

der Wassermenge auf die Größe der Verdichtungsspannung und Temperatur theoretisch keinen wesentlichen Einfluß ausübt.

Die Explosionsspannung und Temperatur wird jedoch durch die Änderung der Wassermenge wesentlich beeinflußt; auch wird durch die Wassermenge die Zeitdauer der Explosion, welche ja in Wirklichkeit niemals momentan erfolgt, beeinflußt, daher eine Verminderung der Wassermenge jederzeit eine intensivere Explosion zur Folge haben wird, wie ja auch die Erfahrung gezeigt hat. Aus diesem Grunde muß die Wasserzufuhr von Hand aus, dem Gange der Maschine entsprechend, eingestellt werden können.

Durch die Wassereinspritzung werden vor allem die Temperaturen bedeutend und zwar sehr vorteilhaft beeinflußt; selbst bei dem geringen Kompressionsgrade 3:1 sind ohne Wasserinjektion die Temperaturen wesentlich höher als bei ca. dreimal so hoher Verdichtung mit Wassereinspritzung. Diese Verminderung der Temperaturen hat eine Verminderung der mittleren Temperatur im Cylinder zur Folge, wodurch einerseits die Schmierung günstig beeinflußt und andererseits die Wärmeabfuhr an das Kühlwasser erheblich vermindert wird. Dies, sowie die Möglichkeit, mit der Kompression viel höher hinaufgehen zu können als bei Maschinen ohne Wasserinjektion, hat schließlich als Endergebnis eine bedeutend günstigere Wärmeausnützung, also eine Erhöhung der Betriebsökonomie zur Folge*).

234. Der Dieselmotor. Während nach einer Seite die Bestrebungen dahin gerichtet sind, bei Gemischladungen durch direkte Wassereinfuhr in den Cylinder die Ladung während der Verdichtung derselben so weit abzukühlen, daß hohe Spannungen bei Temperaturen erreicht werden, welche wesentlich tiefer liegen als die Entzündungstemperatur des verarbeiteten Brennstoffes, trachtet man nach der anderen Seite, durch Verdichtung reiner atmosphärischer Luft die Entzündungstemperaturen bei Spannungen zu erreichen, welche noch innerhalb der Grenze praktischer Anwendbarkeit liegen, um mit Erhöhung des Wirkungsgrades Selbstzündung und geregelte, vollkommene Verbrennung zu erreichen.

Diese Richtung ist derzeit, soweit es sich um praktische Erfolge handelt, einzig und allein durch den **Verbrennungsmotor von Diesel** vertreten.

Durch die getrennte Verdichtung der Luft, wodurch mit Ende des Kompressionshubes, beziehungsweise zu Beginn der Verbrennung die durch

* Zeichnung und Beschreibung des Bánki-Motors neuerer Ausführung siehe: G. Lieckfeld, *Die Petroleum- und Benzinmotoren*, 2. Aufl., 1901.

die sonstigen Verhältnisse des Motors gestellte obere Druckgrenze erreicht ist, die Verbrennung somit bei diesem höchsten Drucke verläuft, wird das in den Arbeitcylinder eingespritzte durch Luft zerstäubte Öl in der hocherhitzten Luft auch sofort verbrannt, ohne Zeit zu finden, mit den Wandungen in dauernde Berührung zu kommen; es ist somit der Nachteil der Explosionsmotoren, daß die durch Vergasung beziehungsweise Verdampfung des Petroleums gebildete heiße Ladung während des Saug- und Kompressionshubes Zeit findet, mit den kühleren Partien der Cylinderwand und der Kolbenfläche in Berührung zu kommen und, wenn auch in geringem Maße, Niederschläge zu bilden, hier gänzlich vermieden. Infolge der vollkommenen Verbrennung verschmutzt der Motor sehr wenig; die Abgase sind nahezu geruchlos und bei richtig geleiteter Verbrennung auch vollständig rein. Der Auspuff ist nur durch sein scharfes Geräusch, nicht aber durch seine Farbe zu erkennen; ein vor die Mündung des Auspuffrohres gehaltenes Blatt Papier zeigt eine kaum merkliche Färbung.

Jedenfalls ist das Verfahren der getrennten Verdichtung des Brennstoffes und der Luft bei Verwendung flüssiger Brennstoffe, der geringen pro Arbeitshub einzuführenden Brennstoffmenge wegen, am leichtesten durchzuführen. Bei Verwendung von gasförmigen Brennstoffen müßten die Kompressionscylinder, um das Gas auf die hohe Einblasespannung zu bringen, sehr groß sein; auch müßte hier künstliche Kühlung Platz greifen, um der Selbstentzündung des Gases während der Kompression vorzubeugen. Über die Verwendung von Gasen als Brennstoff im Dieselmotor liegen auch bis heute keine Erfahrungen vor.

Das ungemeine Aufsehen, welches der Dieselmotor erregte, hatte zur Folge, daß in neuester Zeit die Verbrennungskraftmaschine eine früher nicht geahnte Beachtung gefunden und zu einer Reihe mehr oder minder wertvoller Anregungen auf diesem bisher nahezu brach gelegenen Gebiete Veranlassung gegeben hat, sodaß mit der Erfindung und praktischen Verwertung des Dieselmotors die Verbrennungsmaschine in ein neues und lebensfähiges Stadium ihrer Entwicklung getreten ist.

Diesel stellte sich anfänglich die Aufgabe, den Carnotschen Kreisprozeß vollständig oder wenigstens angenähert durchzuführen; in einer im Jahre 1893 erschienenen Broschüre unter dem Titel „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatze der Dampfmaschine und der heute bekannten Verbrennungsmotoren“ entwickelte Diesel die Theorie der Verbrennung, untersuchte an Hand derselben die Prozesse der Verbrennung bei konstantem Druck und konstantem Volumen, sowie der Verbrennung bei konstanter Temperatur, welchen Prozeß Diesel den isothermischen Verbrennungsprozeß nennt. Nachdem Diesel nach jahre-

langen mühevollen Versuchen*) zu der Erkenntnis gelangte, daß die Verwirklichung des Carnotschen Prozesses in anbetracht der ungemein hohen Drücke und unverhältnismäßig großen Volumen, welche die Durchführung desselben verlangt, außerordentliche praktische Schwierigkeiten bereite, daher trotz des hohen thermischen Wirkungsgrades desselben unrationell sei, stellte Diesel die folgenden vier Forderungen für die Verwirklichung des praktisch vorteilhaftesten Kreisprozesses auf:

1. Der höchste Druck des Prozesses soll nicht durch die Verbrennung und während derselben, sondern unabhängig von ihr, also vor erfolgter Zündung, lediglich durch die Verdichtung reiner atmosphärischer Luft erzeugt werden.

2. Die Verdichtung muß, abweichend vom Carnotschen Prozesse, nicht erst isothermisch und dann adiabatisch, sondern von Anfang an nur möglichst adiabatisch erfolgen.

3. Der Brennstoff darf in die auf die Entzündungstemperatur desselben adiabatisch verdichtete Luft nur allmählich und derart eingeführt werden, daß die Verbrennung während des ersten Teiles des Kolbenhubes unter konstantem Druck verläuft.

4. Die Verbrennung muß bei beträchtlichem Luftüberschuß vor sich gehen.

Zur Durchführung dieser Forderungen verwendet Diesel den Viertakt der Explosionskraftmaschinen. Der Arbeitsprozeß vollzieht sich somit während zweier Umdrehungen oder vier einfachen Hüben wie folgt:

Erster Hub: Ansaugen von Luft aus der Atmosphäre in den Arbeitscyliner.

Zweiter Hub: Verdichtung der eingesaugten Luft auf eine Temperatur, welche über der Entzündungstemperatur des zu verarbeitenden Brennstoffes liegt.

Dritter Hub (Arbeitshub): In die stark verdichtete und erhitzte Luft wird zu Beginn dieses Hubes Brennstoff eingeführt, welcher sich an der hochoerhitzten Luft entzündet und verbrennt. Nach Schluß der Brennstoffeinfuhr dehnen sich die heißen Gase weiter arbeitverrichtend aus (Expansionsperiode), bis der Kolben am Ende seines Hubes angelangt ist. Der größte Teil der während dieses Hubes geleisteten und nach außen abzugebenden Arbeit wird im Schwungrade aufgespeichert und während der übrigen drei Hübe allmählich abgegeben.

Vierter Hub: Die Verbrennungsprodukte werden durch den zurückgehenden Kolben aus dem Cylinder in die Atmosphäre ausgestoßen.

*) Eine ausführliche Mitteilung hierüber siehe: *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1897, S. 785 und 817.

