungsgrad** η_m soll ein Maß für die Güte der Bearbeitung und des Zusammenbaues der bewegten Teile sein, also ein Maß für den Anteil der in indizierte Arbeit verwandelten Wärme, der als Nutzarbeit an der Kurbelwelle verfügbar ist, also das Verhältnis

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Bei Zweitakt- und Dieselmotoren pflegt man den indizierten Arbeitsbedarf N_i der Lade- und Luftpumpen von N_i abzuziehen, so daß

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i - N_l} \text{ wird.}$$

IV. Der **wirtschaftliche Wirkungsgrad** η_w ist das Verhältnis der für 1 PS_e-Std theoretisch notwendigen Wärmemenge zu der für dieselbe Leistung tatsächlich aufgewendeten Wärme. Bezeichnet man den Brennstoffverbrauch für 1 PS_e-Std mit B_e und seinen Heizwert mit H , dann ist

$$\eta_w = \frac{632}{B_e \cdot H}$$

Da $B_i = B_e \frac{N_e}{N_i} = B_e \cdot \eta_m$ ist, so folgt mit Bezug auf $\eta_i = \frac{632}{B_i H}$

$$\eta_w = \eta_i \eta_m$$

oder mit

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_g$$

$$\eta_w = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m.$$

Eine Übersicht über den Brennstoffverbrauch und die wirtschaftlichen Wirkungsgrade der wichtigsten Wärmekraftmaschinen einschließlich der Dampfmaschinen gibt **Zahlentafel S. 111**.

Die beste Wärmeausnutzung hat demnach die Dieselmotoren, dann folgt die Verpuffungsmotoren und endlich die Dampfmaschinen, deren wirtschaftlicher Wirkungsgrad bei kleinen Leistungen ganz besonders gering ist. Der Brennstoffverbrauch ist bei Dampf- und Sauggasmotoren höher angenommen als Versuche im Beharrungszustand ergaben, weil die Betriebspausen infolge von Ausstrahlungs- und Durchbrandverlusten den normalen Brennstoffverbrauch ungünstig beeinflussen.

Betriebsart	Brennstoff	Heizwert WE/kg oder cbm	Brennstoffverbrauch für 1 PSe-Std/kg oder cbm			Wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_w		
			Normalleistung			Normalleistung		
			10 PS	100 PS	1000 PS	10 PS	100 PS	1000 PS
Dampf	Einzylinder-Auspuff- maschine Verbundmaschine mit Kondensation und Überhitzung Dampfturbine	7200	2,8—3,6		0,03	0,024		
		7200		0,8—1,0		0,11—0,09		
		7200		0,6—0,8		0,15—0,11		
Verpuffungs- maschine	Leuchtgas	5000	0,6		0,21			
	Benzol	10000	0,33		0,19			
	Anthrazit	8000	0,5—0,7	0,4—0,5	0,16—0,11	0,20—0,16		
	Koks	7000	0,6—0,8	0,5—0,6	0,15—0,11	0,18—0,15		
Gleichdruckmaschine (Diesel)	Teeröl	9000	0,26	0,22	0,27	0,32	0,335	

B. Die Brennstoffkosten.

Wegen der Verschiedenheit der Einheitspreise der Brennstoffe genügt die Kenntnis der Wärmeausnutzung noch nicht zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit. Hier seien folgende Brennstoffpreise ¹⁾ angenommen:

1. Steinkohle mit 7200 WE zu Mk.	2,20	für 100 kg
2. Leuchtgas „ 5000 „ „ „	0,12	„ 1 cbm
3. Benzol „ 10000 „ „ „	0,24	„ 1 kg
4. Teeröl „ 9000 „ „ „	5,—	„ 100 kg
6. Anthrazit „ 8000 „ „ „	4,—	„ 100 kg
7. Koks „ 7000 „ „ „	2,50	„ 100 kg.

Diese Ziffern sind natürlich Schwankungen unterworfen und von den Frachtverhältnissen abhängig und sollen deshalb hier keineswegs als Normalien gelten.

