

Schnellaufende Verbrennungsmaschinen

Von

Harry R. Ricardo

B. A. A. M. I. C. E. M. I. A. E.

Übersetzt und bearbeitet von

Dr. A. Werner und **Dipl.-Ing. P. Friedmann**

Mit 280 Textabbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1926

Alle Rechte vorbehalten

ISBN 978-3-662-28250-2 ISBN 978-3-662-29768-1 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-29768-1
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1926

Vorwort zur englischen Ausgabe.

Der Verfasser dankt an dieser Stelle seinem Kollegen H. A. Hetherington für seine liebenswürdige Hilfe, seinen Assistenten J. F. Alcock und R. J. Cousins für Unterstützung bei den Versuchen und angebrachte Kritik sowie für viele wichtige Angaben, auch Herrn H. T. Tizard für freundschaftliche Ratschläge sowie für die Hergabe seiner hervorragenden Versuchsangaben, von denen der Verfasser sehr freimütigen Gebrauch gemacht hat. Auch der Asiatic Petroleum Company gebührt der Dank des Verfassers für ihre Erlaubnis, die Ergebnisse der in ihrem Auftrage durchgeführten Untersuchungen über das Verhalten der verschiedenen verfügbaren flüssigen Brennstoffe frei und ohne Rückhalt zu veröffentlichen, ferner der Vauxhall Motor Company für die Genehmigung, nicht nur ihren normalen Wagenmotor, sondern auch eine ihrer Spezialrennmaschinen zu beschreiben, Herrn J. W. Burt für seine Untersuchung von Schiebersteuerungen, allen Motorfabrikanten, die so freundlich Angaben usw. zur Verfügung stellten, und schließlich nicht zum wenigsten der Technischen Abteilung des Air Ministry, deren Anregung so viele wichtige Forschungsarbeiten über Verbrennungsmotoren ihre Ausführung verdanken.

Harry R. Ricardo.

Vorwort zur deutschen Ausgabe.

Ricardo ist heute der beste Kenner der schnellaufenden Verbrennungsmaschine. Seine Theorien über alle wärmetechnischen und mechanischen Vorgänge in dieser Maschine sind so grundlegend und zum Teil so ganz neuartig, daß auch der eingeweihte Ingenieur auf fast jeder Seite vor neue Erkenntnisse gestellt wird. Daher haben die Bearbeiter geglaubt, sein Werk auch den deutschen Ingenieuren in einer ihrem Bildungsgang angepaßten Bearbeitung zugänglich machen zu müssen. Ricardo besitzt die Fähigkeit, jeden, auch den kleinsten Vorgang in der Maschine, in die Einzelteile zu zergliedern und wissenschaftlich zu erklären, und er hat auch die Gabe, seine Gedanken einfach und folgerichtig wiederzugeben. Dabei ist er nicht nur Theoretiker, sondern auch Praktiker im besten Sinne des Wortes. Er begnügt sich nie mit der Aufstellung einer Theorie oder mit der

Erklärung eines Vorganges; in langjährigen Versuchen hat er jeden seiner Gedankengänge an Versuchsmaschinen überprüft und darin bestätigt gefunden, seine Konstruktionen in die Praxis umgesetzt und darin Erfolg erzielt. So bringt sein Buch nicht nur für den Theoretiker eine Fülle von Bereicherung seines Wissens, sondern auch der Praxis und der Industrie großen Vorteil; vielen, die das Werk gründlich studieren, wird es eine wertvolle Hilfe zur Vermeidung überflüssiger Fehler sein.

Der rote Faden, der sich durch Ricardos Werk von Anfang bis zu Ende zieht, der in jedem Kapitel von neuem hervortritt, ist der Gedanke der Wirtschaftlichkeit im Verbrauch von Energie. Die übermäßig schnelle Ausbeutung der auf der Erde vorhandenen Brennstoffvorräte zwingt zur Sparsamkeit und verlangt gebieterisch, an jedem einzelnen Konstruktionsteil höchsten Wirkungsgrad zu erstreben; denn die vorhandenen Brennstoffvorräte müssen so lange reichen, bis neue, noch recht weit liegende Hilfsquellen gefunden sind. Die Frage der Brennstoffe, die Möglichkeit, ihre chemischen Bestandteile zu höchster Verbrennungsenergie umzuwandeln, nehmen deshalb auch den ersten und umfangreichsten Teil des ganzen Buches ein. An einer eigens dazu gebauten Versuchsmaschine mit veränderlicher Verdichtung hat Ricardo alle vorhandenen Brennstoffarten geprüft und auf ihre Eignung für den Betrieb von schnellaufenden Verbrennungsmaschinen hin miteinander verglichen. Die Neigung zur Detonation, einem bisher ungeklärten Vorgang, ist danach das wichtigste Merkmal für die Beurteilung eines Brennstoffes. Ricardo stellt eine neue eigene Theorie der Detonation auf, die seine Versuche mit verschiedenen Formen von Verdichtungsräumen auch zu beweisen scheinen. Er widerlegt die bisherige Anschauung, daß die Kühlung den maßgebenden Einfluß auf den Wirkungsgrad eines Verbrennungsraumes hat. Nur die Lage der Zündkerzen und die Wirbelung haben Einfluß. Seine Versuche geben ihm recht und beweisen, wie man mit einfachen Mitteln eine Verbrennungskammer entwerfen kann, die hohen Wirkungsgrad der Verbrennung ergibt.

Im zweiten Teil des Buches zeigt Ricardo die Übertragung seiner Theorien auf die praktische Ausführung. Seine Betrachtungen über den Entwurf der Maschine, die sich mit den Baustoffen für Zylinder und Kurbelgehäuse, vor allem auch für die Kurbelwellen und das Triebwerk befassen, sind rein praktisch gehalten und von großer Erfahrung getragen. Seine Anleitung für den Entwurf der Steuerungen, für die Beurteilung des Einflusses der Öffnungs- und Schließzeiten, für die Berücksichtigung der bewegten Massen usw. werden in ihrer Einfachheit auch dem deutschen Konstrukteur neue Einsicht ermöglichen. Bei den Kolben behandelt Ricardo vor allem die Reibungs-

verluste, die sie hervorrufen. Er beweist durch Überlegung und durch Versuche an einer besonders für diesen Zweck gebauten Maschine, wie außerordentlich wichtig die Ausführung des Kolbens und die Temperatur des Kühlwassers für die Verminderung der Reibungsverluste im Zylinder sind. Seine Versuche mit Kreuzkopfkolben, einer in Deutschland für schnellaufende Maschinen wohl unbekannt Bauform, gehören vielleicht zu den interessantesten Seiten des ganzen Werkes.

Im dritten Teil behandelt Ricardo die Verwendung der schnellaufenden Verbrennungsmaschine für verschiedene Zwecke; bei den Maschinen für Straßenfahrzeuge geht er auf die Notwendigkeit der Berücksichtigung des Wagenwiderstandes, der Steigfähigkeit und der Schaltung und ihren Einfluß auf die Bauart der Maschine ein, während er die Rennmotoren nur als Spitzenleistungen wirtschaftlich arbeitender Maschinen anerkennt.

Im Kapitel über Flugmotoren werden die Erfahrungen des Krieges und eine Fülle erprobter Bauarten dargestellt und die bekannten Möglichkeiten der Erhaltung der Leistung in großen Höhen geistvoller, aber schärfster Kritik unterzogen. Die zeitweilige Überschätzung von Höhenmotoren führt Ricardo auf das notwendige Maß zurück. Den Abschluß des Buches bilden Sonderausführungen von Maschinen für Tanks und die Erfahrungen der englischen Heeresverwaltung mit solchen Maschinen, die dem deutschen Leser neu sein dürften.

Die Bearbeiter sind besonders erfreut, daß der Verlag ihnen ermöglicht hat, dieses nach ihrer Überzeugung heute besonders zeitgemäße und dem vorwärtsstrebenden deutschen Ingenieur unentbehrliche Werk in guter Ausstattung herauszubringen. Sie sind überzeugt, daß der Inhalt des Buches jedem Konstrukteur von schnellaufenden Verbrennungsmaschinen Freude, Befriedigung und Bereicherung seiner Kenntnisse bringen wird.

Berlin, im Februar 1926.

A. Werner, P. Friedmann.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1
I. Leichtflüchtige flüssige Brennstoffe für Verbrennungsmaschinen	5
Die Neigung von Brennstoffen zur Detonation S. 8. Innere Verdampfungswärme S. 10. Verdampfbarkeit S. 16. Der Endpunkt der Verdampfung S. 16. Verhalten beim Anlassen S. 18. Heizwert S. 18. Der Gemischheizwert S. 21. Der thermische Wirkungsgrad bei Betrieb mit verschiedenen Brennstoffen S. 21. Die Höchstleistung S. 26. Brennstoffe für Luftfahrzeuge S. 26. Zusammenfassung S. 29. Die Versuchsmaschine S. 34.	
II. Die Detonation	43
Die Art der Brennstoffe und die Detonation S. 47. Grenzen der Zündfähigkeit S. 48. Die Temperaturen des Kreisprozesses S. 52. Verdichtungstemperatur S. 57. Verbrennungstemperaturen S. 58.	
III. Die Wärmeverteilung in einer schnelllaufenden Viertaktverbrennungsmaschine	67
Der Wärmeverlust während der Verbrennung S. 68. Der Wärmeverlust während der Expansion S. 68. Die Wärmeverluste während des Auspuffhubes S. 69. Der Einfluß der Temperatur im Kühlwassermantel S. 74. Gasgeschwindigkeit und mittlerer indizierter Kolbendruck S. 78. Einfluß der Zylindergröße auf Leistung und Wirkungsgrad S. 82.	
IV. Der Einfluß der Gestalt des Verbrennungsraumes.	88
Durchwirbelung S. 89. Die Stellung der Zündkerze S. 91. Bestimmung des Wirkungsgrades des Verbrennungsraumes S. 103.	
V. Schmierung und Lagerabnutzung	111
Die Abnutzung von Lager und Welle S. 116. Der Höchstdruck im Lager S. 118. Die Grenzen der Belastungszahl S. 118. Die Höchstbelastung S. 119. Die Abmessungen der Lager S. 119. Belastungszahl und Abnutzung S. 119. Lager für pendelnde Zapfen S. 120. Die Arten von Schmieröl S. 120.	
VI. Die Vergasung	122
VII. Die Zündung	133
Die Intensität des Zündfunkens S. 133. Die Zündkerzen S. 134.	
VIII. Entwurf der Maschine	136
Entwurf und Baustoff S. 140. Kurbelgehäuse S. 140. Der Zylinderblock S. 143. Kurbelwellen S. 150. Gegengewichte S. 152. Abnutzung der Kurbelwellen S. 154. Pleuelstangen S. 155. Kolbenbolzen S. 159. Ventile S. 161. Anzahl der Ventile S. 163.	
IX. Einzelne Bauteile	164
Kugel- und Rollenlager S. 164. Hilfsantriebe S. 168. Arten der Schmierung S. 174. Druckschmierung S. 174. Umlaufende Ölmenge S. 176. Bauart der Ölpumpe S. 176. Ölüberdruckventile S. 177. Ölfilter S. 179.	

	Seite
X. Ventile und Steuerung	183
Entwurf der Steuerdaumen und des Ventilantriebes S. 197. Zu-	
lässige Ventilbeschleunigung S. 200. Flache oder pilzförmige Stößel	
S. 210. Entwurf von harmonischen Nocken S. 210. Innennocken	
S. 212. Voranheben der Ventile S. 213. Ventildedern S. 214.	
XI. Entwurf des Kolbens	218
Einfluß der Temperatur auf die Kolbenreibung S. 221. Ableitung	
der Wärme S. 222. Eindringen von Schmieröl in den Verbrennungs-	
raum S. 224. Das Schlagen der Kolben S. 232. Kolbenringe S. 234.	
Breite der Kolbenringe S. 234. Radiale Dicke S. 234. Kreuzkopf-	
kolben S. 235.	
XII. Maschinen für Straßenfahrzeuge	243
Der 14 PS-Vauxhall-Motor S. 255. Schiebermotoren S. 259. Be-	
rechnung der Schieberschlitz S. 262. Rennwagen S. 269.	
XIII. Flugmotoren	289
Luft- oder Wasserkühlung S. 299. Entwurf der Zylinder S. 301.	
Flugmotoren für große Höhen S. 323.	
XIV. Schnellaufende Maschinen von hoher Leistung für Tanks 336	
Betriebserfahrungen S. 359. Verbrennungsraum S. 359. Kolben	
S. 359. Kreuzkopfführungen S. 360. Auspuffleitung S. 360. Kurbel-	
wellen S. 360. Schwingungsdämpfer S. 361. Schmierung S. 361.	
Ventil-Federteller S. 362. Steuerung S. 362.	
Sachverzeichnis	369

Einleitung.

Bis zum Beginn des Weltkrieges befaßte sich die wissenschaftliche Arbeit in England auf dem Gebiet der Entwicklung der Verbrennungsmotoren, mit Forschungen und Versuchen an verhältnismäßig schweren, langsamlaufenden ortfesten Maschinen, einer Maschinenart, die, wie man heute erkennt, nur beschränkte Aussichten hat, weil sie für wirklich große Leistungen kaum mit der neuzeitlichen Dampfturbine in Wettbewerb treten kann, während im Bereich geringerer Leistungen ihr Arbeitsfeld täglich durch die fortschreitende Ausbreitung der Elektrizität eingeengt wird.