Damit ist die Viertaktperiode beendet und das Spiel beginnt von neuem. Arbeit wird somit nur während des dritten Hubes geleistet.

Das Anlassen der Maschine erfolgt durch komprimierte Luft, welche während des Betriebes in einem Vorratsgefäße angesammelt wird und beim Anlassen durch ein eigenes Anlaßventil in den Cylinder strömt.

Seitdem der Dieselmotor anläßlich der Ausstellung in München 1898 zum erstenmale der Öffentlichkeit übergeben wurde, ist eine umfangreiche Litteratur über diesen Gegenstand erschienen. Wie jede neue Sache war auch diese den widersprechendsten Urteilen ausgesetzt. Die Vor- und Nachteile des Dieselschen Verfahrens wurden zum Teil den extremsten Kritiken für und gegen unterworfen. Auch die theoretischen Anschauungen, welche demselben zugrunde lagen, wurden teils unbedingt anerkannt, teils gänzlich verworfen oder durch andere Anschauungen und Theorien berichtigt.

Inzwischen ging die Fabrikation der Maschine ruhig ihren Weg und heute hat sie bereits eine vierjährige erfolgreiche Praxis glücklich bestanden.

Die hier in Betracht kommenden theoretischen Fragen wurden bereits an früherer Stelle erörtert, andererseits sind sie durch die Fachpresse aller Länder, trotz der Kürze der Zeit, schon eingehend und erschöpfend behandelt worden; es sei daher an dieser Stelle von einem weiteren Eingehen auf die Theorie des Dieselmotors schon aus dem Grunde Umgang genommen, weil die daran geknüpften Erörterungen angesichts der praktischen Erfolge der Dieselmachine mehr in den Hintergrund zu treten beginnen.

Auch der Bau und die konstruktive Durchführung der Maschine ist schon vielfach veröffentlicht worden.

Obwohl die Grundzüge derselben unverändert geblieben sind, so wurde doch die Detailausführung wesentlich vervollkommenet und in den verschiedenen Ländern, ja selbst in den verschiedenen Fabriken verschieden ausgebildet. Nachdem gerade in der jüngsten Zeit die bauliche Durchführung bedeutend vereinfacht und diese neueste Konstruktion, soviel dem Verfasser bekannt, noch nicht durch die einschlägige Litteratur veröffentlicht wurde, soll hier die Beschreibung der Ausführung des Dieselmotors Platz finden, wie sie in der Maschinenfabrik Augsburg (Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.) nunmehr typisch geworden ist.

Hinsichtlich des Brennmaterials sei vorerst nochmals bemerkt, daß der Dieselmotor nicht auf Lampenpetroleum, Benzin oder besondere Destillate angewiesen ist, sondern alle Arten von Rohölen und Naphtasorten, alle Destillationsprodukte, Solaröle u. dergl., welche weder zu Leuchtölen noch zu Schmierölen verarbeitet werden können, alle Rückstände der Naphta-

gewinnung etc. gleich gut verbrennt. Der Dieselmotor verwertet somit alle flüssigen Brennstoffe und steht daher hinsichtlich der Allgemeinheit seiner Verwendung über den übrigen Verbrennungsmaschinen.

Der Dieselmotor wird in seiner heutigen Ausführung am Kontinente sowie in den Vereinigten Staaten Nordamerikas nur als stehende Maschine gebaut; die erste in England von der Firma Scott & Hodgson, Guide Bridge, Manchester, im vorigen Jahre gebaute Maschine war jedoch liegend, außerdem arbeitet dieselbe im Zweitakt, unterscheidet sich daher wesentlich von den am Kontinente gebauten Maschinen; doch beabsichtigt die genannte Firma für die Folge auch zur stehenden Bauart überzugehen.

Die Maschinenfabrik Augsburg baut heute Eincylindermaschinen bis zu 100 PS; prospektmäßig werden jedoch Motoren von 4 bis 200 PS und auf besonderes Verlangen sogar Motoren bis 1000 PS geliefert. Die wesentlichen Neuerungen der Konstruktion bestehen in der Weglassung der Kreuzkopfführung für alle Maschinengrößen, wodurch die Maschinen einfacher, kürzer und bedeutend billiger wurden, sowie in der Speisung der Kompressionspumpe durch Hochdruckluft aus dem Arbeitcylinder, wodurch dieselbe in ihren maßgebenden Dimensionen auf ein Minimum verringert wurde.

Jeder Motor besteht der Hauptsache nach aus dem Arbeitcylinder samt der Steuerung, dem Maschinengestelle und den Triebwerksteilen, der Kompressionspumpe zur Erzeugung der Einblase- und Anlaßluft, der Petroleumpumpe und der Anlaßvorrichtung.

Der Motor ist in seiner neuesten Bauart durch die Figuren 289 und 290 (S. 778 und 779) im Längenschnitte, durch die beiden Figuren 291 und 292 (S. 780 und 781) in zwei Ansichten, sowie durch die Figuren 293 und 294 (S. 782 und 783) hinsichtlich der Details der Steuerung am Cylinderkopfe dargestellt.

Arbeitscylinder und Steuerung. Der mit einem Mantel versehene Cylinder, durch welchen das Kühlwasser zirkuliert, um allzuhoher Erwärmung desselben vorzubeugen, ist gegen die tiefliegende Kurbelwelle zu offen, auf der oberen Seite jedoch durch den Cylinderdeckel oder Cylinderkopf geschlossen. Der Deckel ist gleichfalls für Wasserkühlung eingerichtet.

Die Schmierung des Cylinders und Kolbens erfolgt durch eine Ölpumpe (Mollerupapparat), welche das Öl durch kleine Bohrungen bei der inneren Totpunktstellung des Kolbens zwischen die Kolbenringe preßt.

In dem Cylinderkopf befinden sich die den Arbeitsprozeß regelnden Steuerorgane und zwar: das Lufteströmventil, das Brennstoffventil, das Ausströmventil und das Anlaßventil, durch welches der Zutritt der Luft beim Anlassen der Maschine geregelt wird.

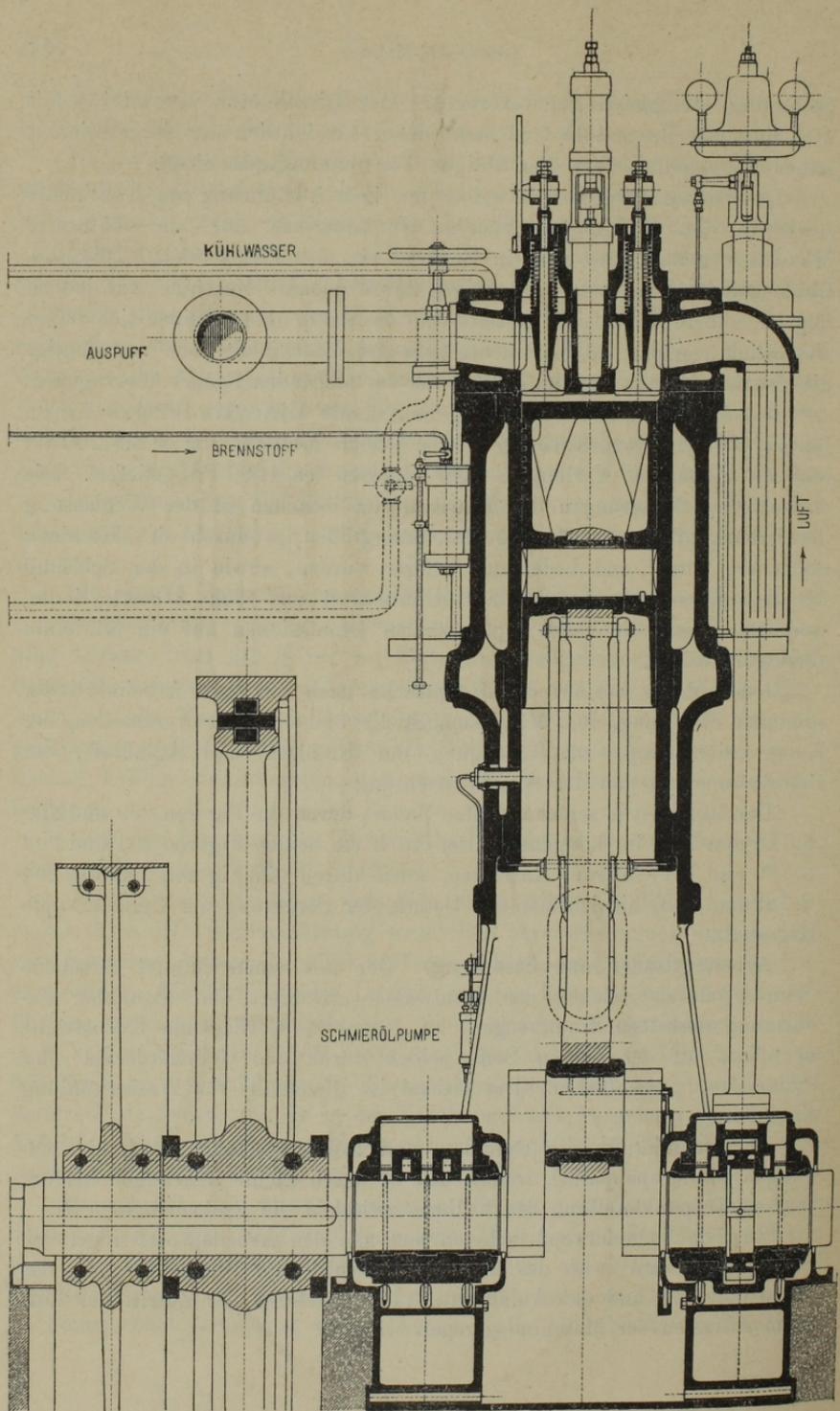


Fig. 289.