Mit den Verbrauchszahlen von S. 111 ergeben sich folgende Brennstoffkosten für 1 PS_e-Std:

	10 PS	100 PS	1000 PS
Einzylinder-Auspuffmaschine . . . Pf	6,2—7,9		
Verbundmaschine mit Kondensation und Überhitzung. „		1,8—2,2	
Dampfturbine. „			1,3—1,8
Leuchtgasmaschine „	7,2		
Benzolmaschine „	7,9		
Sauggasmaschine mit Anthrazit . . „	2,0—2,8	1,6—2,0	
Sauggasmaschine mit Koks „	1,5—2,0	1,25—1,5	
Dieselmachine „	1,3	1,1	1,05

C. Die Gesamt-Betriebskosten.

Auch die Brennstoffkosten ermöglichen noch keinen einwandfreien Vergleich wegen der großen Verschiedenheiten der jährlichen Beträge für Verzinsung, Abschreibung und Instandhaltung der Maschinen, Gebäude und Zubehörteile, ferner für Bedienung, für Schmier- und Putzstoffe. Die Anlagekosten einschließlich Gebäude und Zubehör seien wie folgt angenommen ²⁾:

¹⁾ Da die Preise während des Krieges stark gestiegen sind und sich zweifellos nicht dauernd auf dieser Höhe halten werden, sind die Preise ungefähr angenommen, wie sie vor dem Kriege bestanden.

²⁾ Nach Barth, Die zweckmäßigste Betriebskraft. G. J. Göschen, Leipzig 1910.

Dampfmaschine . . .	10 PS = Mk.	10 500
„ . . .	100 „ = „	40 600
„ . . .	1000 „ = „	197 000
Leuchtgasmaschine . .	10 „ = „	4 300
Benzolmaschine . . .	10 „ = „	4 400
Kraftgasmaschine . .	10 „ = „	7 600
„ . . .	100 „ = „	29 300
Dieselmachine . . .	10 „ = „	7 600
„ . . .	100 „ = „	38 600
„ . . .	1000 „ = „	270 000

Rechnet man für Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltung der Maschinen 15⁰/₀, der Gebäude 7⁰/₀ des Neuwertes, sowie die üblichen Kosten für Bedienung usw., so ergeben sich mit Berücksichtigung der täglichen Betriebsdauer etwa folgende

Gesamt-Betriebskosten für 1 PS_e-Std

Tägliche Betriebsdauer		Std	24	14	12	9	4
Dampfmaschine	10 PS . . . Pf		11,4	14,2	14,4	16,1	23,1
„	100 „ . . . „		3,3	4,1	4,3	4,9	8,1
„	1000 „ . . . „		1,85	2,2	2,4	2,6	4,2
Leuchtgasmaschine	10 PS . . . „		9,0	9,9	10,2	10,8	13,6
Benzolmaschine	10 „ . . . „		10,7	11,7	11,9	12,4	15,6
Kraftgasmaschine	Anthr. 10 „ . . . „		5,3	7,2	7,0	8,1	14,4
„	„ 100 „ . . . „		2,8	3,6	3,6	4,0	6,6
„	Koks 10 „ . . . „		4,75	5,2	6,4	7,5	13,8
„	„ 100 „ . . . „		2,4	3,2	3,2	3,6	5,9
Dieselmachine	10 „ . . . „		4,5	6,45	6,6	7,4	14,3
„	100 „ . . . „		2,35	3,1	3,2	3,8	6,7
„	1000 „ . . . „		1,7	2,2	2,4	2,8	4,6

Die Wirtschaftlichkeit der Gichtgasmaschinen ist schon S. 96 behandelt.

Bei der Wahl der Betriebskraft sind jedoch nicht nur die Betriebskosten zu berücksichtigen, sondern auch andere Umstände in Rechnung zu ziehen, nämlich das Bedürfnis für Wärme zu Heiz- und Fabrikationszwecken, dann die Betriebssicherheit und die dadurch notwendigen Reserven, endlich die Belastungsschwankungen und die Überlastungsfähigkeit; häufig auch die Beschaffenheit des Aufstellungsortes (Dampfkessel sind genehmigungspflichtig) und die Größe der Grundfläche. Ferner ist zu beachten, daß die Normalleistung einer Dampfanlage nach der mittleren Betriebsleistung, die Normalleistung einer Verbrennungskraftmaschine stets nach der größten Betriebsleistung bemessen werden sollte.

Anhang.

Geschichtliche Übersicht.