Kurze Zeit nach dem Beginn der Feindseligkeiten konnte man aber erkennen, daß die leichte fahrbare Schnelläufer-Verbrennungsmaschine in ihrer Anwendung für Landverkehr, Luftfahrt und später für Schlepper dazu bestimmt war, eine sehr wichtige, wenn nicht gar entscheidende Rolle bei der Führung des Krieges zu spielen. Man bemühte sich daher damals, die gesamte wissenschaftliche Begabung auf die weitere Entwicklung der schnelllaufenden Verbrennungsmaschine zu verwenden. Unabhängige Wissenschaftler und Forscher und staatliche Institute, wie das Royal Aircraft Establishment und das National Physical Laboratory wurden ersucht, ihr Augenmerk auf diese Frage zu richten. Ihren Arbeiten wurde freigebig jede Erleichterung gewährt; man forderte sie auf, mit den Fabrikanten zusammenzuarbeiten, alle einschlägigen mechanischen und thermodynamischen Fragen sorgfältig theoretisch zu bearbeiten und Vorschläge zu machen, wie und nach welcher Richtung hin der Gesamtwirkungsgrad der leichten Kraftmaschinen erhalten und verbessert werden könne.

Ein Feldzug intensiver Forschungen war die Folge dieses plötzlichen Eindringens wissenschaftlicher Arbeitskräfte in dieses Gebiet; er hat im Verein mit den geradezu unerschöpflichen Geldmitteln für Versuchsarbeiten schließlich zum Bau von leichten Schnelläufermotoren geführt, die außer einer vor wenigen Jahren noch ganz unglaublich hohen Leistung im Verhältnis zu Größe und Gewicht, einen Wirkungsgrad ergeben, der demjenigen größter langsamlaufender Maschinen gleich kommt. Dabei hat man, was vielleicht noch wichtiger ist, die wesentlichen mechanischen und thermodynamischen Grundlagen, von denen die Ergebnisse einer derartigen Maschine abhängen, so vollständig und genau aufgeklärt,

daß man heute das Betriebsergebnis einer gegebenen Maschine schon auf Grund der Konstruktionsentwürfe genau voraussagen oder, umgekehrt, eine Verbrennungsmaschine dieser Art mit derselben Zuverlässigkeit wie eine Dampfmaschine für eine bestimmte Leistung oder einen bestimmten Wirkungsgrad bauen kann.

Daß die Verbrennungsmaschine ihr Zukunftsgebiet in der Form der leichten beweglichen schnellaufenden Fahrzeugmaschine gefunden hat, beweist heute der Umstand, daß, während in den Jahren unmittelbar vor dem Kriege in England jährlich leichte und schwere Maschinen in etwa der gleichen Gesamtleistung in PS gebaut wurden, heute die Gesamtleistung der jährlich gebauten Schnellläufermotoren zehnmal so groß und ihre Anzahl sogar fast zwanzig Mal so groß ist, wie die aller anderen Arten von Verbrennungsmaschinen zusammengenommen.

Heute kennt man die Möglichkeiten und die Grenzen der Anwendbarkeit schnellaufender Verbrennungsmaschinen weit besser als vor dem Kriege. Ihre Stelle ist vor allem beim Antrieb aller Arten von Fahrzeugen, wo ihr geringes Gewicht und ihr niedriger Brennstoffverbrauch so überaus wertvoll sind. Nach der Ansicht des Verfassers ist es dagegen außerordentlich zweifelhaft, ob diese Maschine jemals mehr als in der heutigen recht unsicheren Weise in das Gebiet der ortfesten Antriebe eindringen wird, wo ihr weder das geringe Eigengewicht noch der günstige Brennstoffverbrauch viel Hilfe im Kampf mit anderen Kraftmaschinen gewähren würden.

In einer unglaublich kurzen Zeitspanne hat dagegen die Verbrennungsmaschine den praktisch unbestrittenen Vorrang vor allen anderen Arten im Straßentransport errungen, und hierdurch den vordem bereits im Absterben begriffenen Verkehr auf der Straße neu belebt und beinahe umgewälzt. Wenige Jahre haben dieser Maschine genügt, um uns die Möglichkeiten eines regelmäßigen Luftverkehrs zu eröffnen und ihn zu einem wichtigen Machtfaktor, auf alle Fälle im Kriege, zu machen, und diese Maschine wird ihren Bereich sicherlich auch auf das Eisenbahnwesen erstrecken, zunächst zweifellos in Gegenden, wo weite, mit Brennstoff und Wasser schlecht versorgte Strecken zu befahren sind. Auch auf dem Gebiete der Kleinschiffahrt beginnt die schnellaufende Verbrennungsmaschine bereits die Dampfmaschine zu verdrängen und sich allmählich auch bei größeren Wasserfahrzeugen einzuführen. Hier wird allerdings der Fortschritt wahrscheinlich nur langsam eintreten; denn die Dampfturbine hat gerade als Schiffsmaschine besondere Vorteile, weil sie hier immer das zur Verfügung hat, worauf ihr guter Wirkungsgrad hauptsächlich beruht, nämlich kaltes Wasser in beliebiger Menge. Auch beansprucht das große Dampfschiff, als einziges von allen Beförderungsmitteln, Maschinenanlagen von sehr hoher Leistung, wofür sich der Dampfbetrieb vorläufig seine Überlegenheit noch bewahrt hat.

Mit wenigen Ausnahmen werden alle leichten Fahrzeugmaschinen mit leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen betrieben.

Bisher gibt es in ausreichenden Mengen nur zwei Brennstoffe dieser Art: Benzin — eine allgemeine Bezeichnung für jedes tiefsiedende Destillat aus Rohpetroleum — und Benzol — ein Destillat aus Steinkohlenteer, das aus Benzol und einem geringen Anteil von Toluol besteht.

Die Vorräte an diesen beiden Brennstoffen und insbesondere an Benzol werden in kurzer Zeit der Nachfrage nicht mehr genügen, so daß man schon in nicht mehr ferner Zukunft mit einer kritischen Lage in der Versorgung rechnen muß. Die Zivilisation hängt weiter so eng mit der Verwendung von Verbrennungsmaschinen für jede Art von Straßenbeförderung und für andere Zwecke zusammen, daß es unbedingt notwendig ist, noch andere Brennstoffe für den Betrieb von leichten Fahrzeugmaschinen ausfindig zu machen. Glücklicherweise steht ein derartiger Brennstoff in der Form von Spiritus in Aussicht. Spiritus ist ein Erzeugnis der Pflanzenwelt, sein Verbrauch bedeutet daher keine Abnahme der Weltvorräte, und man könnte ihn, auf alle Fälle in tropischen Ländern, schließlich in so großen Mengen erzeugen, daß man damit den Bedarf der ganzen Welt, wenigstens nach den heutigen Verhältnissen, decken könnte.

Mit der Verwendung eines Brennstoffes, der aus der Pflanzenwelt gewonnen wird, nutzen wir sozusagen die Sonnenwärme, die uns von Tag zu Tag neu zuströmt, zur Erzeugung motorischer Kraft aus, mit der Verwendung mineralischer Brennstoffe dagegen ein Vermächtnis, und zwar ein begrenztes Vermächtnis an Wärme, das sich in vielen Tausenden von Jahren angehäuft hat. In dem einen Fall leben wir also sozusagen vom Einkommen, im anderen Fall verschwenden wir das Kapital.

Die Fahrzeug-Verbrennungsmaschine ist heute kein Gegenstand des Luxus mehr; sie ist heute eins der wichtigsten Erfordernisse der Zivilisation in Zeiten des Friedens und das allerwichtigste in Zeiten des Krieges. Die Sicherung des Brennstoffes für diese Maschine ist daher als Angelegenheit von nationaler Bedeutung anzusehen. Daß Spiritus ein vorzüglicher Brennstoff für diese Zwecke ist, ist allgemein durchaus bekannt; ebenso ist kaum daran zu zweifeln, daß davon in den tropischen Ländern des Britischen Reiches ausreichende Mengen erzeugt werden könnten; und dennoch geschieht bisher nichts oder fast nichts, um diese Erzeugung zu fördern. Nach den bisherigen Erfahrungen zu urteilen, dürfte auch kaum ein ernsthafter Schritt in dieser Hinsicht getan werden, bevor eine ernstliche Krise eingetreten sein wird; und diese Krise dürfte schwer und von Dauer sein, da man für die Schaffung der notwendigen Organisation und Anlagen für die Erzeugung von Spiritus in diesem Maßstabe mindestens zehn Jahre braucht.

Nach der Ansicht des Verfassers ist aber nicht anzunehmen, daß eine Krise in der Brennstoffversorgung die weitere Entwicklung der Verbrennungsmaschine aufhalten wird, einfach deshalb, weil sie schon Lebensbedürfnis geworden ist. Aber eine solche Krise wird wahrscheinlich die Wirkung haben, daß die Transporte und damit die allgemeine Lebenshaltung verteuert werden. Außerdem wird sie aber allerdings auch die Konstrukteure solcher Maschinen zwingen, der Erzielung hoher Wirkungsgrade und Brennstoffersparnisse mehr Aufmerksamkeit zu schenken, und dies kann nur begrüßt werden.

I. Leichtflüchtige flüssige Brennstoffe für Verbrennungsmaschinen.

Die leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffe, die heute in großen Mengen zur Verfügung stehen oder in der nächsten Zukunft nutzbar werden können, sind Benzin, Benzol, Petroleum und Spiritus.

Benzin ist bekanntlich ein Erzeugnis der Destillation von Rohpetroleum. Es besteht aus einer ungleichartigen Mischung von allen solchen Kohlenwasserstoffen, die zwischen 60° C und etwa 250° C sieden.

Diese Kohlenwasserstoffe gehören folgenden drei verschiedenen Reihen an:

	Chem. Formel
Paraffine	C_nH_{2n+2}
Naphthene	C_nH_{2n}
Aromatische Kohlenwasserstoffe	C_nH_{2n-6}

Außer diesen drei wichtigsten Gruppen von Kohlenwasserstoffen sind auch in geringeren Mengen Stoffe aus der Olefinreihe vorhanden; allerdings ist die Menge dieser Kohlenwasserstoffe in „natürlichen“ Benzinen im Gegensatz zu „gecrackten“ Benzinen gewöhnlich so klein, daß man sie überhaupt als unwesentlich ansehen kann.

Der Paraffinreihe gehören folgende im Benzin vorkommende Kohlenwasserstoffe an:

Paraffinartige Kohlenwasserstoffe des Benzins.

Brennstoff	Formel	Siedepunkt °C	Spezif. Gewicht bei 15° C
Hexan	C_6H_{14}	69	0,663
Heptan	C_7H_{16}	98,4	0,691
Octan	C_8H_{18}	125,5	0,709
Nonan	C_9H_{20}	150	0,723
Decan	$C_{10}H_{22}$	173	0,735
Undecan	$C_{11}H_{24}$	195	0,746

Der Naphthenreihe:

Naphthenartige Kohlenwasserstoffe des Benzins.

Brennstoff	Formel	Siedepunkt °C	Spezif. Gewicht bei 15° C
Cyclohexan	C_6H_{12}	81	0,780
Hexahydrotoluol	C_7H_{14}	100	0,770
Hexahydroxylol	C_8H_{16}	119	0,756

Und der aromatischen oder Benzolreihe:

Benzol-Kohlenwasserstoffe des Benzins.

Brennstoff	Formel	Siedepunkt °C	Spezif. Gewicht bei 15° C
Benzol	C_6H_6	80	0,884
Toluol	C_7H_8	110	0,870
Xylol	C_8H_{10}	140	0,862

Ogleich in den meisten Arten von Handelsbenzin Kohlenwasserstoffe der Paraffinreihe vorherrschen, ist dies doch nicht immer der Fall, und es ist eher eine Ausnahme als die Regel, wenn der Anteil an paraffinartigen Kohlenwasserstoffen an der Gesamtmenge des Benzins 60 vH überschreitet. Im allgemeinen überwiegen paraffinartige Kohlenwasserstoffe hauptsächlich in den westlichen Ölfeldern, Naphthene im nahen Osten und aromatische Kohlenwasserstoffe im fernerer Osten. Diese Einteilung ist natürlich nur ganz roh, denn es gibt auch viele Ausnahmen.

Die folgende Zahlentafel enthält die Ergebnisse der Analyse von sieben kennzeichnenden Benzinarten, die aus weit verschiedenen Erdteilen stammen, und beweist, wie verschieden die Zusammensetzung sein kann. Geringe Mengen von anders zusammengesetzten Bestandteilen, wie Thiophen usw., die das Wesen des Brennstoffes nicht merklich beeinflussen, sind hierbei vernachlässigt.

Analysen von Benzinsorten.

Benzin- muster	Annähernde Zusammensetzung nach Gewichtsteilen			Spezifisches Gewicht
	Paraffine vH	Naphthene vH	Aromatische Kohlenwasserstoffe vH	
A	26,0	35,0	39,0	0,782
B	62,0	23,0	15,0	0,723
C	61,0	30,5	8,5	0,727
D	38,0	47,0	15,0	0,760
E	68,0	20,0	12,0	0,719
F	80,0	15,2	4,8	0,704
H	10,0	85,0	5,0	0,767
Mittel- wert	49,3	36,5	14,2	0,740

Aus Vorstehendem geht deutlich hervor, daß das spezifische Gewicht eines Brennstoffes als Maßstab für seine Zusammensetzung oder Verdampfbarkeit keinerlei Bedeutung hat. Wenn Benzin, wie oft irrtümlich angenommen wird, ausschließlich aus paraffinähnlichen Kohlenwasserstoffen bestände, dann könnte das spezifische Gewicht ein Maßstab für seine Verdampfbarkeit sein, da bei den Kohlenwasserstoffen der Paraffin-

reihe spezifisches Gewicht, Molekulargewicht und Siedepunkt gleichzeitig steigen. Schon das Vorhandensein einer noch so geringen Menge von aromatischen Kohlenwasserstoffen, deren spezifisches Gewicht zwischen 0,865 und etwa 0,885 liegt, macht aber jeden Rückschluß aus dem spezifischen Gewicht gegenstandslos. Als ein kennzeichnendes Beispiel hierfür sei erwähnt, daß das Benzinmuster B der obigen Zahlentafel mit dem spezifischen Gewicht 0,723 ein ganz niedrig siedendes Fliegerbenzin ist, das für den Ozeanflug hergestellt wurde, bei weitem das leichtflüchtigste von allen. Trotzdem hat es durchaus nicht das geringste spezifische Gewicht. Die besten Brennstoffe, d. h. diejenigen, womit die höchste Leistung und der beste Wirkungsgrad erzielt wurden, waren die Muster A, D und H; diese sind die spezifisch schwersten von allen, sind aber reich an aromatischen Kohlenwasserstoffen oder Naphthenen oder an beiden. Das schlechteste Benzinmuster war fraglos das Muster E mit einem spezifischen Gewicht von 0,719.