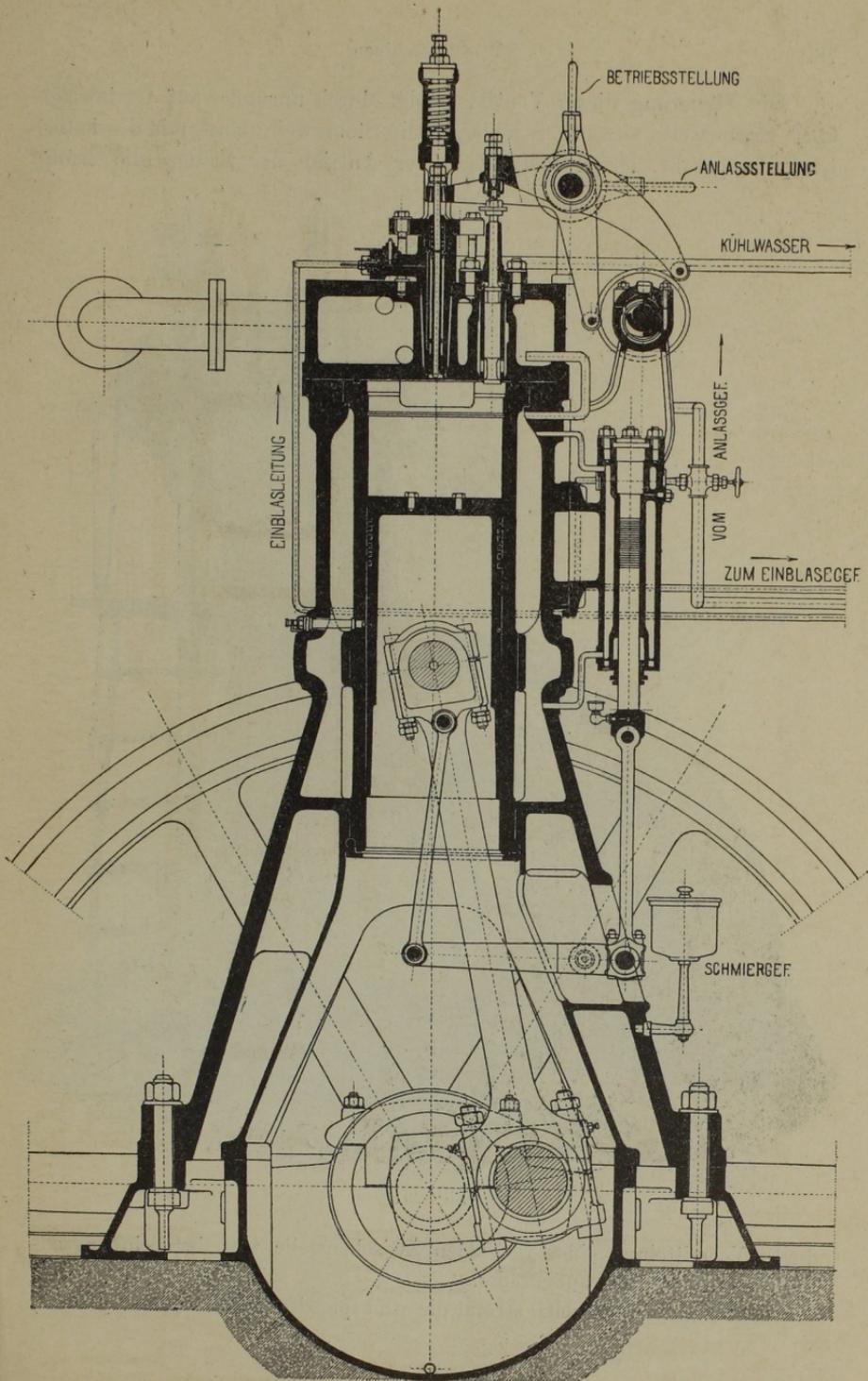


Fig. 290.

Die Steuerung dieser Ventile erfolgt durch unrunde, auf der horizontalen Steuerwelle sitzende Scheiben. Die Steuerwelle läuft mit der halben Umdrehungszahl der Kurbelwelle. Der Antrieb der Steuerwelle erfolgt

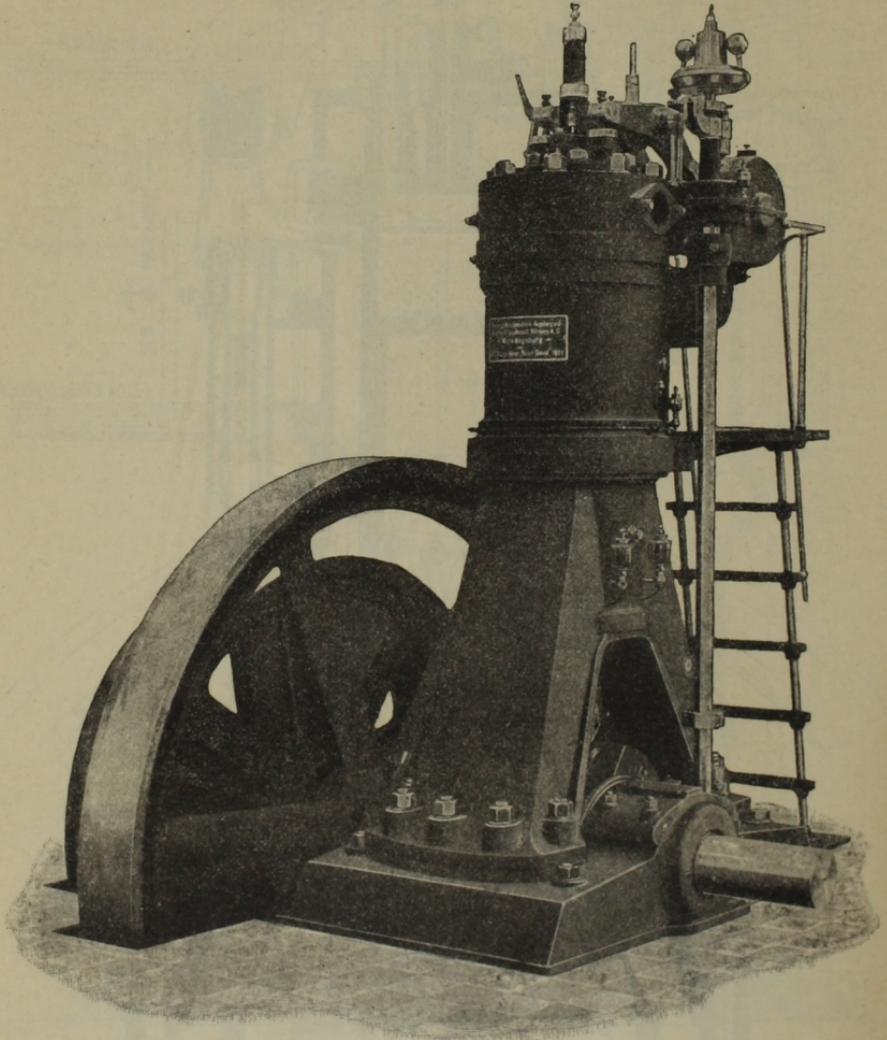


Fig. 291.

durch Vermittelung einer vertikalen Zwischenwelle von der Schwungradwelle aus durch Schraubenräder.