Die Bestrebungen, die bei der plötzlichen Verbrennung explosibler Mischungen freiwerdende Arbeit in Maschinen auszunützen, sind schon sehr alt und gehen bis auf das 17. Jahrhundert zurück. Wenn auch fremdländische Erfinder am Ausbau der Verbrennungskraftmaschinen mitgewirkt haben, so gebührt doch das Verdienst, aus guten Gedanken wirklich brauchbare Maschinen geschaffen zu haben, hauptsächlich deutschen Erfindern und Maschinenfabriken, vor allem den Bahnbrechern **Otto** und **Diescl**. Heute steht der deutsche Wärmekraftmaschinenbau an erster Stelle der Welterzeugung.

1680. **Huyghens** schlägt vor, in einem Zylinder Schießpulver zu verpuffen, wodurch ein Kolben emporgeschleudert werden sollte; die Verbrennungsgase sollten abgekühlt werden; der Kolben sollte dann durch den atmosphärischen Luftdruck und sein Eigengewicht sich nach unten bewegen und dabei mechanische Arbeit abgeben. Diese und ähnliche Maschinen sind wahrscheinlich nie ausgeführt worden.
1799. **Lebon** erhält ein Patent auf ein Verfahren, nach welchem Gas und Luft durch Pumpen in einen Behälter gedrückt, dort gemischt und, ähnlich wie der Dampf dem Zylinder einer Dampfmaschine, einem doppeltwirkenden Arbeitszylinder zugeführt, dort elektrisch entzündet werden und durch seine Ausdehnung Arbeit verrichten sollte.
1833. **Wright** führt eine doppeltwirkende Maschine mit 2 Ladepumpen und Fliehkraftregler aus; letzterer wirkt auf den Gasgehalt der Ladung ein. Arbeitszylinder und Kolben mit Wasser gekühlt, Zündung im Totpunkt durch äußere Zündflamme.
1838. **Barnett** erhält ein Patent auf eine einfachwirkende Maschine, bei der durch eine Luftpumpe ein brennbares Gemisch in einem besonderen Laderaum verdichtet wurde, der dann durch einen Schieber mit dem Arbeitszylinder verbunden und in dem durch eine besonders gesteuerte Zündflamme die verdichtete Ladung bei der **Totlage** des Kolbens entzündet wurde.

Diese, sowie die von **Drake**, **Johnston**, **Barsanti** und **Matteucci** erdachten Bauarten hatten alle keinen praktischen Erfolg, obwohl die Barnettsche Maschine Elemente neuzeitlicher Gasmaschinen enthielt.

1860. Maschine von **Lenoir**. Der Arbeitskolben saugt während des ersten Teiles des Hubes durch einen Einlaßschieber, der mittels Exzenter gesteuert wird, durch abwechselnd angebrachte Bohrungen für Luft und Leuchtgas eine brennbare Ladung an. Etwa bei der Mittelstellung des Kolbens schließt der Einlaßschieber ab, ein überspringender **elektrischer Funke** entzündet das Gemisch und die Verbrennungsgase treiben den Kolben vorwärts. Beim Rückgang des Kolbens öffnet sich der Auslaßschieber, die Verbrennungsgase entweichen und gleichzeitig wird auf der anderen Kolben-seite eine neue Ladung angesaugt. Der Zylinder besitzt demnach 2 Einlaß- und 2 Auslaßschieber und die Maschine arbeitet wie eine Dampfmaschine doppelwirkend im Zweitakt. Der Gasverbrauch betrug nach Versuchen von Max Eyth und anderen etwa 3 cbm/PS_e-Std; bei einem Heizwert von 5000 WE/cbm erhält man demnach für den wirtschaftliche Wirkungsgrad den sehr kleinen Wert $\eta_w = \frac{632}{3 \cdot 5000} = 0,042$. Zylinder, Deckel und Auspuffstutzen waren mit Wasser gekühlt. Die Maschine mußte sehr reichlich geschmiert werden, sonst brannte der Kolben fest.
1867. Atmosphärische Maschine von **Otto und Langen**. Sie war eine Vervollkommnung der Maschine von Barsanti und Matteucci und erregte Aufsehen einerseits wegen ihres im Vergleich zur Lenoirschen Maschine sehr geringen Gasverbrauches (etwa 1 cbm und darunter für 1 PS_e-Std), andererseits wegen ihres äußerst geräuschvollen Ganges. Die Maschine hat einen stehenden, oben offenen, wassergekühlten Zylinder, in dem sich ein Kolben mit gezählter, oben herausragender Kolbenstange bewegt; die Verzahnung greift in ein Zahnrad ein, welches mit der Welle durch eine Reibungskuppelung so verbunden ist, daß die Kolbenstange die Welle nur beim Niedergang mitnimmt, beim Aufwärtsgang dagegen das Zahnrad lose auf der Welle läuft. Beim Hochgang des Kolbens wird ein angesaugtes Gasluftgemisch durch eine Flamme entzündet, der Kolben fliegt frei nach oben, die Verbrennungsgase expandieren bis unter den atmosphärischen Luftdruck, der Kolben kommt durch sein Gewicht und den Gegendruck der Luft zur Ruhe und bewegt sich durch den Luftdruck und sein Eigengewicht arbeitverrichtend nach unten (einfachwirkende Zweitaktmaschine).
1877. **Viertaktmaschine von Otto**. Der Gedanke des Viertaktprozesses stammt von Beau de Rochas, der ihn 1861 in