Von den drei Hauptbestandteilen des Benzins sind, wie noch weiter unten gezeigt wird, die aromatischen Kohlenwasserstoffe für gute Brennstoffe in jeder Beziehung am meisten erwünscht; dann folgen die Naphthene, während das Vorhandensein von Kohlenwasserstoffen der Paraffinreihe unvorteilhaft ist. Je geringer ihr Anteil ist, um so besser ist es.

Die Erscheinungen der „Detonation“ werden weiter unten noch genauer erörtert werden; trotzdem sei schon an dieser Stelle bemerkt, daß die Neigung zur Detonation bei weitem die wichtigste Rolle bei der Beurteilung der Güte eines Brennstoffes spielt. Diese Eigenschaft hängt in erster Linie von der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes ab. Kohlenwasserstoffe der Paraffinreihe sind von diesem Gesichtspunkt aus die schlechtesten, und sie werden um so minderwertiger, je höher ihr Molekulargewicht und ihr spezifisches Gewicht steigt. Beispielsweise ist Hexan viel besser als Heptan usw. Naphthene sind in bezug auf ihr Verhalten bei der Detonation bereits viel günstiger, die aromatischen Kohlenwasserstoffe aber die günstigsten.

Handelsbenzol ist ein Destillat des Steinkohlenteers, das hauptsächlich aus reinem Benzol C_6H_6 , einer geringen Menge von Toluol und einer Spur von Xylol besteht. Alle drei Bestandteile sind aromatische Kohlenwasserstoffe. Das spezifische Gewicht von Handelsbenzol liegt je nach dem Gehalt an Toluol zwischen 0,875 und 0,882. Dieser Brennstoff hat gegenüber Benzin viele Vorteile, aber man muß mit weit höheren Verdichtungsverhältnissen der Maschine arbeiten, wenn man diese Vorteile voll ausnutzen will.

Die nutzbaren Kohlenwasserstoffe der Alkoholgruppe sind Methyl-, Äthyl- und Butylalkohol. Das sind allerdings keine wahren Kohlenwasserstoffe mehr, sondern sie enthalten Sauerstoff im Molekül. Infolge

dieses Umstandes und wegen ihrer höheren inneren Verdampfungswärme verhalten sie sich als Brennstoffe etwas anders als die wahren Kohlenwasserstoffe. In bezug auf die Neigung zur Detonation sind sie sogar noch günstiger als die aromatischen Kohlenwasserstoffe, obgleich namentlich Methylalkohol bei hoher Verdichtung zu unerwarteten Selbstzündungen neigt. Aber wegen der hohen inneren Verdampfungswärme und der niedrigen Flammentemperatur vollzieht sich der ganze Kreisprozeß bei Spiritusbetrieb bei niedrigerer Temperatur, während der volumetrische Wirkungsgrad einer solchen Maschine weit höher als bei Benzin- oder Benzolbetrieb ist, weil die Ansaugtemperatur wegen der hohen inneren Verdampfungswärme niedriger ist. Die Folge der niedrigen Verbrennungstemperatur ist, daß eine solche Maschine hohen thermischen Wirkungsgrad hat, während der Einfluß des höheren volumetrischen Wirkungsgrades den Einfluß der geringeren inneren Energie des Gemisches weitaus überwiegt. Daher ist die bei Spiritusbetrieb erreichbare Höchstleistung der Maschine beträchtlich höher, dagegen der Wärmeabfluß an die Zylinderwände geringer als bei Benzin- oder Benzolbetrieb.

Folgende Eigenschaften bestimmen den Wert eines Brennstoffes für eine Verbrennungsmaschine:

- I. Die Neigung zur Detonation.
- II. Die Verdampfungswärme.
- III. Die Verdampfbarkeit.
- IV. Der Heizwert.
- V. Der Heizwert des Gemisches.

Alle leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffe haben, wenn sie verdampft und in dem der vollständigen Verbrennung entsprechenden Verhältnis mit Luft gemischt sind, innerhalb sehr enger Grenzen den gleichen Gemischheizwert, d. h. sie ergeben die gleiche Wärmemenge bei Verbrennung der Raumeinheit des Gemisches. Sie liefern also auch alle die gleiche Leistung und den gleichen thermischen Wirkungsgrad, wenn man sie unter gleichen Arbeitsbedingungen verwendet. Nur durch Veränderung des Verdichtungsverhältnisses oder durch Veränderung des Grades der Verdampfung im Vergaser oder Ansaugrohr kann daher eine Änderung der Leistung oder des Wirkungsgrades bedingt werden.

Die Neigung von Brennstoffen zur Detonation. Die Erscheinungen der „Detonation“, ohne Rücksicht auf ihre Beziehungen zur Natur der Brennstoffe, werden später behandelt werden. Im Augenblick genügt es, festzustellen, daß die obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses und damit der Leistung sowie des Wirkungsgrades durch die Umstände bestimmt wird, die Detonation und Frühzündung beeinflussen.

Bei allen benzinähnlichen Brennstoffen, die aus Petroleum gewonnen werden, geht die Detonation der Frühzündung voraus, die im Verfolg der Detonation auftritt. Bei anderen Brennstoffen dagegen, wie Äther, Schwefelkohlenstoff (bei niedrigem Verdichtungsverhältnis), auch reinen aromatischen Kohlenwasserstoffen und bei Spiritus (bei hohem Verdichtungsverhältnis) kann Frühzündung auch eintreten, ohne daß Detonation vorhergeht.

Von den Bestandteilen des Benzins verhalten sich die Paraffine in bezug auf die Detonation am ungünstigsten, die aromatischen Kohlenwasserstoffe am günstigsten. Es ist auch festgestellt worden, daß alle Mischungen dieser Bestandteile den gewöhnlichen Gesetzen der Proportionalität folgen, und daß eine praktisch geradlinige Beziehung zwischen dem Mischungsverhältnis zweier oder mehrerer Kohlenwasserstoffe und dem Verdichtungsverhältnis besteht, bei welchem die Detonation einsetzt.

In Abb. 1 ist diese Beziehung zwischen dem Verdichtungsverhältnis, bei dem Detonation eintritt, und verschiedenen Mischungsverhältnissen von reinem Heptan und Benzol dargestellt. Wegen des Einflusses der Form des Brennraumes im Zylinder und anderer Umstände, die weiter unten erörtert werden, lassen sich einfache Beziehungen

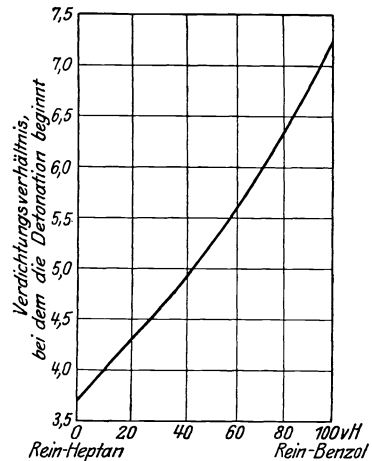


Abb. 1. Grenzen des Verdichtungsverhältnisses für Heptan-Benzol-Gemische.

zwischen dem Brennstoff und dem höchsten Verdichtungsverhältnis, bei dem man ihn in irgendeiner Art von Verbrennungsmaschinen verwenden kann, nicht festlegen; aber man kann doch auf Grund der heutigen Erkenntnis Vergleichswerte angeben, obgleich es einige Schwierigkeiten bereitet, Stoffe auszuwählen, die man als Maßstab verwenden könnte. Bei den Versuchen, die die Firma des Verfassers im Auftrage der Asiatic Petroleum Co. angestellt hat, diente eine Benzinsorte, die hauptsächlich Paraffine enthielt und der man alle aromatischen Kohlenwasserstoffe durch Schwefelsäurebehandlung entzogen hatte, als das untere Ende des Maßstabes, dessen oberes Ende reines Toluol war. Die Neigung verschiedener Brennstoffe zur Detonation konnte man dann in Einheiten ihres „Toluolwertes“ ausdrücken, d. h. durch den Anteil an Toluol, den man dem als unteres Ende des Maßstabes gewählten, von aromatischen Bestandteilen freien Benzin beimischen mußte, damit es die gleiche Neigung zur Detonation wie der zu prüfende Brennstoff

erlangte. Spätere Forschung zeigte allerdings, daß das von aromatischen Bestandteilen freie Benzin, das etwa 35 vH Naphthene und leichtere Kohlenwasserstoffe der Paraffinreihe enthielt, sich in bezug auf die Neigung zur Detonation bei weitem noch nicht am ungünstigsten verhielt, daß vielmehr tatsächlich viele Sorten von Handelsbenzin noch bedeutend ungünstiger waren und somit das untere Ende des Maßstabes noch tiefer lag. Auch wurde gefunden, daß Toluol das Auftreten der Detonation nicht so wirksam wie Äthylalkohol verhindert. Aber da die Bezeichnung „Toluolwert“ in weiten Kreisen gebräuchlich geworden ist, dürfte es besser sein, sie beizubehalten.

Zahlentafel I enthält die Toluolwerte und die höchsten brauchbaren Verdichtungsverhältnisse für verschiedene Brennstoffe. Als höchstes brauchbares Verdichtungsverhältnis kann man dasjenige bezeichnen, bei welchem eine Maschine mit besonders gutem Wirkungsgrad, die für die Untersuchung des Verhaltens der Brennstoffe benutzt wurde, bei normaler Vergaserheizung und 1500 Uml./min, bei beliebig reichem Gemisch und beliebiger Einstellung des Zündzeitpunktes noch ohne Detonation betrieben werden konnte.

Bei dieser Gelegenheit muß der allgemeinen Annahme widersprochen werden, die Brenngeschwindigkeit des Brennstoffes, die allerdings einer der Einflüsse ist, von denen die Detonation abhängt, bilde eine Grenze für die Drehzahl, mit der ein Motor laufen kann. Die normale Brenngeschwindigkeit eines in Ruhe befindlichen Brennstoff-Luftgemisches (wohl zu unterscheiden von der Geschwindigkeit, womit die Detonation fortschreitet) ist so gering, daß sie für den Vorgang in jeder Verbrennungsmaschine praktisch keine Bedeutung hat; dieser hängt vielmehr ausschließlich von der Durchwirbelung oder von der zwangläufigen Ausbreitung der Flamme über die ganze Masse des arbeitenden Gemisches ab. Hieraus folgt aber, daß die gewöhnliche Brenngeschwindigkeit eines beliebigen Brennstoffes praktisch auf die Geschwindigkeit, womit die Maschine arbeiten kann, keinen Einfluß ausübt. Brennstoffe mit geringer Brenngeschwindigkeit, wie Äthylalkohol, arbeiten daher, wie die Erfahrung beweist, in einer schnellaufenden Maschine mit geringem Verdichtungsverhältnis mit genau so gutem Wirkungsgrad wie Hexan oder Benzin, wobei auch Wirkungsgrad und Leistung über den ganzen Drehzahlbereich durchaus gleichartig verlaufen. Da ein Brennstoff mit geringer Brenngeschwindigkeit im allgemeinen nicht zu Detonation neigt, so ist er viel erwünschter als ein Brennstoff, der schneller verbrennt.

Innere Verdampfungswärme. Der Einfluß der inneren Verdampfungswärme eines Brennstoffes spielt eine sehr wichtige Rolle, wird aber zu meist nicht beachtet. Die innere Verdampfungswärme und die mittlere Verdampfbarkeit des Brennstoffes bestimmen nämlich die Dichte des

Gemisches, das in den Zylinder eintritt. Es leuchtet ein, daß das Gewicht der Zylinderfüllung in einem gegebenen Fall umgekehrt pro-

Zahlentafel 1. Toluolwerte verschiedener Brennstoffe.

Brennstoff	Höchstes brauchbares Verdichtungsverhältnis des Motors mit veränderlicher Verdichtung $\frac{V_h + V_e}{V_e}$	Toluolwert für Toluol = 100 vH für von aromatischen Bestandteilen freies Benzin = 0 vH
Von aromatischen Bestandteilen freies Benzin		
Benzin A	4,85	0
„ B	6,0	38,0
„ C	5,7	28,0
„ D	5,25	13,5
„ E	5,35	16,5
„ F	4,7	— 5,0
„ G	5,05	6,5
„ H	4,55	—10,0
„ I	5,9	35,0
„	4,3	—20,0
Schwere Brennstoffe		
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe	6,5	55,0
Petroleum	4,2	—22,0
Paraffinreihe		
Pentan (Normal)	5,85	33,0
Hexan (80 vH rein)	5,1	8,0
Heptan (97 vH rein)	3,75	—37,0
Benzolreihe		
Benzol (rein)	6,9 †	67,0
Toluol (99 vH rein)	>7,0	100,0
Xylol (91 vH rein)	>7,0	85,0
Naphthenreihe		
Cyclohexan (93 vH rein)	5,9 †	35,0
Hexahydrotoluol (80 vH)	5,8	31,5
Hexahydroxylol (60 vH)	4,9	1,5
Olefinreihe		
Gecracktes Benzin (53 vH ungesättigt)	5,55	23,5
Alkoholgruppe usw.		
Äthylalkohol (98 vH)	>7,5	>88,0
„ (95 Vol. vH)	>7,5	>88,0
Methylalkohol (Holznaphtha)	5,2 †	—
Methylalkohol-Benzin-Mischung	6,5 †	—
Butylalkohol (Hand.)	7,3	80,0
Äther (50 vH mit Benzin gem.)	3,9	(—32,0)
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	5,15 †	(9,0)

† bedeutet, daß Frühzündung bereits vor hörbarer Detonation einsetzt.

portional ist der absoluten Temperatur des Gemisches in dem Augenblick, wo das Einlaßventil schließt. Versuche haben klar ergeben, daß, ausgenommen Spiritus und die anderen Brennstoffe der Alkoholgruppe, alle Brennstoffe die unter etwa 200°C siedend, durch ihre Berührung mit den heißen Zylinderwänden und durch Vermischung mit den heißen Rückständen der früheren Verbrennung im Zylinder bereits vor Beginn des Verdichtungshubes vollständig verdampft sind. Ausgenommen hiervon ist nur ein kleiner Anteil des Brennstoffes, der noch in großen Tropfen in den Zylinder gelangt und infolgedessen nicht nur der Verdampfung, sondern zum größten Teil auch der Verbrennung entgeht. Dieser Anteil ist jedoch unbedeutend und hat jedenfalls keinen Einfluß auf die erzielte Leistung.