Durch das Einlaßventil strömt die atmosphärische Luft in den Cylinder,

während sich der Kolben aus seiner oberen nach seiner unteren Totpunktstellung bewegt. Das Einlaßventil muß frühzeitig, etwa 10% bevor der Kolben zum oberen Totpunkt gelangt, geöffnet und etwa 2% des Hubes, nachdem der Kolben

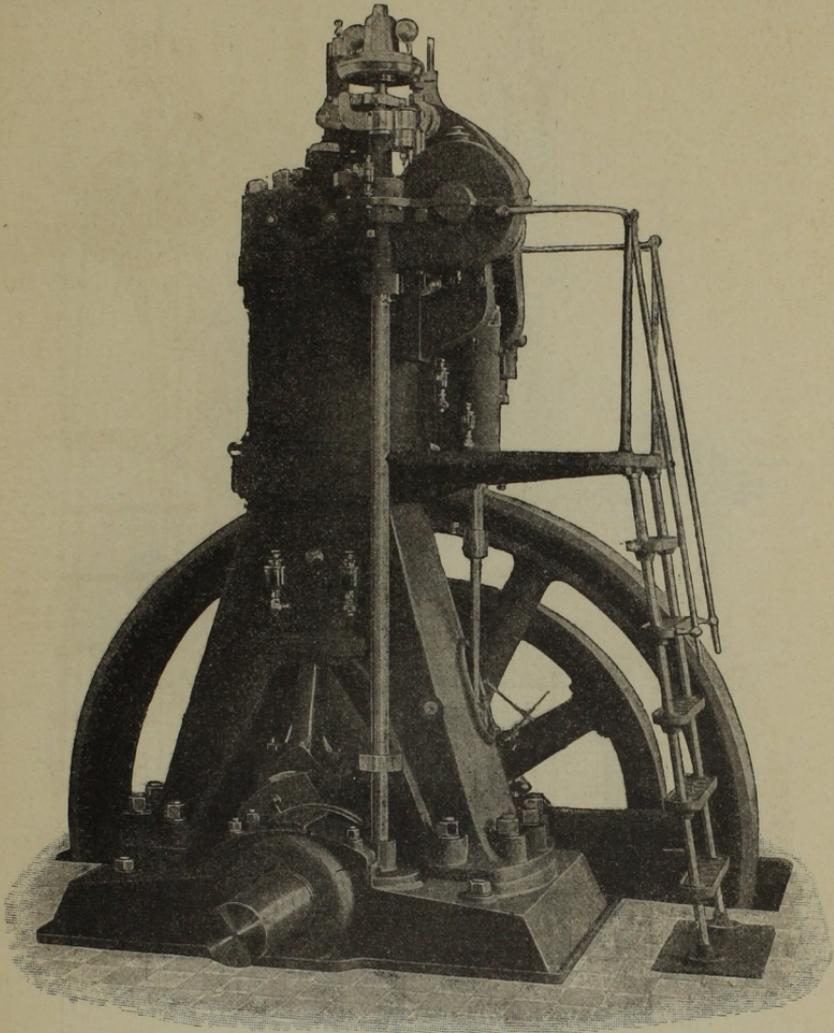


Fig. 292.

den inneren Totpunkt überschritten hat, geschlossen werden, damit möglichst viel Luft in den Cylinder gelangt, denn je mehr Luft während der Verbrennung vorhanden ist, desto vollkommener findet die Verbrennung statt.

Die auf diese Weise zwischen Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossene Luft wird während des zweiten Hubes so lange verdichtet,

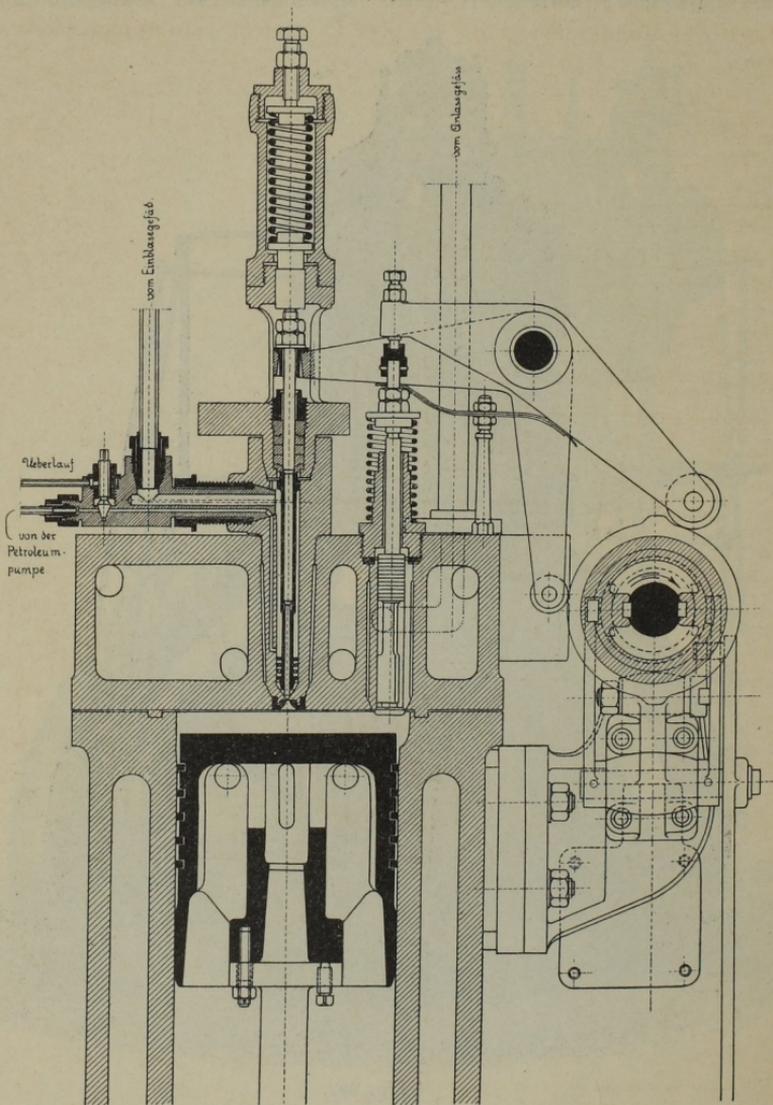


Fig. 293.

bis der Kolben wieder seine Ausgangsstellung, die obere Totlage, erreicht hat.

Der Kompressionsraum ist so bemessen, daß der Druck der Luft etwa 30 bis 32 kg/qcm Überdruck und die Temperatur, falls keine Luft durch Undichtheiten des Kolbens, der Ventile etc. verloren geht, theoretisch (bei adiabatischer) Kompression 640° bis 650° C erreicht. (In Wirklichkeit ist

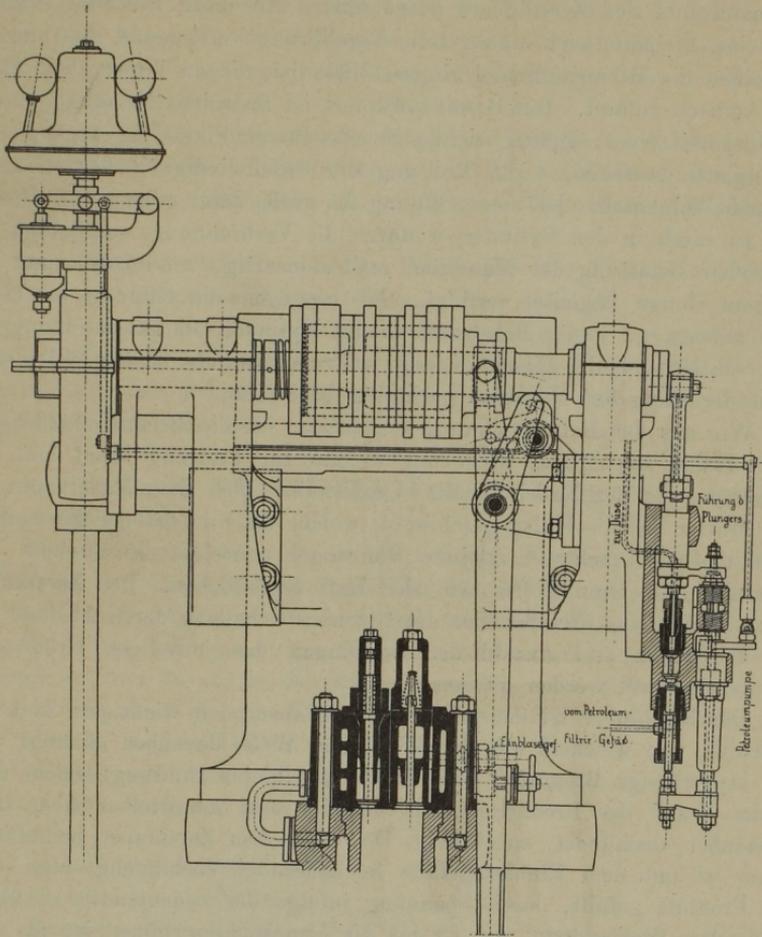


Fig. 294.

diese Temperatur infolge Leitungs- und Abkühlungsverluste stets geringer und liegt zwischen 500° und 600° C.)