einer Druckschrift veröffentlichte. Den ersten betriebsfähigen Viertaktmotor baute der Münchener Hofuhrmacher Reithmann 1873. Ohne Kenntnis dieser Erfindung baute Otto, der zusammen mit Langen die Gasmotorenfabrik Deutz begründete, 1877 seine Maschine, die wegen ihres ruhigen Ganges und geringen Gasverbrauches allgemeines Aufsehen erregte, nachdem der Bau von atmosphärischen Flugkolbenmaschinen in größeren Ausführungen als etwa 3 PS sich als unmöglich herausgestellt hatte. Die Maschine war liegend, einfachwirkend, mit offenem Kolben, jedoch mit Kreuzkopf und wurde durch einen Schieber gesteuert, der sich am hinteren Zylinderende befand und mittels Steuerwelle und Kurbel bewegt wurde. Die Zündung erfolgte durch eine offene Flamme, die Regelung durch Aussetzer. Die Maschinenleistungen wuchsen von 4 PS im Jahre 1878 auf 100 PS im Jahre 1889. Der Leuchtgasverbrauch betrug bei Normalleistungen von 2 bis 25 PS etwa 0,9 bis 0,7 cbm/PS_e-Std. 1886 erbaute die Gasmotorenfabrik Deutz den ersten 50pferdigen Kraftgasmotor.

1878. Da das Viertaktverfahren der Gasmotorenfabrik Deutz zunächst noch patentiert¹⁾ war, suchten verschiedene Erfinder durch den Zweitaktprozeß etwas mindestens Gleichwertiges zu schaffen. Größere Erfolge hatten erst später die Maschinen von Oechelhäuser und Junkers 1896 und Körting 1898. Die Oechelhäuser-Maschine besitzt zwei gegenläufige Kolben, die drei Schlitzkränze steuern, nämlich je einen für Auspuff, Spül- und Ladeluft und Gas. Die ausführliche Beschreibung der Körtingschen Maschine findet sich S. 25.
1883. Daimler baute die erste Ölmaschine schon als Schnellläufer mit $n = 500$ bis 800 und gab damit den Anstoß zur Entwicklung der heutigen Automobil-, Motorboots- und Flugzeug-Industrie. Die Namen weiterer auf diesem Gebiet tätiger Erfinder sind: Spiel, Capitaine, Priestman, Banki, Söhnlein (Zweitaktölmaschine), Güldner.
1893. Nachdem schon vorher mehrfach der Bau von Gleichdruckmaschinen sowohl zum Betrieb mit Gas (Brayton, Simon) als mit Öl (Brayton, Capitaine, Brännler) versucht worden war, veröffentlichte Diesel 1893 eine Schrift: „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Wärmemotoren“, in der er die Möglichkeit der Ver-

¹⁾ Das Patent wurde 1884 für nichtig erklärt.