Die absolute Temperatur beim Beginn des Verdichtungshubes ist abhängig

- a) von der Menge der von außen zugeführten Wärme,
- b) von der inneren Verdampfungswärme.

Sie hängt dagegen nicht ab von der Temperatur, womit das Gemisch in den Zylinder einströmt. Tatsächlich wird also die absolute Temperatur am Ende des Ansaughubes und damit das Gewicht der Ladung, die der Zylinder aufnimmt, nur von der Menge und der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes und von der Wärmemenge bestimmt, die dem Brennstoff außerhalb des Zylinders zugeführt wird.

Beispielsweise ergeben ein sehr leicht verdampfbarer Brennstoff, der in den Zylinder mit 5°C einströmt, und ein anderer Brennstoff mit niedriger Dampfspannung, der mit 25°C einströmt, gleiche absolute Temperaturen beim Beginn der Verdichtung, wenn die innere Verdampfungswärme der beiden Brennstoffe gleich ist und beide gleich stark vorgewärmt werden. Beim ersten Brennstoff findet die Verdampfung zum größten Teil außerhalb des Zylinders statt, wobei die durch Vorwärmung zugeführte Wärme für die Verdampfung verbraucht wird. Im zweiten Fall verdampft der Brennstoff außerhalb des Zylinders wenig oder gar nicht, und die Vorwärmung dient somit in der Hauptsache dazu, die Temperatur der Luft und des noch flüssigen Brennstoffes zu erhöhen.

In beiden Fällen vollenden die Berührung mit den Zylinderwänden und die Beimischung der heißen Auspuffreste die Verdampfung im Zylinder, so daß in beiden Fällen gleiche Endtemperaturen erreicht werden. Daher sind auch das Gewicht der frischen Ladung, das der absoluten Temperatur am Ende des Saughubes umgekehrt proportional ist, und die Leistung der Maschine unter sonst gleichen Verhältnissen in beiden Fällen gleich. Aus den vorstehenden Erwägungen ergibt sich, daß bei gegebenem Maß von Vorwärmung (sofern sie nicht übertrieben

wird) der volumetrische Wirkungsgrad und damit die erzielte Leistung zunimmt, wenn die innere Verdampfungswärme des Brennstoffes höher wird. Einige Berechnungen, die dies noch näher erklären, finden sich weiter unten S. 53.

Das Ergebnis dieser Betrachtungen kann folgendermaßen zusammengefaßt werden:

1. Die Leistung einer Verbrennungsmaschine ist umgekehrt proportional der absoluten Temperatur, die das Brennstoffgemisch am Ende des Saughubes hat, da diese Temperatur das Gewicht der Ladung und daher den volumetrischen Wirkungsgrad bestimmt.

2. Unter sonst gleichen Bedingungen hängt die Temperatur am Ende des Saughubes einerseits von der durch äußere Vorwärmung zugeführten Wärmemenge und andererseits von der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes ab. Sie ist dagegen fast unabhängig von der Temperatur, womit das frische Gemisch in den Zylinder eintritt, und von der Verdampfbarkeit des Brennstoffes.

Bei einem beliebigen gegebenen Brennstoff bestimmt sich daher die überhaupt erzielbare Leistung vornehmlich durch die Wärmemenge, welche man vor dem Eintritt in den Zylinder dem Gemisch zuführt, und in bezug auf die Leistung ist es gleichgültig, ob die so zugeführte Wärme dazu dient, die Gemischtemperatur zu erhöhen oder den Brennstoff bei niedriger Temperatur zu verdampfen. Umgekehrt hängt auch die Leistung, die man bei einem bestimmten Maß von Vorwärmung erreichen kann, von der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes ab.

Abgesehen von den Brennstoffen der Alkoholgruppe sind die Unterschiede in der inneren Verdampfungswärme bei allen Brennstoffen nicht sehr groß und ohne wesentlichen Einfluß. Es ist aber beachtenswert, daß Gemische mit niedrigerem Heizwert im allgemeinen Brennstoffen mit etwas höherer innerer Verdampfungswärme entsprechen; von solchen Gemischen nimmt daher der Zylinder ein großes Gewicht auf, was in den meisten Fällen genügt, um den Verlust an Leistung wegen des niedrigeren Heizwertes auszugleichen. Daher ist die wirkliche Leistung in allen Fällen ungefähr gleich.

Besonders ist dies bei Benzol nachzuweisen, wie später gezeigt werden wird und wie auch Zahlentafel 2 zeigt. Die Wärme, die bei der Verbrennung von 1 m³ Gemisch aus Benzol und Luft (bei normalem Druck und normaler Temperatur) frei wird, ist etwas niedriger als die von Kohlenwasserstoffen, die in den Benzinsorten überwiegen. Andererseits ist aber die innere Verdampfungswärme von Benzol beträchtlich höher; im Endergebnis erreicht man somit unter sonst ähnlichen Bedingungen bei Betrieb mit Benzol oder mit Benzin bis auf Unterschiede von 0,5 bis 1,0 vH die gleiche Leistung.

Zahlentafel 2. Innere Verdampfungswärme und Gemischheizwert.

Brennstoff	Innere Verdampfungswärme kcal/kg	Bei der Verbrennung freiwerdende Gesamtenergie (15° C 760 mm Q.-S.) mkg/m ³	Leistungsänderung infolge höherer Gemischdichte Octan = 100
Paraffinreihe			
Hexan	86,6	408 000	100,2
Heptan	73,8	411 000	100,1
Octan	71,1	411 500	100,0
Nonan	—	412 000	—
Decan	60,0	412 300	99,4
Benzolreihe			
Benzol	95,5	401 500	100,1
Toluol	84,0	405 000	100,0
Xylol	80,6	407 500	100,6
Naphthenreihe			
Cyclohexan:	86,6	406 000	100,0
Hexahydrotuol	76,6	408 000	99,8
Hexahydroxylol	73,8	409 000	99,8

Zahlentafel 3 enthält die Werte der inneren Verdampfungswärme einer Anzahl von Kohlenwasserstoffen und einiger anderer in den früheren Tafeln angeführten Brennstoffe, ferner die Gewichtsverhältnisse von Luft und Brennstoff in den Gemischen und den Temperaturabfall des Gemisches infolge der Verdampfung des flüssigen Brennstoffes. Die Werte sind für vollständige Verbrennung, aber ohne Luftüberschuß berechnet.

Da Spiritus eine viel höhere innere Verdampfungswärme und für die vollkommene Verbrennung einen viel größeren Luftbedarf hat, so spielt hier die Verdampfungswärme eine überragende Rolle. Die erzielbare Leistung ist daher im Vergleich zu anderen Brennstoffen viel höher, obgleich der Gemischheizwert niedriger als bei Benzin oder Benzol ist. Hierzu kommt ein weiteres Merkmal, das bei sonst keinem anderen Brennstoff vorhanden ist, nämlich, daß bei Spiritus die Leistung bei überreichem Gemisch ganz beträchtlich zunimmt, weil dann

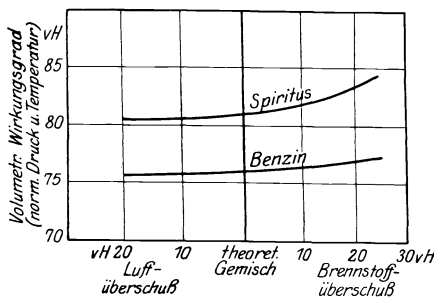


Abb. 2. Volumetrische Wirkungsgrade bei Benzin- und bei Spiritusbetrieb.

mehr Brennstoff verdampft, infolgedessen die Gemischtemperatur niedriger ist und der Gewinn am Gewicht der Ladung die Verluste infolge der höheren spezifischen Wärme der verbrannten Gase mehr als ausgleicht.

Zahlentafel 3. Innere Verdampfungswärme und Temperaturabfall des Gemisches.

Brennstoff	Innere Verdampfungswärme kcal/kg	Mischungsverhältnis von Luft zu Brennstoff bei vollständiger Verbrennung (nach Gewicht)	Temperaturabfall des Gemisches infolge Verdampfung des flüssigen Brennstoffes ° C
Paraffinreihe			
Hexan	86,6	15,2	21,0
Heptan	73,8	15,1	18,0
Octan	71,1	15,05	16,2
Nonan	—	15,0	—
Decan	60,0	15,0	11,2
Benzolreihe			
Benzol	95,5	13,2	26,0
Toluol	84,0	13,4	22,5
Xylol	80,6	13,6	21,5
Naphthenreihe			
Cyclohexan	86,6	14,7	21,5
Hexahydrotoluol	76,6	14,7	19,0
Hexahydroxylol	73,8	14,7	18,0
Olefinreihe			
Heptylen	~92,8	14,7	23,0
Decylen	—	14,7	—
Alkoholgruppe			
Äthylalkohol	220,5	8,95	82,7
Methylalkohol	284,0	6,44	140,0
Verschiedenes			
Äther	87,8	11,14	27,5
Schwefelkohlenstoff	85,0	9,35	31,0
Azetylen	Gas	13,2	—
Kohlenoxyd	Gas	2,45	—
Wasserstoff	Gas	34,3	—

Die letzte Spalte ist unter der Annahme errechnet, daß die spezifische Wärme des Brennstoffdampfes für alle Brennstoffe 0,5 kcal/m³ ° C beträgt.

In Abb. 2 sind die volumetrischen Wirkungsgrade aufgetragen, die an der Brennstoff-Versuchsmaschine bei Betrieb mit Benzin und mit Äthylalkohol unter sonst genau gleichen Bedingungen in bezug auf Temperatur usw. und bei einem Verdichtungsgrad 5 gemessen wurden. Für beide Brennstoffe wurden die Messungen bei Mischungsverhältnissen von 20 vH Luftüberschuß bis zu 25 vH Brennstoffüberschuß durchgeführt.

Bei Brennstoffen, die sehr schwer verdampfen, wie Petroleum, Butylalkohol usw., kann man den Vorteil der höheren inneren Ver-

dampfungswärme nicht ausnützen, weil man dabei übermäßig große Wärmemengen vor dem Eintritt in den Zylinder zuführen müßte, um Kondensation in der Ansaugleitung zu vermeiden. Nur aus diesem Grunde erzielt man bei Betrieb mit Petroleum in Wirklichkeit nur um etwa 15 vH weniger Leistung als mit dem gleichen Verdichtungsverhältnis beim Betrieb mit Benzin oder anderen leichtflüchtigen Kohlenwasserstoffen.

Verdampfbarkeit. Die mittlere Verdampfbarkeit eines Brennstoffes ist deshalb wichtig, weil von ihr abhängt, wieviel Wärme man im Wege der Vorwärmung zuführen muß, um ausreichend gleichmäßige Verteilung des Gemisches zu erreichen. Der Grad der Vorwärmung bestimmt auf der anderen Seite wieder die Möglichkeit, aus höherer innerer Verdampfungswärme des flüssigen Brennstoffes Vorteil zu ziehen. Bei Einzylindermotoren spielt die Verdampfbarkeit des Brennstoffes noch eine verhältnismäßig geringe Rolle, weil die der Abkühlung ausgesetzte Oberfläche der Ansaugleitung nur verhältnismäßig klein ist. Aber in dem Maß als die Anzahl der Zylinder zunimmt und die Länge und Oberfläche der Ansaugleitung größer wird, nimmt auch die Bedeutung der Verdampfbarkeit zu. Ein Vergleichsmaß für die Verdampfbarkeit der verschiedenen Brennstoffe (allerdings nicht mehr, als eine grobe Annäherung) kann man erhalten, indem man die Änderung der Temperatur in der Ansaugleitung einer Maschine mißt, wenn die Gewichte von Brennstoff und Luft, die hindurchströmen, bekannt sind und die dem Vergaser zugeführte Wärme genau bestimmt werden kann.

Zahlentafel 4 liefert einen gewissen Anhalt für die Beurteilung der Verdampfbarkeit der verschiedenen Brennstoffe. Alle Brennstoffe wurden unter genau gleichen Bedingungen in bezug auf Drehzahl, Temperatur, Vorwärmung usw. geprüft. Die in der Saugleitung gemessenen und in Zahlentafel 4 zusammengestellten Temperaturen wurden in allen Fällen bei dem Mischungsverhältnis aufgenommen, das vollständige Verbrennung ergab. Die letzte Spalte der Zahlentafel enthält den berechneten Temperaturabfall unter der Annahme, daß der Brennstoff ohne Zufuhr von Wärme vollständig verdampft wurde, ehe er in den Zylinder gelangt.