Mit Beginn des dritten Hubes, des eigentlichen Arbeitshubes, tritt das Brennstoffventil in Tätigkeit. Die Anordnung desselben ist aus Fig. 293 ersichtlich. Dieses Ventil besteht aus dem Brennstoffkonus, der Brennstoffnadel samt Hülse, dem Zerstäuber und dem oberen Gehäuse.

Der im Cylinderdeckel sitzende Brennstoffkonus ist gegen das Innere des Cylinders in gleicher Weise wie das Einlaß- und Ausströmventil durch einen aufgeschliffenen Konus abgedichtet.

Das Innere dieses Brennstoffkonus ist behufs Aufnahme der Brennstoffnadel und des Zerstäubers ausgebohrt. An diese Bohrung schließt sich eine kleinere nach unten sich kegelförmig verengende Bohrung an, in welche die Brennstoffnadel eingeschliffen ist, die an ihrem Ende ebenfalls konisch zuläuft. Der Brennstoffkonus ist an seiner Mündung in den Cylinder mit einer eigenen leicht auswechselbaren Platte, der sogenannten Düsenplatte versehen, deren Bohrung der Geschwindigkeit der Maschine angepaßt sein muß. Ist diese Öffnung zu groß, dann gelangt der Brennstoff zu rasch in den Cylinder, wodurch die Verbrennung, namentlich bei schwacher Belastung der Maschine, explosionsartig, von Stößen und unruhigem Gange begleitet, erfolgt. Ist hingegen die Öffnung zu klein, dann gelangt zu wenig Brennstoff in den Cylinder, die Verbrennung erfolgt schleichend, die Maschine fängt zu ruhen an. In beiden Fällen wird somit der Gang der Maschine nachteilig beeinflusst.

Wie aus der Detailzeichnung ersichtlich, ist die Brennstoffnadel mit einer Hülse aus Metall umgeben, welche zur Führung dient und das Petroleum von der Nadel abhält. Unmittelbar über dem Nadelkonus ist eine Mutter auf die Hülse geschraubt, welche als Sitz für den Zerstäuber dient und mit mehreren kleinen Bohrungen versehen ist, welche den Durchfluß des Brennstoffes und der Luft ermöglichen. Der Zerstäuber selbst besteht aus drei bis vier durchlochten Scheiben, deren Abstand sowie die Größe und Anzahl der Bohrungen der jeweiligen Größe des Motors angepaßt werden müssen.

Der Zerstäuber ist der empfindlichste, aber auch wichtigste Teil der Maschine, von welchem mit das Wohl und Wehe derselben abhängt.

Der flüssige Brennstoff wird durch eine kleine Bohrung, welche sich in der Wand des Brennstoffkonus befindet und unmittelbar über dem Zerstäuber ausmündet, zugeführt. Der über dem Zerstäuber befindliche Raum ist mit dem Einblasegefäße in dauernder Verbindung, also stets mit Preßluft gefüllt, deren Spannung infolge der bedeutenden zu überwindenden Widerstände um 12 bis 15 Atmosphären höher ist als die Endspannung der im Arbeitscylinder komprimierten Luft; die Einblasespannung beträgt daher 42 bis 48 Atmosphären Überdruck.

Der flüssige Brennstoff sammelt sich im Zerstäuber. In dem Momente, als die Brennstoffnadel, nach aufwärts gehoben, die Ventilöffnung freigibt, stößt die Einblaseluft durch den Zerstäuber, treibt den Brennstoff mit Gewalt hindurch, auf welche Weise sich Luft und Brennstoff so innig mischen, daß das Petroleum in Staubform in den Cylinder gelangt, was

für den Verbrennungsprozeß überaus wichtig ist. Der Brennstoff wird somit allmählich eingeblasen und die Verbrennung findet daher auch nur allmählich statt.

Die Brennstoffnadel soll unmittelbar, etwa $\frac{1}{4}\%$ vor dem Totpunkte öffnen, damit der Brennstoff im Momente des Hubwechsels in den Cylinder einzublasen beginnt. Zu früher Eintritt hat Vorzündungen, zu später Eintritt Nachzündungen zur Folge, wodurch der ruhige Gang der Maschine nachteilig beeinflußt wird.

Für die größte Leistung der Maschine genügt es erfahrungsgemäß, wenn die Brennstoffnadel die Öffnung etwa 12% des Kolbenhubes geöffnet erhält; zu langes Offenhalten ist mit großen Verlusten an Einblaseluft verbunden.

Das Auslaßventil, in gleicher Weise wie das Einlaßventil zwangsläufig gesteuert und nach innen öffnend, wird etwa 1% des Hubes nach Totpunktstellung des Kolbens geschlossen, damit die Abgase möglichst aus dem Cylinder entfernt werden. Die Eröffnung findet etwa 10% vor Hubwechsel statt, damit der Gegendruck zu Beginn des Kolbenrücklaufes möglichst vermindert ist.

Zur Erzeugung der Einblaseluft dient eine der Maschine angehängte Kompressionspumpe.

Die Anordnung dieser Pumpe ist aus den Figuren 290 und 294 ersichtlich. Cylinder und Deckel sind für Wasserkühlung eingerichtet, um die bei der Verdichtung der Luft frei werdende Wärme möglichst abzuleiten. Das Kühlwasser der Maschine tritt zuerst in den Mantel der Luftpumpe, von da aus in den Deckel derselben; von diesem gelangt dasselbe durch einen Rohranschluß in den Mantel des Arbeitcylinders und von diesem in den Deckel des Cylinders; aus dem Deckel gelangt das Wasser wieder ins Freie.

In dem Deckelstück der Pumpe befinden sich die beiden federbelasteten Ventile, Saug- und Druckventil (Fig. 294, S. 783). Die Pumpe entnimmt die Luft bereits

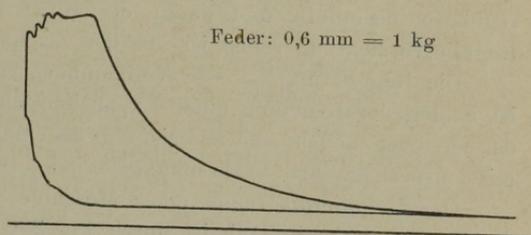


Fig. 295.

vorverdichtet dem Arbeitcylinder, um dieselbe auf den erforderlichen Einblasedruck (42 bis 48 Atm.) zu komprimieren. Durch dieses neue Verfahren sind die Motoren gegenüber der früheren Konstruktion, bei welcher die Luftpumpe die Luft direkt aus der Atmosphäre entnahm, wesentlich

vereinfacht und die Wirtschaftlichkeit erheblich gehoben. Das Indikator-diagramm der Luftpumpe ist in Fig. 295 auf voriger Seite abgebildet. Die Pumpe ist hierdurch gegenüber der früheren Anordnung auf ca. $\frac{1}{14}$ verkleinert.

Die in der Luftpumpe verdichtete Luft gelangt zunächst in ein cylindrisches Einblasegefäß, welches als Vorrats- und Reinigungsraum dient, wodurch die von der Luft mitgerissenen Unreinigkeiten, als Staub, Schmieröl etc. sich ausscheiden und nicht in den Düsenraum und Zerstäuber gelangen. Diese Verunreinigungen sowie das sich aus der Luft niederschlagende Wasser können von Zeit zu Zeit abgelassen werden. Die überschüssige Luft wird in die Anlaßgefäße übergeführt.

Petroleumpumpe und Regulierung. Die Petroleumpumpe, aus Fig. 294 ersichtlich, der Hauptsache nach eine kleine Plungerpumpe, arbeitet mit einem Druckventil und einem gesteuerten Saugventil; der Raum über dem Druckventil steht durch ein Röhrchen mit dem Zerstäuberraum in Verbindung, weshalb an beiden Orten der gleich hohe Druck herrscht. Die Pumpe wirkt in der Weise, daß das Petroleum durch das gesteuerte Saugventil unter Überdruck in den Plungerraum fließt und während der Abwärtsbewegung des Plungers durch das vom Regulator offen gehaltene Saugventil zum größten Teil wieder in das Petroleumvorratsgefäß zurückgedrückt wird. Erst während des letzten Teiles des Hubes wird das Saugventil freigegeben und schließt die Saugleitung, sodaß der Rest des Brennstoffes nun durch das Druckventil seinen Weg nach dem Zerstäuber nehmen muß.