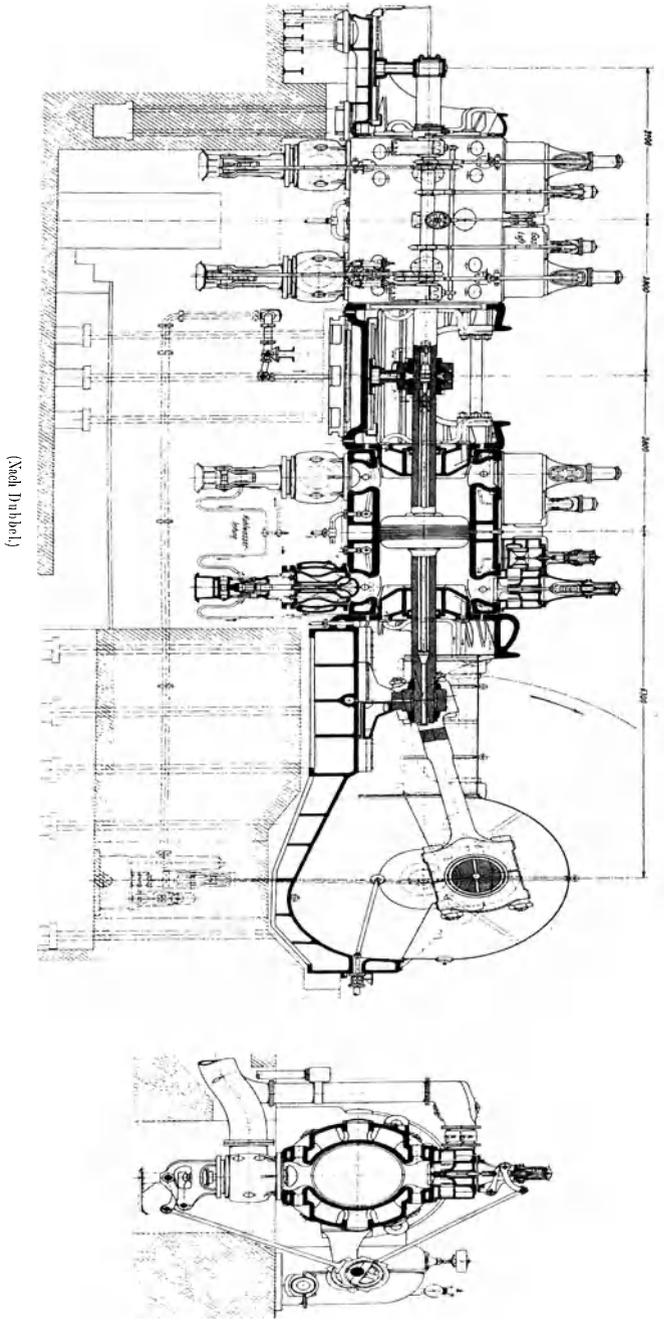
wirklichung des Carnotschen Kreisprozesses entwickelt. Dieses ideale Arbeitsverfahren mußte jedoch wegen der zu erwartenden hohen Drücke (250 at) verändert werden. Die Ausführung der nach diesem nunmehr patentierten¹⁾ Verfahren arbeitenden Maschine übernahmen die Firmen Friedr. Krupp in Essen und die Maschinenfabrik Augsburg. 1894 wurde der erste Versuchsmotor gebaut, 1897 waren die von Schröter durchgeführten Versuche abgeschlossen. Wenn auch die Dieselmachine wegen ihrer vorzüglichen Wärmeausnützung (η_w bis 0,35) an der Spitze aller Wärmekraftmaschinen steht, und wenn sie auch heute für sehr viele Betriebe gebaut wird, so ist doch die von ihr erhoffte Umwälzung im Kraftmaschinenbau nicht eingetreten, weil die Brennstoffe, die für Dieselmachines in Betracht kommen, mit der wachsenden Ausbreitung der letzteren rasch im Preise gestiegen sind.

Quellenverzeichnis.

- Barth, Die weckmäßigste Betriebskraft.
 Dubbel, Großgasmaschinen.
 Güldner, Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen.
 Hütte,
 Magg, Die Steuerungen der Verbrennungskraftmaschinen.
 Neumann, Die Verbrennungskraftmaschinen.
 Schmitz, Die flüssigen Brennstoffe.
 Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines.
 Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.
 Drucksachen und Zeichnungen der Firmen:
 Benz u. Co., Mannheim,
 Robert Bosch, Stuttgart,
 Daimler, Berlin-Marienfelde,
 Gasmotorenfabrik Deutz,
 Gebr. Körting,
 Haniel u. Lueg, Düsseldorf,
 Linke-Hoffmannwerke, Breslau.
 Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

¹⁾ Das Patent ist 1908 abgelaufen.