Der Endpunkt der Verdampfung. Der Endpunkt der Verdampfung eines Brennstoffes soll stets so tief wie irgend möglich liegen, weil sich die bei höheren Temperaturen verdampfenden Brennstoffbestandteile leicht an den Zylinderwänden niederschlagen und daher in das Kurbelgehäuse abfließen, wo sie das Öl verschlechtern.

Im allgemeinen braucht man jedoch keine ernsthaften Störungen aus diesem Grunde zu befürchten, solange der Endpunkt der Verdampfung unter etwa 200° C liegt; denn wenn auch hierbei an den

Zylinderwänden Brennstoff kondensiert, so verdampft er wieder im Kurbelgehäuse. Aber bei Petroleum und anderen hochsiedenden Brenn-

Zahlentafel 4.
Beurteilung der Verdampfbarkeit von Brennstoffen.

Brennstoff	Zunahme oder Abnahme der Temperatur in der Saugleitung (ungefähr ein Maßstab für die mittlere Verdampfbarkeit) zugeführte Wärmemenge 16,37 kcal/min ° C	Berechneter Temperaturabfall der Luft-Brennstoff-Mischung infolge der inneren Verdampfungswärme ° C
Von aromatischen Bestandteilen freies Benzin	+10	18
Benzin A	+11	20
„ B	+ 3	19
„ C	+ 7	18,5
„ D	+11	18,35
„ E	+10,5	18,2
„ F	+ 5,28	18,2
„ G	+18	—
„ H	+12	20
„ I	+14	—
Schwere Brennstoffe		
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe .	+28	19,3
Petroleum	+31,1	14,5
Paraffinreihe		
Pentan (Normal)	—	21
Hexan (80 vH rein)	0	21
Heptan (97 vH rein)	+ 5,56	18
Benzolreihe		
Benzol (rein)	— 7,28	36
Toluol (99 vH rein)	+ 8	22,5
Xylol (91 vH rein)	+18	21,5
Naphthenreihe		
Cyclohexan (93 vH rein)	— 3	21,5
Hexahydrotoluol (80 vH)	+ 3	19
Hexahydroxylol (60 vH)	+13,5	18
Olefinreihe		
Gecracktes Benzin (53 vH ungesättigt) . .	+10,55	20,8
Alkoholgruppe usw.		
Äthylalkohol (98 vH)	+ 1,5	85
„ (95 Vol. vH)	— 2	97,7
Methylalkohol (Holznaphtha)	— 8,5	140
Methylalkohol-Benzin-Mischung	— 1	110
Butylalkohol (Hand.)	+10	—
Äther (50 vH mit Benzin gem.)	+ 1	22
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	— 7	27

stoffen bedeutet die Kondensation an den Zylinderwänden und im Kurbelgehäuse eine der größten Schwierigkeiten, womit die Konstrukteure von Motoren für solche Brennstoffe rechnen müssen.

Verhalten beim Anlassen. Die Geschwindigkeit, womit eine Maschine mit einem gegebenen Brennstoff aus dem kalten Zustand anspringt, hängt von dem Anteil des Brennstoffes an leichtsiedenden Bestandteilen ab.

Bei fast allen Sorten von Handelsbenzin wird die volle Dampfspannung bei gewöhnlicher Lufttemperatur nur dann erreicht, wenn mindestens 3 vH des Gefäßes mit Flüssigkeit gefüllt sind. Eine wirkliche Maschine muß aber mit mindestens dem 30. Teil dieser Menge anspringen können, und auch dann wäre das Gemisch mindestens 9mal so reich an Brennstoff wie bei normalem Lauf. Infolgedessen muß man, außer bei Brennstoffen mit besonders hoher Dampfspannung, beispielsweise durch Überschwemmen des Vergasers oder durch Verwendung einer besonderen Anlaßdüse usw., wie beim Zenith-Vergaser, oder durch andere Mittel, beim Anlassen immer für sehr starken Brennstoffüberfluß sorgen.

Bei Benzin und ähnlichen verschieden zusammengesetzten Brennstoffen hängt die Leichtigkeit des Anlassens mehr von dem vorhandenen Anteil an Bestandteilen mit niedrigem Verdampfpunkt als vom mittleren Verdampfpunkt des Brennstoffes ab. Bei homogenen Brennstoffen, wie bei Spiritus, kann das Anlassen bei kalter Maschine trotz des niedrigen Verdampfpunktes ganz unmöglich sein. Man muß dann etwas anderen Brennstoff beifügen, der, wie z. B. Äther, selbst eine höhere Dampfspannung hat, oder sie, wie z. B. Benzol, dadurch erzeugt, daß er dem anderen Brennstoff zugesetzt wird.

Heizwert. Die Wärme, die durch die Verbrennung von Brennstoff in Luft frei wird, bestimmt man gewöhnlich dadurch, daß man den Brennstoff in irgendeiner Art von Kalorimeter verbrennt. Der so gefundene Heizwert enthält auch die innere Verdampfungswärme des entstandenen Wassers, weil man jede Art von Kalorimeter notwendigerweise unter den Verdampfpunkt von Wasser abkühlen muß. Da es jedoch ausgeschlossen ist, auch in der Verbrennungsmaschine die innere Verdampfungswärme des Wassers auszunutzen, so zieht man von der gesamten freigewordenen Wärme den durch die Kondensation des Wassers gewonnenen Anteil ab. Den so gefundenen Wert nennt man unteren Heizwert des Brennstoffes, und diesen legt man im allgemeinen der Berechnung des thermischen Wirkungsgrades einer Maschine zugrunde.

Für Maschinen, die leichtflüchtige Brennstoffe verwenden, ist dieses Verfahren nicht ganz genau, weil beim Verbrennen in der Bombe oder in einem anderen Kalorimeter ein Teil der Verbrennungswärme für das

Verdampfen des noch unverbrannten flüssigen Brennstoffes verbraucht und daher nicht in die Verbrennungsgase aufgenommen wird. Im Motor dagegen ist die gesamte Flüssigkeit verdampft, bevor die Verbrennung beginnt, und die zum Verdampfen des Brennstoffes notwendige Wärme steht als Abwärme des Kreisprozesses oder bereits in der Luft vorhandene Wärme zur Verfügung. In jedem Falle wird diese Wärme aus einer anderen Quelle als der Verbrennungswärme des Brennstoffes geliefert. Wenn es daher als richtig angesehen wird, die innere Verdampfungswärme des Wassers von der im Kalorimeter gewonnenen gesamten Verbrennungswärme abzuziehen, weil sie nicht ausgenutzt werden kann, so ist es nur gleichfalls recht und billig, die innere Verdampfungswärme des flüssigen Brennstoffes dem im Kalorimeter gemessenen Heizwert zuzuzählen, weil ein entsprechender Anteil der gesamten Verbrennungswärme in jeder Verbrennungsmaschine ausgenutzt wird, bei welcher der Brennstoff schon vor Beginn der Verbrennung verdampft, d. h. in jeder, außer der Dieselmachine. Genau genommen, müßte man die innere Verdampfungswärme bei konstantem Volumen zufügen; diese ist um den Wärmewert der Arbeit, die beim Verdampfen der Flüssigkeit im Freien zum Verdrängen der Luft aufgewendet werden muß, kleiner als die Verdampfungswärme bei konstantem Druck.

In Zahlentafel 5 sind die Heizwerte verschiedener Brennstoffe in kcal/kg und kcal/l zusammengestellt. In den ersten beiden Spalten sind die allgemein gebräuchlichen unteren Heizwerte und in den beiden weiteren Spalten die durch Einschluß der inneren Verdampfungswärme des flüssigen Brennstoffes berichtigten Werte eingetragen. Diese berichtigten Werte sind in diesem Buch allen Berechnungen des thermischen Wirkungsgrades zugrunde gelegt.

Es kann nicht genug betont werden, daß der Heizwert eines leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffes in keinerlei Beziehungen zu der mit diesem Brennstoff erzielbaren Leistung steht. Bei gasförmigen Brennstoffen, deren Heizwerte sehr niedrig sind, beruht das scheinbare Vorhandensein einer solchen Gesetzmäßigkeit hauptsächlich darauf, daß die Gase beträchtliche Anteile an nicht brennbaren Verdünnungsgasen, wie Stickstoff oder Kohlensäure, enthalten, welche die erzielbare Leistung tatsächlich verringern, weil sie einen Teil des verfügbaren Sauerstoffes verdrängen. Bei leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen dagegen enthält der Dampf überhaupt keinerlei verdünnende Beimengungen, die erzielbare Leistung ist daher von dem Heizwert gänzlich unabhängig.

Der Heizwert ist andererseits unmittelbar ein Maß für die Brennstoffmenge, die für eine gegebene Arbeit benötigt wird. Je geringer der Heizwert, desto mehr Brennstoff braucht man für dieselbe Arbeit.

Zahlentafel 5. Heizwerte von flüssigen Brennstoffen.

Brennstoff	Unterer Heizwert (nach Abzug der inneren Verdampfungswärme des Wassers)		Berichtigter unterer Heizwert (einschließlich der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes bei konstantem Volumen)		Innere Verdampfungswärme des Brennstoffes (bei konstantem atmosphärischem Druck) kcal/kg
	kcal/kg	kcal/l	kcal/kg	kcal/l	
Von aromatischen Bestandteilen freies Benzin . . .	10 600	7600	10 660	7545	73,9
Benzin A	10 250	8010	10 310	8060	78,9
„ B	10 490	7575	10 560	7630	77,8
„ C	10 550	7670	10 610	7600	75,0
„ D	10 410	7910	10 490	7960	73,3
„ E	10 530	7570	10 600	7610	73,3
„ F	10 610	7470	10 700	7520	74,4
„ G	—	—	—	—	—
„ H	10 430	8000	10 500	8050	80,6
„ I	—	—	—	—	—
Schwere Brennstoffe					
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe	∞ 9 950	∞ 8800	10 010	8850	75,5
Petroleum	∞ 10 550	∞ 8570	10 610	8610	60,0
Paraffinreihe					
Pentan (normal)	10 880	6790	10 960	6830	85,5
Hexan (80 vH rein)	10 700	7315	10 760	7370	86,7
Heptan (97 vH rein)	10 720	7365	10 790	7350	73,9
Benzolreihe					
Benzol (rein)	9 630	8480	9 700	8610	95,5
Toluol (99 vH rein)	9 750	8460	9 820	8520	83,9
Xylol (91 vH rein)	9 890	8515	9 960	8575	80,6
Naphthenreihe					
Cyclohexan (93 vH rein)	10 430	8200	10 510	8270	86,7
Hexahydrotoluol (80 vH)	10 405	8110	10 490	8170	76,7
Hexahydroxylol (60 vH)	∞ 10 410	∞ 7750	10 490	7800	73,9
Olefinreihe					
Gecracktes Benzin (53 vH unges.)	∞ 10 210	∞ 7730	10 300	7780	∞ 83,3
Alkoholgruppe usw.					
Äthylalkohol (98 vH)	6 375	5080	6 560	5240	205,5
„ (95 Vol. vH)	6 000	4880	6 190	5100	245,5
Methylalkohol (Holznaphtha)	5 340	4430	5 570	4620	∞ 277,5
Methylalkohol-Benzin-Mischung	5 670	4640	5 880	4820	∞ 250,0
Butylalkohol (Hand.)	—	—	—	—	—
Äther (50 vH mit Benzin gemischt)	∞ 9 280	∞ 6730	9 350	6800	∞ 81,1
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	5 890	5850	5 960	5910	81,1

Der Gemischheizwert. Die Leistung einer Maschine hängt dagegen von dem Heizwert des Brennstoff-Luftgemisches in der Zusammensetzung ab, bei der vollständige Verbrennung erzielt wird. Es ergibt sich aber, daß alle Kohlenwasserstoff-Brennstoffe innerhalb sehr enger Grenzen den gleichen Gemischheizwert haben, wenn man ihn auf die Raumeinheit des theoretisch richtigen Gemisches bezieht. Und wenn man auch noch die Vergrößerung oder Verkleinerung des spezifischen Volumens nach der Verbrennung mit berücksichtigt, so werden die Unterschiede in den Gemischheizwerten noch geringer.

Die folgende Zahlentafel 6 enthält in

Sp. 1: Die berichtigten Heizwerte verschiedener Benzine und anderer Brennstoffe.

Sp. 2: Das Verhältnis von Luftgewicht zu Brennstoffgewicht in dem vollständig verbrennenden Gemisch.

Sp. 3: Die Änderung des spezifischen Volumens bei der Verbrennung.

Sp. 4: Die bei vollständiger Verbrennung von 1 l Gemisch freiwerdende Energie in mkg, d. h. die gesamte verfügbare innere Energie des Gemisches.

Den Heizwert des „richtigen“ Gemisches bezeichnet man gewöhnlich als die gesamte „innere Energie“ des Kraftmittels. Diese Bezeichnung soll auch weiterhin beibehalten werden, um diesen Begriff vom Heizwert des Brennstoffes zu unterscheiden, der auf die erzielbare Leistung keinen Einfluß hat.

Der thermische Wirkungsgrad bei Betrieb mit verschiedenen Brennstoffen. Unter der Voraussetzung, daß der Brennstoff genügend leicht verdampfbar ist, erreicht man bei gegebenem Verdichtungsverhältnis mit allen Kohlenwasserstoff-Brennstoffen ohne Rücksicht auf ihre chemische Zusammensetzung oder andere Ursachen annähernd gleiche thermodynamische Wirkungsgrade. Nur bei den Brennstoffen der Alkoholgruppe sind die thermischen Wirkungsgrade etwas höher, zum Teil wegen ihrer höheren inneren Verdampfungswärme, zum Teil deshalb, weil wegen der niedrigeren Verbrennungstemperatur die mittlere und die höchste Temperatur des Kreisprozesses niedriger und daher die Verluste etwas kleiner sind. Der Bereich der Zündfähigkeit bei brennstoffarmen Gemischen, der die Verbrennungstemperatur und damit auch den Wirkungsgrad beeinflusst, ist zufällig bei allen bis jetzt geprüften leichtflüchtigen Brennstoffen fast genau gleich, mit Ausnahme von Äther; in allen Fällen hat sich der beste thermische Wirkungsgrad bei einem um 15 vH Brennstoff zu armen Gemisch ergeben.