Je früher oder später das Saugventil schließt, desto mehr oder weniger Brennstoff gelangt in den Zerstäuberraum bzw. in den Arbeitscylinder. Der Schluß des Saugventiles wird durch einen Zentrifugalregulator beeinflusst und damit der Gang der Maschine geregelt. Die Reguliervorrichtung selbst ist aus der Zeichnung ersichtlich.

Die Regulierung ist sehr vollkommen, rasch und sicher wirkend; sie ist analog der Regelung einer Expansionsdampfmaschine, indem wie dort der zu- oder abnehmenden Leistung der Maschine entsprechend die Admissionsperiode (hier Verbrennungsperiode) verlängert oder verkürzt wird.

Das Regulierdiagramm einer Maschine von 300 mm Cylinderdurchmesser und 460 mm Hub ist durch Fig. 296 dargestellt.

Die Anlaßvorrichtung. Die Anlaßvorrichtung besteht aus dem Anlaßgefäß und der Auslösevorrichtung für das Steuerscheibensystem.

Das Anlaßgefäß ist ein cylindrischer schmiedeeiserner Behälter, der die auf 42 bis 48 Atm. verdichtete Anlaßluft enthält; dieser Behälter steht einerseits mit dem Raume oberhalb dem Anlaßventil des Arbeitscylinders,

andererseits mit der Kompressionspumpe bezw. dem Einblasegefäß in Verbindung und wird durch den Überschuß an Einblaseluft gespeist.

Beim Anlassen arbeitet der Motor als Zweitaktdruckluftmaschine. Zu diesem Zwecke wird das Steuerscheibensystem auf der Steuerwelle von Hand aus so verschoben, daß von den zwei für das Anlassen vorgesehenen Nocken der eine das Anlaßventil, der andere das Auslaßventil steuert. Brennstoff- und Einströmventil bleiben beim Anlassen außer Tätigkeit. Dreht man nun von Hand aus das Schwungrad über den oberen Totpunkt hinweg, dann öffnet die so eingestellte Steuerung das Anlaßventil. Aus dem Anlaßgefäß dringt die hochgespannte Luft in den Cylinder und treibt den Kolben mit großer Kraft nach abwärts. Beim Aufwärtsgang des Kolbens geht die Luft nach vollbrachter Arbeit durch das normale Ausströmventil ins Freie.

Cylinderdurchmesser: 300 mm
Hub: 460 mm
Feder: 1 mm = 1 kg

Brennstoff: Rohöl
N indiziert:
24,74 bis 54,02

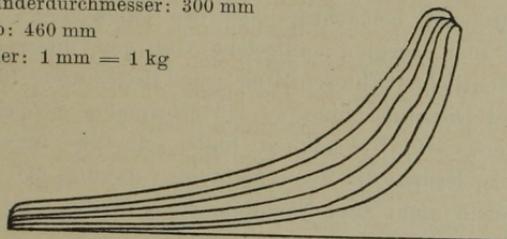


Fig. 296.

Dieser Vorgang wiederholt sich einige male, bis die Maschine die nötige Geschwindigkeit erlangt hat. Nun geht die Steuerung automatisch durch Auslösen einer Klinke seitens des Regulators aus der Anlaßstellung in die Betriebsstellung zurück, wobei das Anlaßventil außer Tätigkeit, die Brennstoffdüse und das Einströmventil dafür in Tätigkeit gesetzt wird; von diesem Momente an geht die Maschine zum normalen Betriebe über, indem die erste Zündung von selbst erfolgt.

Bei vielen Ausführungen wird das Überspringen der Steuerscheiben von der Anlaß- in die Betriebsstellung nicht durch den Regulator, sondern von Hand aus besorgt.

Die übrige Anordnung des Gestelles und der Triebwerksteile ist aus den Figuren genügend klar zu ersehen.

Der Wärmemotor von Diesel wurde trotz der kurzen, kaum fünfjährigen Zeit seines Bestehens bereits einer Reihe von zum Teil streng wissenschaftlichen Untersuchungen unterzogen, deren der Öffentlichkeit übergebenen Resultate übereinstimmend die hohe thermische Überlegenheit desselben über alle derzeit bestehenden Wärmekraftmaschinen ergaben;

desgleichen wurde festgestellt, daß der Dieselmotor jede Ölsorte gleich günstig zu verarbeiten imstande ist, wodurch er sich speziell auch von allen übrigen bestehenden Ölmaschinen äußerst vorteilhaft unterscheidet.

Die ersten offiziellen Versuche wurden 1897 an der von der Maschinenfabrik Augsburg erbauten ersten Versuchsmaschine von Prof. Schröter in München durchgeführt und deren Ergebnisse in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* 1897, S. 845 veröffentlicht. Ähnliche Versuche wurden in den folgenden Jahren von Prof. Sauvage von der *École de Mines* in Paris, von Prof. Watkinson und Unwin in London, Prof. Denton in New York, Prof. Doepp in St. Petersburg, Prof. Meyer in Charlottenburg und anderen ausgeführt und samt den zugehörigen Resultaten veröffentlicht; außerdem fanden die Ergebnisse dieser Versuche durch die seitens hervorragender Männer der Praxis durchgeführten Untersuchungen und Erprobungen der Maschine volle Bestätigung.

Auch die neuere Litteratur bemächtigte sich des Gegenstandes in anerkennenswerter Weise, auch sorgten zahlreiche von den interessierten Maschinenfabriken veröffentlichte Flugschriften und Broschüren für das rasche Bekanntwerden der Dieselmachine, so daß jedermann, welcher sich für diese Maschine interessiert, Gelegenheit findet, dieselbe innen und außen gründlich kennen zu lernen; der freien Meinungsäußerung und Kritik wurde hierdurch, und gewiß nicht zum Nachteile der Erfindung Diesels, Tür und Tor geöffnet.

In den beiden Tabellen XXXIII und XXXIV sind die Resultate neuerer Versuche mit einem 8- bis 10-pferdigen und einem 70- bis 90-pferdigen Dieselmotor zusammengestellt; letztere Maschine ist eine Zweicylindermaschine von 300 mm Cylinderdurchmesser bei 460 mm Hub. Eine Zusammenstellung der Indikatordiagramme dieser Maschine ist durch die Figuren 297 bis 300 (S. 791) dargestellt.

Wie aus diesen Tabellen zu entnehmen, beträgt der Konsum größerer Maschinen heute nur mehr 0,186 bis 0,188 kg pro PS_e-Stunde; dies entspricht einer Wärmeausnützung von im Mittel 34%, also um ungefähr 22% mehr als die neuesten und besten Leuchtgasmotoren gleicher Größe, welche im günstigsten Falle 28% Wärmeausnützung ergeben. Die Wärmeausnützung der Generator- und Gichtgasmaschinen ist bekanntlich eine wesentlich geringere; allerdings bezieht man die Wärmeausnützung der Generatorgasmaschinen stets auf den Verbrauch an Koks oder Anthrazit pro PS_e-Stunde, während man bei Leuchtgas- und Gichtgasmaschinen den Wärmewert des verbrauchten Gases in Rechnung stellt, woraus sich naturgemäß höhere Wirkungsgrade ergeben. Nachdem die Erzeugung des Leuchtgases nur mit etwa 75% Nutzeffekt erfolgen kann, so ist die Wärmeausnützung der besten Leuchtgasmotoren aus dem rohen Brennstoffe (Kohle) nur eine

ca. 21-prozentige, während beim Dieselmotor die Ausnützung aus dem rohen, flüssigen Brennstoffe tatsächlich 34% beträgt.

Tabelle XXXIII.

Dieselmotor von 8—10 PS_e.

Amerikanisches Petroleum. Spezifisches Gewicht 0,793 bei 17° C.

Heizwert 10000 W.E./kg.

	Voll- belastung	Normal- belastung	1/2- Belastung	1/4- Belastung	Leerlauf
Mittlere Umdrehungszahl der Maschine pro Minute	265,8	266,1	264,1	266	278,6
Bremsarbeit N_e in PS	10,03	8,65	4,25	2,88	—
Im Arbeitscylinder geleistete indizierte Arbeit N_i in PS	13,1	12	7,49	6,26	3,78
Mittlere indizierte Spannung im Arbeitscylinder kg/qcm	7,69	7,05	4,4	3,67	2,22
Wirkungsgrad $\frac{N_e}{N_i}$	0,768	0,72	0,567	0,46	—
Ölverbrauch pro Stunde kg	2,3	1,96	1,18	0,956	0,675
Ölverbrauch pro PS _e -Stunde kg	0,1755	0,163	0,1575	0,153	0,1785
Ölverbrauch pro SP _e -Stunde kg	0,229	0,227	0,278	0,332	—
Thermischer Wirkungsgrad η_i	0,360	0,387	0,40	0,41	—
Wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_e	0,276	0,279	0,227	0,190	—

Tabelle XXXIV.