Druck der Königl. Universitätsdruckerei H. Stürtz A. G., Würzburg.



(Mach. Durbhel.)

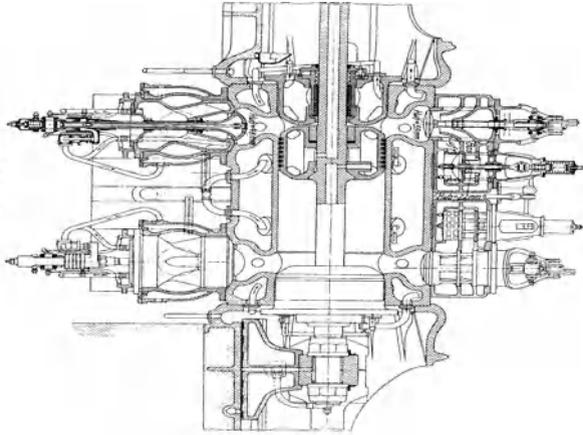


Abb. 24. (Nach Dornier.)

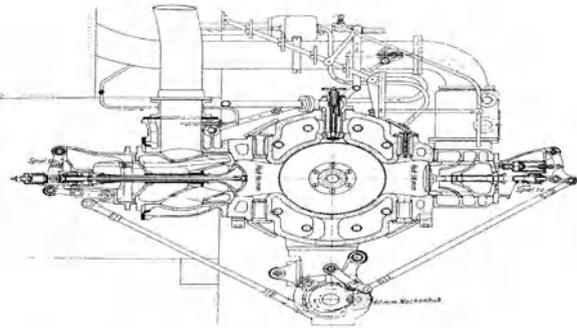


Abb. 25. (Nach Dornier.)