Beim Versuch, noch schwächere Gemische zu verwenden, wird die Verbrennung zu langsam und unvollständig, so daß der Wirkungsgrad entsprechend verschlechtert wird. Rein theoretisch müßte allerdings der Wirkungsgrad in dem Maße steigen, als das Gemisch ärmer wird, und geradlinig bis zu dem Punkte zunehmen, wo der Wirkungsgrad

Zahlentafel 6. Gemischheizwerte verschiedener Brennstoffe.

Brennstoff	1.		2. Verhältnis von Luft- gewicht zu Brennstoff- gewicht für vollständi- ge Ver- brennung	3. Spez. Volum- en nach der Ver- brennung: spez. Volum- en vor der Ver- brennung	4. Gesamte durch die Verbrennung frei- gewordene Energie bei Normaltemper- atur und Normal- druck und vollständi- ger Verbrennung mkg/l
	Unterer Heizwert (ein- schließlich der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes bei konstantem Volumen)	kcal/kg			
Von aromatischen Bestand- teilen freies Benzin . .	10 660	7545	15,05	1,053	409
Benzin A	10 310	8060	14,3	1,038	406
„ B	10 560	7630	14,7	1,049	408,5
„ C	10 610	7600	14,8	1,052	410
„ D	10 490	7960	14,6	1,047	408
„ E	10 600	7610	14,9	1,051	409,5
„ F	10 700	7520	15,0	1,053	410,2
„ G	—	—	—	—	—
„ H	10 500	8050	14,7	1,048	407,5
„ I	—	—	—	—	—
Schwere Brennstoffe					
Schwere aromatische Koh- lenwasserstoffe	10 010	8850	13,8	1,04	409,7
Petroleum	10 610	8610	15,0	1,06	414
Paraffinreihe					
Pentan (normal)	10 960	6830	15,25	1,051	411
Hexan (80 vH rein)	10 760	7370	15,2	1,051	408
Heptan (97 vH rein)	10 790	7350	15,1	1,056	410,7
Benzolreihe					
Benzol (rein)	9 700	8610	13,2	1,013	401,5
Toluol (99 vH rein)	9 820	8520	13,4	1,023	405
Xylol (91 vH rein)	9 960	8575	13,6	1,03	406
Naphthenreihe					
Cyclohexan (93 vH rein)	10 510	8270	14,7	1,044	406,1
Hexahydrotoluol (80 vH) .	10 490	8170	14,7	1,047	406,5
Hexahydroxylol (60 vH) .	10 490	7800	14,8	1,054	410,5
Olefinreihe					
Gecracktes Benzin (53 vH unges.)	10 300	7780	~14,8	1,054	418
Alkoholgruppe usw.					
Äthylalkohol (98,5 vH) . . .	6 560	5240	8,9	1,065	400
„ (95 Vol. vH)	6 190	5100	8,4	1,065	395,8
Methylalkohol (Holz- naphtha)	5 570	4620	6,5	~1,06	~406,5
Methylalkohol-Benzin- Mischung	5 880	4820	~ 8,0	1,064	412,5
Butylalkohol (Hand.)	—	—	—	—	—
Äther (50 vH mit Benzin gem.)	9 350	6800	13,0	1,06	415
Schwefelkohlenstoff (50vH)	5 960	5910	10,8	0,98	334,5

bei unendlich armem Gemisch den Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses von reiner Luft erreicht. In Wirklichkeit ist der Bereich, in dem man das Gemisch bei gleichzeitig zunehmendem Wirkungsgrad schwächen kann, in gewissem geringen Grade, und zwar bei einer Einzylindermaschine, von der Anordnung der Zündkerze und der Intensität des Zündfunkens abhängig; bei Mehrzylindermaschinen hängt dieser Bereich in viel höherem Maße von der Gleichförmigkeit der Gemischverteilung ab. In beiden Fällen ist aber der Bereich jedenfalls eng begrenzt.

Es ist vielleicht eigenartig, daß der beste thermische Wirkungsgrad beim Betrieb mit zwei so verschiedenen Brennstoffen wie Hexan C_6H_{14} und Benzol C_6H_6 gleich hoch ist. Das erklärt sich dadurch, daß für CO_2 zwar die Dissoziation bei hohen Temperaturen groß, aber die Zunahme an spezifischer Wärme gering ist, während, umgekehrt, für H_2O die Dissoziation klein, aber die Zunahme der spezifischen Wärme groß ist. Merkwürdigerweise gleichen sich diese beiden Wirkungen fast genau aus, so daß die Summe der Verluste aus beiden Ursachen praktisch gleich bleibt.

Die folgende Zahlentafel 7 enthält in

Sp. 1: Die unteren Heizwerte der Brennstoffe, berichtet mit Bezug auf den Einfluß der inneren Verdampfungswärme.

Sp. 2: Den geringsten Brennstoffverbrauch in g/PS_lh und l/PS_lh beim Verdichtungsverhältnis 5 : 1.

Sp. 3: Die entsprechenden thermischen Wirkungsgrade.

Die Werte zeigen die besten erreichbaren thermischen Wirkungsgrade beim Betrieb mit diesen Brennstoffen beim gleichen Verdichtungsverhältnis. Allerdings ist schon weiter oben angegeben, daß das höchste Verdichtungsverhältnis, das man bei einem gegebenen Brennstoff anwenden kann, durch die Neigung dieses Brennstoffes zur Detonation bestimmt wird, und daß diese Neigung sehr verschieden ist.

Zahlentafel 8 enthält den Brennstoffverbrauch in g/PS_lh und l/PS_lh für den Fall, daß jeder Brennstoff beim höchsten für diesen Brennstoff zulässigen Verdichtungsverhältnis in der Maschine verbrannt wird. Die Übersichten zeigen, daß bei Petroleum und einer oder zwei anderen nicht sehr leicht verdampfenden Brennstoffsorten der im Betrieb gemessene thermische Wirkungsgrad beträchtlich niedriger als der unter den günstigsten Verhältnissen erreichbare ist, weil sich ein wesentlicher Teil des Brennstoffes flüssig an den Wänden der Ansaugleitung und des Zylinders niederschlägt und dadurch der Verbrennung entzieht. Diesen Verlust hätte man durch stärkere Vorwärmung vermindern können, wenn die Versuche nicht zum Zweck des Vergleiches bei genau gleicher Wärmezufuhr zum Vergaser ausgeführt worden wären.

Zahlentafel 7.

Erreichbare Wirkungsgrade beim Verdichtungsverhältnis 5:1.

Brennstoff	1.		2.		3.
	Unterer Heizwert (einschließlich der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes bei konstantem Volumen)		Kleinsten Brennstoffverbrauch beim Verdichtungsverhältnis 5:1		Thermischer Wirkungsgrad beim Verdichtungsverhältnis 5:1
	kcal/kg	kcal/l	g/PS,h	l/PS,h	vH
Von aromatischen Bestandteilen					
freies Benzin	10 660	7545	185,5 ¹⁾	0,258 ¹⁾	31,9 ¹⁾
Benzin A	10 310	8060	193,2	0,247	31,7
„ B	10 560	7630	189,1	0,262	31,7
„ C	10 610	7600	188,2	0,259	31,6
„ D	10 490	7960	188,7	0,249	31,9
„ E	10 600	7610	188,2 ¹⁾	0,263 ¹⁾	31,7 ¹⁾
„ F	10 700	7520	185,1	0,264	31,9
„ G	—	—	190,3	0,254	—
„ H	10 500	8050	190,0	0,248	31,7
„ I	—	—	187,0	0,257	—
Schwere Brennstoffe					
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe					
Petroleum	10 010	8850	228,1	0,258	27,6
„	10 610	8610	229,3 ¹⁾	0,288 ¹⁾	25,4 ¹⁾
Paraffinreihe					
Pentan (normal)	10 960	6830	—	—	—
Hexan (80 vH rein)	10 760	7370	183,9	0,269	32,0
Heptan (97 vH rein)	10 790	7350	183,4 ¹⁾	0,267 ¹⁾	31,9 ¹⁾
Benzolreihe					
Benzol (rein)	9 700	8610	205,0	0,232	31,8
Toluol (99 vH rein)	9 820	8520	203,5	0,234	31,7
Xylol (91 vH rein)	9 960	8575	202,0	0,235	31,4
Naphthenreihe					
Cyclohexan (93 vH rein)	10 510	8270	187,8	0,239	31,9
Hexahydrotoluol (80 vH)	10 490	8170	190,0	0,241	31,7
Hexahydroxylol (60 vH)	10 490	7800	189,6 ¹⁾	0,255 ¹⁾	31,8 ¹⁾
Olefinreihe					
Gecracktes Benzin (53 vH unges.)	10 300	7780	192,0	0,254	32,0
Alkoholgruppe usw.					
Äthylalkohol (98,5 vH)	6 560	5240	296,7	0,372	32,4
„ (95 Vol. vH)	6 190	5100	315,0	0,387	32,5
Methylalkohol (Holznaphtha)	5 570	4620	347,3	0,420	32,7
Methylalkohol-Benzin-Mischung	5 880	4820	331,0	0,403	32,5
Butylalkohol (Hand.)	—	—	253,0	0,308	—
Äther (50 vH mit Benzin gem.)	9 350	6800	—	—	—
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	5 960	5910	—	—	—

¹⁾ bedeutet, daß die Werte nur berechnet sind, da die so bezeichneten Brennstoffe nicht bei einem Verdichtungsverhältnis von 5:1 ohne Detonation geprüft werden konnten. Die Werte sind nur eingesetzt, um Wirkungsgrad und Leistung bei Betrieb mit diesen Brennstoffen im Vergleich zu anderen Brennstoffen bei gleichem Verdichtungsverhältnis zu zeigen.

Zahlentafel 8. Brennstoffverbrauch beim höchsten zulässigen Verdichtungsverhältnis.

Brennstoff	Brennstoffverbrauch	
	g/PS ₁ h	l/PS ₁ h
Von aromatischen Bestandteilen freies Benzin	188,9	0,264
Benzin A	176	0,225
„ B	176	0,243
„ C	183,5	0,252
„ D	182,1	0,240
„ E	194,6	0,271
„ F	184,5	0,263
„ G	201	0,268
„ H	174	0,227
„ I	204,5	0,282
Schwere Brennstoffe		
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe	200	0,226
Petroleum	260	0,319
Paraffinreihe		
Pentan (normal)	—	—
Hexan (80 vH rein)	181,1	0,265
Heptan (97 vH rein)	219,5	0,318
Benzolreihe		
Benzol (rein)	175,4	0,199
Toluol (99 vH rein)	172,3	0,198
Xylol (91 vH rein)	170,5	0,198
Naphthenreihe		
Cyclohexan (93 vH rein)	172,3	0,219
Hexahydrotoluol (80 vH)	176,2	0,226
Hexahydroxylol (60 vH)	192,0	0,258
Olefinreihe		
Gecracktes Benzin (53 vH unges.)	181,1	0,240
Alkoholgruppe usw.		
Äthylalkohol (98,5 vH)	238	0,298
„ (95 Vol. vH)	253	0,299
Methylalkohol (Holz-Naphtha)	324,6	0,392
Methylalkohol-Benzin-Mischung	279,5	0,341
Butylalkohol (Hand.)	211,3	0,257
Äther (50 vH mit Benzin gem.)	—	—
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	—	—

Durch stärkere Vorwärmung kann ein etwas höherer thermischer Wirkungsgrad erzielt werden, aber gleichzeitig nimmt die erzielbare Leistung ab, während sich die Neigung zur Detonation erhöht.

Die Höchstleistung. Die höchste Leistung, die eine Maschine bei Betrieb mit irgendeinem Brennstoff abgibt, hängt von der inneren Energie des Gemisches und von der inneren Verdampfungswärme des flüssigen Brennstoffes ab.

Die innere Energie ist bei den verschiedenen Brennstoffen wenig, die Verdampfungswärme dagegen bei verschiedenen Brennstoffen stark verschieden. Bei den wahren Kohlenwasserstoffen gleichen sich aber im allgemeinen die Einflüsse der Unterschiede in der inneren Energie und in der Verdampfungswärme beinahe genau aus, so daß sie schließlich alle die gleiche Höchstleistung ergeben. Beispielsweise ist die gesamte innere Energie des Gemisches von Benzol um etwa 1,5 vH geringer als die des Gemisches von Hexan; andererseits ist jedoch die innere Verdampfungswärme von Benzol beträchtlich größer als die von Hexan, so daß ein größeres Gewicht an Benzolgemisch im Zylinder verbleibt und bei gleicher Temperatur und unter sonst gleichen Bedingungen sowie bei gleichem Verdichtungsverhältnis beide Brennstoffe auf weniger als 0,5 vH genau die gleiche Leistung ergeben. Bei Spiritus ist die innere Verdampfungswärme so viel größer und damit die Ladung im Zylinder so viel dichter, daß die Leistung trotz der erheblich geringeren inneren Energie des Gemisches um etwa 5 vH größer als bei anderen Brennstoffen wird.

Zahlentafel 9 enthält für die betrachteten Brennstoffe in

Sp. 1: Die gesamte innere Energie des Gemisches bei vollständiger Verbrennung.

Sp. 2: Die innere Verdampfungswärme der flüssigen Brennstoffe.