Dieselmotor von 70—90 PS_e.

Amerikanisches Petroleum. Spezifisches Gewicht 0,793 bei 17° C.

Heizwert 10000 W.E./kg.

	Voll- belastung	Normal- belastung	3/4- Belastung	2/10- Belastung
Mittlere Umdrehungszahl der Maschine pro Min.	160,6	162,5	163,5	164,7
Bremsarbeit N_e in PS	87,4	70	55,8	41,2
Im Arbeitscylinder geleistete indizierte Arbeit N_i in PS	109,5	86,5	77,8	63,2
Mittlere indizierte Spannung im Arbeitscylinder in kg/qcm	7,96	6,2	5,54	4,82
Wirkungsgrad $\frac{N_e}{N_i}$	0,8	0,81	0,718	0,65
Ölverbrauch pro Stunde in kg	16,46	13	10,86	8,76
Ölverbrauch pro PS _e -Stunde in kg	0,150	0,150	0,140	0,139
Ölverbrauch pro SP _e -Stunde in kg	0,188	0,186	0,1945	0,213
Thermischer Wirkungsgrad η_i	0,42	0,42	0,45	0,455
Wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_e (effekt. Wärmeausnützung)	0,336	0,34	0,325	0,300

Der Konsum der kleinen 8 PS-Maschine betrug bei voller und normaler Belastung rund **0,23 kg** pro PS_e-Stunde.

Ein von Prof. Meyer (Charlottenburg) im September 1900 untersuchter 30 PS-Motor der Maschinenfabrik Augsburg ergab bei normaler Belastung von 30,2 bis 30,4 PS_e einen Verbrauch an amerikanischem Petroleum vom spezifischen Gewichte 0,796 bei 18° C und dem mittleren Heizwerte von 10300 W.E./kg von durchschnittlich **0,204 kg** pro PS_e-Stunde, was einer effektiven Wärmeausnützung von rund 30% entspricht.

Bei voller Belastung stieg der Ölverbrauch auf 0,216, bei halber Belastung auf 0,258 kg pro PS_e-Stunde.

Bei normaler Belastung betrug die mittlere indizierte Spannung im Arbeitscyylinder 6,0 kg/qcm.

Die Maschine hatte 300 mm Cylinderdurchmesser bei 463 mm Hub; die Kompressionspumpe 50 mm Durchmesser bei 80 mm Hub; das Volumsverhältnis beträgt somit 200:1.

Der Kompressionsgrad der Maschine wurde mit 16,3 ermittelt.

Vergleicht man die vorstehenden Resultate, sowie jene anderer zahlreich vorliegenden Versuche hinsichtlich des Brennstoffverbrauches bei zu- oder abnehmender Belastung einer Maschine, dann ergeben sich als Mittelwerte eine Brennstoffzunahme pro PS_e-Stunde von 20% bei halber und 45% bei einviertel Belastung der Maschine; die Maschine verträgt ohne weiteres eine 25-prozentige Mehrbelastung über die normale Leistung, wobei der Brennstoffverbrauch pro Leistungseinheit nur unbedeutend zunimmt. Der Brennstoffkonsum pro PS_e-Stunde ist innerhalb sehr weiter Grenzen nahezu konstant.

Der mittlere indizierte Druck im Arbeitscyylinder schwankt zwischen 6 und 7 kg/qcm bei normaler Belastung der Maschine; bei dem 70 PS-Motor betrug derselbe 6,2 kg, bei dem 8 PS-Motor 7,05 kg/qcm.

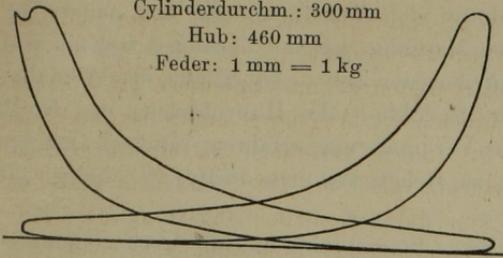
Die minutliche Umlaufzahl der Maschinen beträgt für Leistungen von 4 bis 100 PS 290 bis 150; die mittlere Kolbengeschwindigkeit 2,4 bis 2,8 m pro Sekunde.

Die Dieselmachine ist unzweifelhaft baulich komplizierter als die gewöhnlichen Öl- und Gasmaschinen, allein sie besteht aus lauter bekannten Organen, welche in sich selbst keine Unsicherheit tragen, sobald auf die Wahl des Materials und die Ausführung die größte Sorgfalt verwendet wird. Auch die Verdichtung der Luft im Arbeitscyylinder auf 30 bis 35 Atm. bietet heute keine Schwierigkeiten mehr; die allmähliche Drucksteigerung während des Kompressionshubes ist für den dauernden guten Zustand der Maschine jedenfalls vorteilhafter als die sprunghafte, im Momente der Entzündung stattfindende Drucksteigerung des mit ähnlichen Drücken arbeitenden Bánkimotors. Die Temperaturen im Cylinder sind

Cylinderdurchm.: 300 mm

Hub: 460 mm

Feder: 1 mm = 1 kg



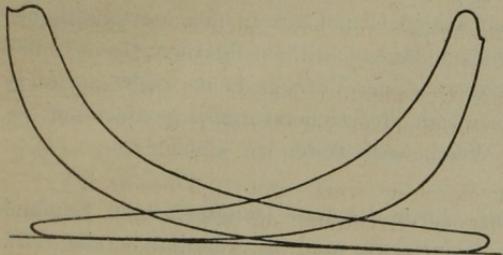
Brennstoff: Rohöl

Einblasedruck: 44 Atmosphären

Mittlere Spannung: 5,82 und

6,14 kg/qcm

PS indiziert: $37,83 + 39,91 = 77,74$



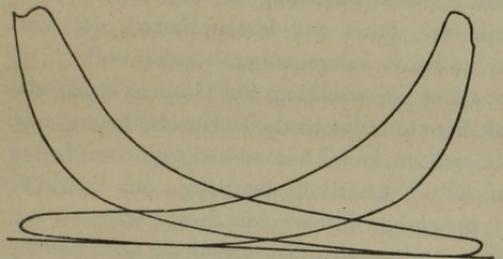
Brennstoff: Rohöl

Einblasedruck: 44 Atmosphären

Mittlere Spannung: 6,00 und

6,45 kg/qcm

PS indiziert: $39,00 + 42,19 = 81,19$



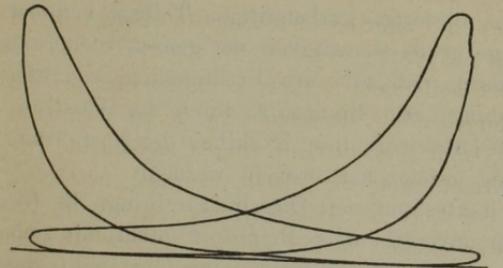
Brennstoff: Rohöl

Einblasedruck: 45 Atmosphären

Mittlere Spannung: 7,46 und

7,56 kg/qcm

PS indiziert: $47,97 + 48,61 = 96,58$



Brennstoff: Rohöl

Einblasedruck: 46 Atmosphären

Mittlere Spannung: 7,36 und

7,92 kg/qcm

PS indiziert: $47,33 + 50,92 = 98,25$

Fig. 297—300.

nicht übermäßig hoch, nachdem die Verbrennung verhältnismäßig langsam bei großem Luftüberschusse stattfindet. Die Verbrennung ist infolgedessen

eine vollständige, ohne Rußbildung; der Auspuff ist rein und nahezu geruchlos. Auch der hohe Preis der Maschine, welcher derselben vielfach zum Vorwurf gemacht wurde, hat in neuester Zeit in anbetracht des Wegfalles der Kreuzkopfführung und der Reduktion des Hubvolumens der Kompressionspumpe eine wesentliche Verminderung erfahren, infolgedessen der Dieselmotor heute nicht teurer zu stehen kommen dürfte, als eine gleich leistungsfähige Gasmaschine.

Es sind somit vom technischen Standpunkte aus alle Vorbedingungen vorhanden, welche dem Dieselmotor sowie seinerzeit dem Ottomotor eine rasche und allgemeine Einführung in die Industrie sichern könnten. Daß dies bis heute nicht der Fall ist, hat seinen Grund nur in den wirtschaftlichen Verhältnissen, in dem Mangel eines genügend billigen flüssigen Brennstoffes.