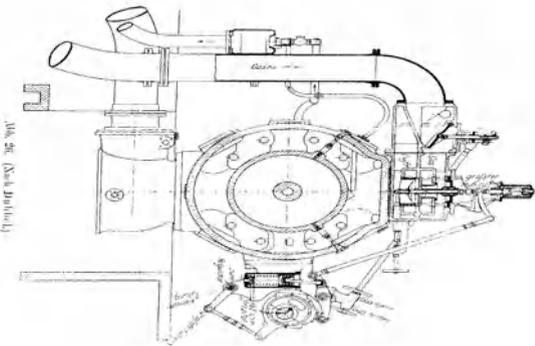
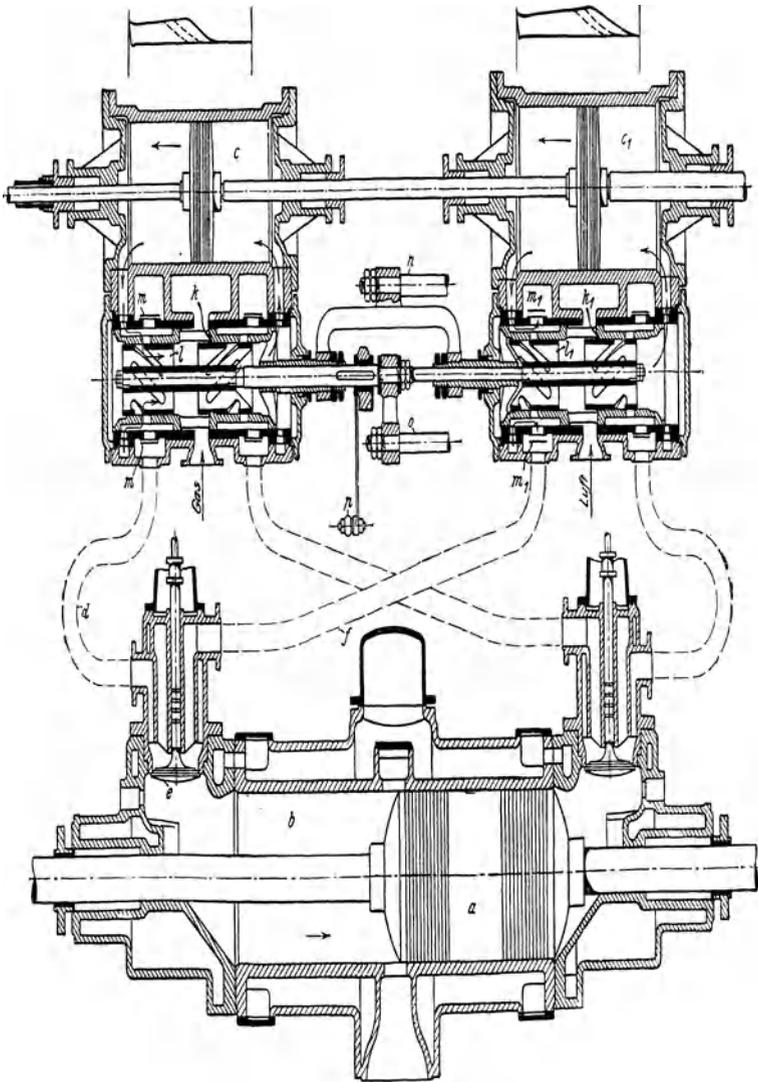
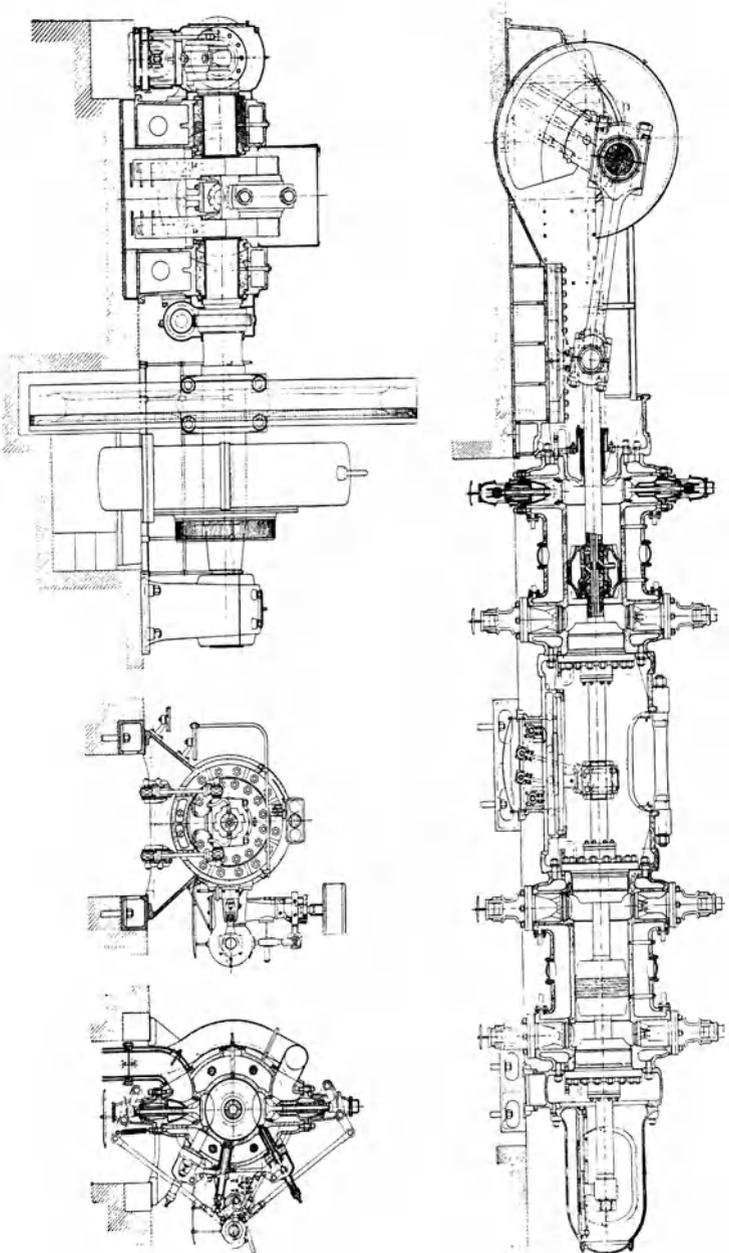


Abb. 26. (Nach Dornier.)



(Nach Dubbel.)

Son Lett, Vorbohrungs-Kraftmaschinen.



Tafel 4.

Verlag von Julius Springer in Berlin.