Sp. 3: Den gemessenen mittleren indizierten Kolbendruck (erzielbare Leistung) beim Verdichtungsverhältnis 5 : 1.

Sp. 4: Den gemessenen mittleren indizierten Kolbendruck beim höchstzulässigen Verdichtungsverhältnis.

Brennstoffe für Luftfahrzeuge. Für alle wirtschaftlichen Zwecke, außer für die Luftfahrt, wird Brennstoff nach der Menge und nicht nach dem Gewicht geliefert, als Heizwert kommt daher derjenige der Raumeinheit und nicht derjenige der Gewichtseinheit in Betracht. Dagegen ist bei Luftfahrzeugen das Gewicht des Brennstoffes wichtiger als sein Raumbedarf. Unter sonst gleichen Umständen ist daher hier der Brennstoff mit dem höchsten Heizwert der Gewichtseinheit immer im Vorteil. Von diesem Standpunkt aus erscheinen die Brennstoffe der Paraffinreihe als die günstigsten. Leider kann man diese Brennstoffe wegen ihrer Neigung zur Detonation nicht bei hohem Verdichtungsverhältnis, also nicht in einer Maschine mit hohem Wirkungsgrad verwenden. Könnte man das Verdichtungsverhältnis dem Brennstoff anpassen, so könnte man die weiteste Flugstrecke mit demjenigen Brennstoff zurücklegen, bei welchem das Produkt aus dem thermischen Wirkungsgrad und dem Heizwert den höchsten Wert erreicht, und es

Zahlentafel 9. Höchstleistungen.

Brennstoff	Gesamte, bei vollkommener Verbrennung des Gemisches freierwendende Energie mkg/l	Innere Verdampfungswärme des flüss. Brennstoffes (bei konstantem atmosphärischen Druck) kcal/kg	Höchster mittlerer indiz. Kolbendruck beim Verdichtungsverhältnis 5:1. Wärmefuhr 16,5 kcal/min at	Höchster mittlerer indiz. Kolbendruck beim höchsten zulässig. Verdichtungsverhältnis. Wärmefuhr 16,5 kcal/min at
Von aromatischen Bestandteilen freies Benzin	409	73,9	9,24 ¹⁾	9,22
Benzin A	406	78,9	9,23	9,925
„ B	408,5	77,8	9,25	9,675
„ C	410	75,0	9,22	9,42
„ D	408	73,3	9,23	9,49
„ E	409,5	73,3	9,22 ¹⁾	9,05
„ F	410,2	74,4	9,27	9,34
„ G	—	—	9,25 ¹⁾	8,96
„ H	407,5	80,6	9,22	9,82
„ I	—	—	9,26 ¹⁾	8,80
Schwere Brennstoffe				
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe	409,7	75,5	9,225	10,01
Petroleum	414	60,0	9,20	8,65
Paraffinreihe				
Pentan (normal)	411	85,5	9,24	9,78
Hexan (80 vH rein)	408	86,7	9,31	9,37
Heptan (97 vH rein)	410,7	73,9	9,23 ¹⁾	8,4
Benzolreihe				
Benzol (rein)	401,5	95,5	9,265	10,3
Toluol (99 vH rein)	405	83,9	9,25	10,33
Xylol (91 vH rein)	406	80,6	9,25	10,32
Naphthenreihe				
Cyclohexan (93 vH rein)	406,1	86,7	9,24	9,78
Hexahydrotoluol (80 vH)	406,5	76,7	9,22	9,7
Hexahydroxylol (60 vH)	410,5	73,9	9,27 ¹⁾	9,22
Olefinreihe				
Gecracktes Benzin (53 vH unges.)	418	∞ 83,3	9,265	9,57
Alkoholgruppe usw.				
Äthylalkohol (98,5 vH)	400	205,5	9,70	11,0
„ (95 Vol. vH)	395,8	245,5	9,99	11,33
Methylalkoh.(Holznaphtha)	∞ 406,5	∞ 277,5	10,18	10,31
Methylalkoh.-Benz.-Misch.	412,5	∞ 250,0	10,16	10,925
Butylalkohol (Hand.)	—	—	9,71	10,96
Äther (50vH mit Benz.gem.)	415	∞ 81,1	9,57 ¹⁾	8,8
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	334,5	81,1	8,76	8,85

¹⁾ Bedeutet, daß die Werte nur berechnet sind, da die so bezeichneten Brennstoffe beim Verdichtungsverhältnis von 5 : 1 nicht ohne Detonation geprüft werden konnten. Die Werte wurden eingesetzt, um den Wirkungsgrad der Brennstoffe und ihre Leistung im Vergleich zu anderen Brennstoffen bei gleichem Verdichtungsverhältnis zu zeigen.

ist bemerkenswert, daß von allen untersuchten Brennstoffen folgende die höchsten Produkte ergaben:

	Thermischer Wirkungsgrad vH	Heizwert kcal/kg	Produkt
1. Xylol	0,373	9 960	3720
2. Cyclohexan	0,349	10 510	3670
3. Benzin (Sorte „B“).	0,341	10 560	3600

Ogleich Xylol in dieser Reihe an erster Stelle steht, ist es als Brennstoff wegen seiner hohen Verdampftemperatur und seiner geringen Verdampfbarkeit nicht geeignet. Um es wirtschaftlich verwenden zu können, müßte man ein so hohes Verdichtungsverhältnis anwenden (nämlich über 6,75 : 1), daß die Maschine wegen der dabei auftretenden Höchstdrücke übermäßig schwer würde. Cyclohexan, einer der leichteren Brennstoffe der Naphthenreihe, würde in jeder Beziehung die besten Ergebnisse liefern, aber es ist in größeren Mengen nicht erhältlich. Der nächste in der Reihe, das Benzin, Sorte B, ist ein sehr leichter, schnell verdampfbarer Brennstoff, der von der Asiatic Petroleum Co. eigens für den Transozeanflug hergestellt und auch dafür benutzt wurde.

Für Luftfahrzeugmotoren ist ein sehr leicht verdampfbarer Brennstoff besonders erwünscht, weil sich dabei das Gemisch besser verteilen und die notwendige Vorwärmung auf ein Mindestmaß verringern läßt, so daß man die innere Verdampfungswärme in dem weitesten Ausmaß für die Steigerung der Leistung ausnutzen kann.

Bei den heutigen Luftfahrzeugmotoren, deren Verdichtungsverhältnis im Mittel 5,4 : 1 beträgt, soll der Toluolwert des Brennstoffes mindestens + 20 betragen, d. h. er soll nicht weniger als etwa 25 vH aromatische Kohlenwasserstoffe oder einen gleichwertigen Anteil an Naphthenen enthalten, damit Detonation vermieden und der Motor in den Stand versetzt wird, auch auf dem Erdboden mit voller Leistung zu laufen, wie das beim Abflug mit schwerer Last dringend notwendig ist. Da jedoch die Detonation wesentlich vom Druck abhängt, so verschwindet die Neigung zur Detonation, wenn einmal das Flugzeug eine gewisse Höhe erreicht hat und die Luft dünner wird, so daß man dann auch einen Brennstoff mit geringerem Toluolwert verwenden kann. Vom theoretischen Standpunkt wäre es daher erwünscht, auf oder nahe an dem Erdboden mit Brennstoffen von hohem Toluolwert zu arbeiten, und auf fast reines Paraffinbenzin umschalten, sobald man genügend hoch gestiegen ist.

Durch Verwendung von Spiritus, von Brennstoffen mit hoher innerer Verdampfungswärme oder von Brennstoffen, deren Verdampfungswärme durch aufgelöstes Wasser erhöht worden ist, kann man sehr wesentliche Vorteile erreichen, weil, wie früher nachgewiesen, durch die hohe innere

Verdampfungswärme die erzielbare Leistung beträchtlich gesteigert wird. Das wäre eine besonders wichtige Erwägung für den Abflug von schwerbeladenen Flugzeugen.

Zusammenfassung. Die Ergebnisse einer längeren Untersuchung der verschieden leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffe, die im Auftrage der Asiatic Petroleum Co. durchgeführt wurde, können folgendermaßen zusammengefaßt werden:

1. Die Neigung zur Detonation ist das hervorstechendste Merkmal eines Brennstoffes, wenn man seinen Wert als Betriebsstoff einer Verbrennungsmaschine mit Verbrennung bei konstantem Volumen beurteilen will. Im Vergleich hiermit sind fast alle anderen Rücksichten von geringerer Bedeutung.

2. Daß, wie man heute allgemein annimmt, die Neigung zur Detonation in weitem Maße von der normalen Brenngeschwindigkeit eines Brennstoffes abhängt und um so geringer ist, je geringer die Brenngeschwindigkeit ist, scheint wenig zweifelhaft zu sein.

3. Geringe Brenngeschwindigkeit ist scheinbar in allen Fällen vorteilhaft. Bisher hat sich kein Brennstoff gefunden, dessen Brenngeschwindigkeit so gering war, daß es damit nicht möglich gewesen wäre, ebenso hohe Wirkungsgrade zu erreichen wie mit den schnellsten bisher geprüften Schnellläufermotoren.

4. Brennstoffe, die hohe Verdichtungsverhältnisse vertragen, arbeiten bei niedrigem Verdichtungsverhältnis mit ebenso gutem Wirkungsgrad wie Brennstoffe, deren normale Brenngeschwindigkeit hoch ist, vorausgesetzt, daß im Verbrennungsraum ausreichende Wirbelung stattfindet.

5. Abgesehen von den Beschränkungen, die durch die Neigung zur Detonation hervorgerufen werden, erreicht man mit allen verdampfbar flüssigen Brennstoffen, mit Ausnahme derjenigen der Alkoholgruppe, bei gleichem Verdichtungsverhältnis bis auf 2 vH die gleiche Leistung. Unterschiede innerhalb dieser Grenzen beruhen eher auf Schwankungen der inneren Verdampfungswärme als auf anderen Ursachen.

6. Die hohe innere Verdampfungswärme und der niedrige Siedepunkt von Spiritus und gewissen anderen Brennstoffen bedingen, daß bei Betrieb mit diesen Brennstoffen das Gewicht der Ladung bei jedem Arbeitsvorgang höher und infolgedessen auch die Leistung höher ist.

7. Der Wirkungsgrad der Verbrennung ist bei allen leichtflüchtigen Brennstoffen, außer Spiritus usw., bei gleichem Verdichtungsverhältnis praktisch gleich und unabhängig von der Brenngeschwindigkeit, vorausgesetzt, daß die Verdichtung niedrig genug ist, um unter allen Umständen Detonation zu verhindern. Bei Spiritus wird der Wirkungsgrad durch die niedrigere Entflammungstemperatur etwas gesteigert.

8. Der nutzbare Bereich des Mischungsverhältnisses ist für alle Zwecke bei allen leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen gleich.

Zahlentafel 10. Eigenschaften der im Auftrag der

Brennstoff	A. Spezifisches Gewicht bei 15° C	B.								C.				
		Siedebereich								Angenäherte Zusammensetzung der Brennstoffe nach Gewicht				
		Destillation nach Engler								Endpunkt °C	Paraffine vH	Aromat. Kohlenwasserstoffe vH	Naphthene vH	
		60° vH	80° vH	100° vH	120° vH	140° vH	160° vH	180° vH						
Von aromatischen Bestandteilen freies Benzin.	0,718	1,0	16,0	49,0	72,0	85,0	93,0	—	—	63,0	1,7	35,0		
Benzin A	0,782	—	—	15,0	54,0	83,0	96,0	—	164,0	26,0	39,0	35,0		
„ B	0,723	4,0	37,3	79,0	99,0	—	—	—	126,0	62,0	14,9	23,0		
„ C	0,727	—	11,5	47,0	79,0	92,0	98,5	—	160,0	61,0	8,5	30,5		
„ D	0,760	—	—	13,0	66,0	89,0	97,5	—	166,0	38,0	14,6	47,0		
„ E	0,719	2,0	14,5	43,0	71,0	86,0	96,0	—	170,0	68,0	11,3	20,0		
„ F	0,704	1,0	27,0	65,0	86,5	94,5	—	—	153,0	80,0	4,3	15,2		
„ G	0,750	—	7,0	24,0	47,0	67,0	81,5	91,0	210,0	—	7,5	—		
„ H	0,767	—	—	7,0	55,0	83,0	94,0	—	176,0	10,0	4,8	85,0		
„ I	0,727	—	5,0	25,0	50,0	74,0	93,0	—	187,0	—	7,8	—		
Schwere Brennstoffe				160° vH	180° vH	200° vH	220° vH	240° vH	260° vH	280° vH				
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe	0,885	8,0	30,0	50,0	65,0	77,0	90,0	—	—	—	71,5	—		
Petroleum	0,813	—	22,0	36,0	50,0	63,0	76,0	86,0	—	—	—	—		
Paraffinreihe				Siedebereich °C										
Pentan (normal)	0,624					36,3					∞100,0	—	—	
Hexan (80 vH rein)	0,685			40,0 bis 88,0 (der größte Teil bei 68,0)							77,0	2,7	∞20,0	
Heptan (97 vH rein)	0,691					98,0					<0,5	—	—	
Benzolreihe														
Benzol (rein)	0,884					80,0					unbedeut.	98,0	unbedeut.	
Toluol (99 vH rein)	0,870					∞110,0					unbedeut.	99,0	unbedeut.	
Xylol (91 vH rein)	0,862			84,0 bis 143 (der größte Teil bei 140,0)							—	91,0	—	
Naphthenreihe														
Cyclohexan (93 vH rein)	0,786					80,8 bis 81,0					—	4,6	93,0	
Hexahydrotoluol (80 vH)	0,780					95,5 bis 101,2					—	10,0	78,0	
Hexahydroxylol (60 vH)	0,744					103,0 bis 123,0					—	—	60,0	
Olefinreihe														
Geracktes Benzin (53 vH unges.)	0,757					55,0 bis 175,0					Olefine: 53,0	10,0	—	
Alkoholgruppe usw.											Wasser: 1,5	—	—	
Äthylalkohol (98 vH)	0,798					78,0 bis 100,0					7,0	—	—	
„ (95 Vol. vH)	0,815					78,0 bis 100,0					—	—	—	
Methylalkohol (Holznaphtha)	0,829					66,0+					—	—	—	
Methylalkohol - Benzinmischung	0,821					—					∞7,0	—	—	
Butylalkohol (Hand.)	0,823					117,0+					—	—	—	
Äther (50 vH mit Benzin gemischt)	0,727					35,0+					∞2,5	—	50,0 Benzin	
Schwefelkohlenstoff (50vH)	0,994					46,0+					—	—	50,0 Benzin	

9. Die unvermeidlichen Verluste durch Dissoziation und Änderung der spezifischen Wärme bei hohen Temperaturen sind für alle Fälle im wesentlichen gleich groß.