Der Dieselmotor ist daher trotz seiner Vorzüge heute nicht imstande, unter gewöhnlichen Verhältnissen mit der Generatorgasmaschine und der Dampfmaschine erfolgreich in Wettbewerb treten zu können.

Wie bereits früher erwähnt, wurde der erste Dieselmotor in England erst voriges Jahr, nachdem am Kontinente und in Amerika bereits etwa 150 Maschinen im Betriebe standen, gebaut und zwar von der Firma Scott & Hodgson in Manchester. Diese Maschine ist zugleich der erste im Zweitakt arbeitende Dieselmotor, daher auf dessen Bauart, der Vollständigkeit halber, nachstehend in Kürze eingegangen werden soll.

Nachdem der Zweitakt in seiner Anwendung für Gasmaschinen sich bereits vollkommen bewährt hat, bereitete die bauliche Durchführung einer im Zweitakt arbeitenden Dieselmachine keine besonderen Schwierigkeiten.

Bei den Zweitaktmaschinen fällt bekanntlich der Saug- und Ausströmhub aus, indem die Verbrennungsprodukte durch einen Strom schwach verdichteter Luft ausgetrieben werden und unmittelbar darauf die neue Ladung eingeführt wird, sodaß diese beiden Operationen stattfinden, während sich der Kolben in der Nähe seiner vorderen, kurbelseitigen Totlage befindet.

Es erfordert allerdings eine große Genauigkeit der ganzen Steuerung der Maschine, um zu verhindern, daß mit den Verbrennungsprodukten nicht auch frische Gemischladung, also Brennstoff, durch die Ausströmöffnungen vor Schluß derselben entweicht; diese Exaktheit der Ausführung kann jedoch, wie die Erfahrung gezeigt hat, erreicht werden.

Die Anwendung des Zweitaktes auf den Dieselmotor bringt die Gefahr des direkten Verlustes an unverbranntem Brennstoff nicht mit sich, da derselbe erst mit Ende der Kompressionsperiode eingeführt wird; das Ausspülen des Cylinders kann daher hier vollständig durchgeführt werden.

Sobald der Kolben etwa $\frac{9}{10}$ seines Arbeitshubes zurückgelegt hat, öffnet sich das Ausströmventil und die Spannung sinkt sehr rasch; hier-

auf öffnet sich das Lufteinlaßventil und atmosphärische, auf ca. 0,3 Atm. verdichtete Luft strömt in den Cylinder, treibt die Verbrennungsprodukte durch die Auslaßöffnung hinaus und füllt den Cylinder. Sobald das Auslaßorgan geschlossen ist, wird die Luft komprimiert, um mit Ende des Hubes den Brennstoff aufzunehmen.

Durch den Zweitakt wird die Leistungsfähigkeit der Maschine nahezu verdoppelt; allerdings wird hierdurch der Dieselmotor, welcher an und für sich baulich nicht jene Einfachheit besitzt, welche den gewöhnlichen Viertaktmotor auszeichnet, noch mehrgliedriger, indem zu den beiden Pumpen für Brennstoff und Einblaseluft noch die Luftpumpe für das Ausspülen und Füllen des Arbeitscylinders hinzutritt.

Die von Scott & Hodgson gebaute Maschine ist liegend; vor dem Arbeitscylinder, tandem zu demselben, liegt der Luftpumpencylinder; die beiden Kolben sind auf derselben Kolbenstange aufgefädelt; die Schubstange greift direkt am Luftpumpenkolben an.

Die Maschine wurde für eine Leistung von 18 PS_e gebaut und war auf der Ausstellung in Glasgow im Betrieb zu sehen.

Der Arbeitscylinder hat $7\frac{7}{8}$ " englisch (200 mm), die Luftpumpe 9" (ca. 230 mm) Durchmesser; der gemeinschaftliche Hub beträgt $10\frac{3}{4}$ " (273 mm). Die Maschine arbeitete mit 216 Umdrehungen pro Minute.

Der Luftpumpenkolben saugt beim Vorwärtsgange atmosphärische Luft, verdichtet dieselbe beim Rücklauf auf ungefähr 0,3 kg/qcm und drückt sie in das Bett der Maschine, welches als Luftbehälter dient. Bevor der Luftpumpenkolben seinen Hub vollendet, wird die Übergangsöffnung geschlossen und die im Cylinder der Pumpe rückständige Luft noch weiter auf etwa 4 bis 4,5 kg/qcm verdichtet und an die Kompressionspumpe für die Erzeugung der Einblaseluft abgegeben. Diese Pumpe hat einen Durchmesser von $2\frac{3}{4}$ " englisch (70 mm) und verdichtet die Luft weiter auf 45 bis 50 kg/qcm. Diese Pumpe wird von einer am Stirnende der Kurbelwelle befindlichen Kurbel betätigt.

Die Konstruktion der Brennstoffpumpe, die Regulierung der Brennstoffzufuhr, sowie das Anlassen der Maschine sind in gleicher Weise durchgeführt, wie bei den Viertakt-Dieselmotoren, bieten daher prinzipiell nichts neues.

Versuche hinsichtlich des Brennstoffverbrauches dieser Maschine wurden, soweit dem Verfasser bekannt, nicht veröffentlicht.

Bei dem außergewöhnlichen Interesse, welches dem Dieselmotor von seiten aller technischen Kreise entgegengebracht wurde, fehlte es nicht an zahlreichen Vorschlägen auf Verbesserung beziehungsweise Vereinfachung desselben. Trotz der Mannigfaltigkeit dieser Vorschläge hat jedoch bis heute keiner derselben von dauerndem Erfolg begleitete praktische Verwertung gefunden.

* Musil, Wärmekraftmaschinen.

Die Vereinfachungen hatten namentlich den Ersatz der Kompressionspumpe zur Erzeugung der Einblaseluft durch andere Mittel zum Gegenstande; unter den Konstruktionen, welche dieses Ziel verfolgen, bietet die Maschine von Haselwander vermöge der eigentümlichen Lösung der gestellten Aufgabe höheres Interesse.

Zur Erzeugung der über den Endkompressionsdruck der Arbeitsluft verdichteten Einspritz- oder Einblaseluft entnimmt Haselwander wie Diesel in seiner neueren Konstruktion gegen Ende des Verdichtungshubes aus dem Arbeitszylinder bereits verdichtete Luft und verdichtet dieselbe mittels des sogenannten Verdrängers bis auf eine Spannung, welche um einige Atmosphären geringer ist, als die Endspannung im Arbeitszylinder, sodaß eine gewisse zum Zerstäuben und Einblasen des Brennstoffes erforderliche Druckdifferenz vorhanden ist.

Der Verdränger wird durch eine kurze, cylindrische Fortsetzung des Arbeitskolbens gebildet, deren Durchmesser etwas kleiner ist, als jener des Kolbens; dieser Verdränger tritt gegen Ende des Kolbenhubes in einen im Cylinderdeckel befindlichen konzentrischen Raum ein, in welchen das Zerstäubventil mündet. In diesem Raume wird nun durch den Verdränger ein Teil der Arbeitsluft getrennt verdichtet; die Abmessungen sind jedoch so gewählt, daß die zwischen Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossene Luft höher verdichtet wird, als die Luft im Verdrängerraume. Infolge dieses Überdruckes strömt im Momente der Eröffnung des Brennstoffventiles die Luft aus dem Cylinder durch den Zerstäuber nach dem Verdrängerraume und reißt den flüssigen Brennstoff mit, welcher sich bei seinem Eintritte in den Verdränger- als Verbrennungsraum entzündet und den Kolben nach abwärts treibt.

Durch diese Anordnung ist allerdings die Kompressionspumpe gänzlich vermieden und die Maschine baulich vereinfacht, falls nicht andere Nachteile damit in den Kauf genommen werden müssen.

Ein von Professor Brauer in Karlsruhe untersuchter ca. 6 PS-Experimentiermotor dieser Bauart ergab bei einer Leistung von durchschnittlich $5\frac{1}{2}$ PS_e einen Verbrauch an gewöhnlichem amerikanischen Lampenöl von 0,343 kg pro PS_e-Stunde. Etwas ungünstigere Resultate ergaben die von Prof. Meyer im Jahre 1900 ausgeführten Versuche.

Nachdem ein 8 PS-Dieselmotor nach Tabelle XXXIII bei dieser Leistung nur 0,28 kg amerikanischen Petroleums pro PS_e-Stunde verbraucht, so scheint durch die in Rede stehende bauliche Vereinfachung der Dieselmachine ein thermischer Vorteil nicht erreicht zu sein.