Asiatic Petroleum Co. geprüften Brennstoffe.

D.	E.	F.		G.		H.	I.	J.	K.	L.	M.
Dampfspannung bei 0° C	Viskosität bei 20° C	Unterer Heizwert (abzüglich der inneren Verdampfungswärme des Wassers)		Unterer Heizwert (einschl. der Verdampfungswärme des Brennstoffes bei konstantem Volumen)		Verbrennungswärme des Gemischtes bei Normaltemperatur u. -druck und vollst. Verbrennung	Spez. Volumen nach der Verbrennung, spez. Volumen vor der Verbrennung	Gesamte durch die Verbrennung freizewendende Energie bei Normaltemperatur und -druck und vollständiger Verbrennung	Mischungsverhältnis von Luft zu Brennstoff für vollständ. Verbrennung nach Gewicht	Innere Verdampfungswärme des Brennstoffes (bei konstantem atmosphärischen Druck)	Berechneter Temperaturabfall des Luft-Brennstoffgemisches infolge der inneren Verdampfungswärme
mm Q.-S.	C.G.S.-Einheiten	kcal/kg	kcal/l	kcal/kg	kcal/l						
—	0,004	10 600	7600	10 660	7545	389,0	1,053	409	15,05	73,9	18
28,0	0,005	10 250	8010	10 310	8060	392,0	1,038	406	14,3	78,9	20
86,0	0,005	10 490	7575	10 560	7630	389,4	1,049	408,5	14,7	77,8	19
54,0	0,005	10 550	7670	10 610	7600	389,2	1,052	410	14,8	75,0	18,5
18,0	0,005	10 410	7910	10 490	7960	389,3	1,047	408	14,6	73,3	18,35
70,0	0,005	10 530	7570	10 600	7610	389,25	1,051	409,5	14,9	73,3	18,2
68,0	0,004	10 610	7470	10 700	7520	389,05	1,053	410,2	15,0	74,4	18,2
44,0	0,005	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17,0	0,006	10 430	8000	10 500	8050	389,05	1,048	407,5	14,7	80,6	20
—	0,005	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	0,007	∞ 9 950	∞ 8800	10 010	8850	394,0	1,04	409,7	13,8	75,5	19,3
—	0,010	∞ 10 550	∞ 8570	10 610	8610	389,22	1,06	414	15,0	60,0	14,5
183,0	0,0025	10 880	6790	10 960	6830	391,0	1,051	411	15,25	85,5	21
45,0	0,003	10 700	7315	10 760	7370	388,2	1,051	408	15,2	86,7	21
11,5	0,004	10 720	7365	10 790	7350	388,8	1,056	410,7	15,1	73,9	18
26,0	0,006	9 630	8480	9 700	8610	396,0	1,013	401,5	13,2	95,5	36
9,0	0,006	9 750	8460	9 820	8520	396,0	1,023	405	13,4	83,9	22,5
—	0,006	9 890	8515	9 960	8575	394,5	1,03	406	13,6	80,6	21,5
27,5	0,006	10 430	8200	10 510	8270	389,0	1,044	406,1	14,7	86,7	21,5
—	—	10 405	8110	10 490	8170	388,6	1,047	406,5	14,7	76,7	19
—	—	∞ 10 410	∞ 7750	10 490	7800	389,05	1,054	410,5	14,8	73,9	18
—	—	∞ 10 210	∞ 7730	10 300	7780	396,6	1,054	418	∞ 14,8	∞ 83,3	20,8
12,0	0,012	6 375	5080	6 560	5240	375,5	1,065	400	8,9	205,5	85
—	—	6 000	4880	6 190	5100	371,0	1,065	395,8	8,4	245,5	97,7
26,0	0,006	5 340	4430	5 570	4620	∞ 384,0	∞ 1,06	∞ 406,5	6,5	∞ 277,5	140
—	0,010	5 670	4640	5 880	4820	371,0	1,064	412,5	∞ 8,0	∞ 250,0	110
—	0,030	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	∞ 9 280	∞ 6730	9 350	6800	392	1,06	415	13,0	∞ 81,1	22
—	—	5 890	5850	5 960	5910	339	0,98	334,5	10,8	81,1	27

10. Alle Versuchsergebnisse deuten darauf hin, daß das Verhalten jeder Mischung von Kohlenwasserstoffen in bezug auf Detonation, also auch in bezug auf Leistung und Wirkungsgrad, dem Mittelwert

Zahlentafel 11. Versuchsergebnisse am Motor

Brennstoff	A.	B.	C.	D.	E.		F.	
	Höchstes zulässiges Verdichtungsverhältnis im Motor mit veränderlicher Verdichtung	Enddruck der Verdichtung beim höchsten zulässigen Verdichtungsverhältnis (berechnet) at	Endtemperatur der Verdichtung beim höchsten zulässigen Verdichtungsverhältnis (berechnet) ° C	Toluolwert, Toluol = 100 vH. Von aromatischen Bestandteilen, freies Benzin = 0 vH	Mindestverbrauch beim Verdichtungsverhältnis 5 : 1		Mindestverbrauch beim höchsten zulässigen Verdichtungsverhältnis	
					g/PS,h	l/PS,h	g/PS,h	l/PS,h
Von aromatischen Bestandteilen								
freies Benzin	4,85	7,425	392	0	185,5 ²⁾	0,258 ²⁾	188,9	0,264
Benzin A	6,0	10,45	430	38,0	193,2	0,247	176	0,225
„ B	5,7	9,39	422	28,0	189,1	0,262	176	0,243
„ C	5,25	8,3	407	13,5	188,2	0,259	183,5	0,252
„ D	5,35	8,45	410	16,5	188,7	0,249	182,1	0,240
„ E	4,7	7,07	387	— 5,0	188,2 ²⁾	0,263 ²⁾	194,6	0,271
„ F	5,05	7,84	400	6,5	185,1	0,264	184,5	0,263
„ G	4,55	6,75	381	—10,0	190,3	0,254	201	0,268
„ H	5,9	9,88	428	35,0	190,0	0,248	174	0,227
„ I	4,3	6,26	373	—20,0	187,0	0,257	204,5	0,282
Schwere Brennstoffe								
Schwere aromatische Kohlenwasserstoffe	6,5	11,46	438	55,0	228,1	0,258	200	0,226
Petroleum	4,2	6,05	369	—22,0	229,3 ²⁾	0,288 ²⁾	260	0,319
Paraffinreihe								
Pentan (normal)	5,85	9,75	427	33,0	—	—	—	—
Hexan (80 vH rein)	5,1	7,98	401	8,0	183,9	0,269	181,1	0,265
Heptan (97 vH rein)	3,75	5,07	353	—37,0	183,4 ²⁾	0,267 ²⁾	219,5	0,318
Benzolreihe								
Benzol (rein)	6,9 ¹⁾	12,59	450	67,0	205,0	0,232	175,4	0,199
Toluol (99 vH rein)	> 7,0	> 12,86	> 452	100,0	203,5	0,234	172,3	0,198
Xylol (91 vH rein)	> 7,0	> 12,86	> 452	85,0	202,0	0,235	170,5	0,198
Naphthenreihe								
Cyclohexan (93 vH rein)	5,9 ¹⁾	9,88	428	35,0	187,8	0,239	172,3	0,219
Hexahydrotoluol (80 vH)	5,8	9,6	426	31,5	190,0	0,241	176,2	0,226
Hexahydroxylol (60 vH)	4,9	7,53	394	1,5	189,6 ²⁾	0,255 ²⁾	192,0	0,258
Olefinreihe								
Ge cracktes Benzin (53 vH unges.)	5,55	9,01	417	23,5	192,0	0,254	181,1	0,240
Alkoholgruppe usw.								
Äthylalkohol (98 vH)	> 7,5	> 14,35	> 424	> 88,0	296,7	0,372	238	0,298
„ (95 Vol. vH)	> 7,5	> 14,35	> 420	> 88,0	315,0	0,387	253	0,299
Methylalkohol (Holznaphtha)	5,2 ¹⁾	8,2	342 ²⁾	—	347,3	0,420	324,6	0,392
Methylalkohol-Benzin-Mischung	6,5 ¹⁾	> 11,46	382 ²⁾	—	331,0	0,403	279,5	0,341
Butylalkohol (Hand.)	7,3	13,7	—	80,0	253,0	0,308	211,3	0,257
Äther (50 vH mit Benzin gemischt)	3,9	5,42	350	(—32,0)	—	—	—	—
Schwefelkohlenstoff (50 vH)	5,15	8,09	390	(9,0)	—	—	—	—

¹⁾ Bedeutet Vorzündung ohne vorher hörbare Detonation. ²⁾ Bedeutet, daß die Werte nur berechnet werden konnten. Die Werte sind nur eingesetzt, um den Wirkungsgrad der Brennstoffe und ihre Leistung im Vergleich

mit veränderlicher Verdichtung.

G.	H.	I.	J.	K.	L.	M.		N.	
Thermischer Wirkungsgrad beim Verdichtungsverhältnis 5 : 1 vH	Thermischer Wirkungsgrad b. höchsten zuläss. Verdichtungsverhältnis vH	Höchster mittlerer indizierter Druck beim Verdichtungsverhältnis 5 : 1. Wärmezufuhr 16,5 kcal/min at	Höchster mittlerer indizierter Druck beim höchsten zulässigen Verdichtungsverhältnis. Wärmezufuhr 16,5 kcal/min at	Höchster mittlerer indizierter Druck beim höchsten zulässigen Verdichtungsverhältnis ohne Vorwärmung at	Anstieg oder Abfall der Temperatur im Saugrohr. (Maßstab f. die mittl. Verdampfbarkeit.) Zuführte Wärme 16,5 kcal/min ° C	Thermischer Wirkungsgrad im Vergleich zum Betrieb mit reinem Toluol vH	Thermischer Wirkungsgrad im Vergleich zum Betrieb mit reinem Toluol vH	Mittlerer indizierter Druck im Vergleich zum Betrieb mit reinem Toluol vH	Mittlerer indizierter Druck im Vergleich zum Betrieb mit reinem Toluol vH
31,9 ²⁾	31,4	9,24 ²⁾	9,22	9,73	+10	∞ 100,0	83,7	∞ 100,0	88,4
31,7	34,9	9,23	9,925	10,45	+11	∞ 100,0	93,0	∞ 100,0	95,3
31,7	34,1	9,25	9,675	10,37	+ 3	∞ 100,0	91,0	∞ 100,0	93,5
31,6	32,5	9,22	9,42	10,02	+ 7	∞ 100,0	86,7	∞ 100,0	91,0
31,9	33,1	9,23	9,49	10,05	+11	∞ 100,0	88,3	∞ 100,0	91,7
31,7 ²⁾	30,7	9,22 ²⁾	9,05	9,62	+10,5	∞ 100,0	81,8	∞ 100,0	87,5
31,9	32,1	9,27	9,34	9,89	+ 5,28	∞ 100,0	85,6	∞ 100,0	90,2
—	—	9,25 ²⁾	8,96	9,53	+18	—	—	∞ 100,0	86,6
31,7	34,6	9,22	9,82	10,4	+12	∞ 100,0	92,2	∞ 100,0	94,8
—	—	9,26 ²⁾	8,80	9,32	+14	—	—	∞ 100,0	85,0
27,6	31,5	9,225	10,01	—	+28	86,0	84,0	∞ 100,0	96,9
25,4 ²⁾	22,9	9,20 ²⁾	8,65	—	+31,1	80,0	61,2	99-100	83,6
—	—	9,24	9,78	—	—	—	—	∞ 100,0	94,5
32,0	32,4	9,31	9,37	9,93	0	∞ 100,0	86,4	∞ 100,0	90,5
31,9 ²⁾	26,7	9,23 ²⁾	8,4 bei 3,8 : 1	8,83	+ 5,56	∞ 100,0	71,2	∞ 100,0	80,5
31,8	37,2	9,265	10,3	10,97	- 7,28	∞ 100,0	99,2	∞ 100,0	99,7
31,7	37,5	9,25	10,33 bei 7,0 : 1	10,99	+ 8	∞ 100,0	100,0	∞ 100,0	100,0
31,4	37,3	9,25	10,32 bei 7,0 : 1	10,98	+18	∞ 100,0	99,5	∞ 100,0	99,9
31,9	34,9	9,24	9,78	10,41	- 3	∞ 100,0	93,0	∞ 100,0	94,6
31,7	34,3	9,22	9,7	10,31	+ 3	∞ 100,0	91,5	∞ 100,0	93,9
31,8 ²⁾	31,5	9,27 ²⁾	9,22	9,73	+13,5	∞ 100,0	84,0	∞ 100,0	88,4
32,0	33,9	9,265	9,57	10,22	+10,55	∞ 100,0	84,0	100,0	92,5
32,4	40,4	9,70	11,0 bei 7,5 : 1	11,64	+ 1,5	102,0	107,9	105,0	106,4
32,5	40,5	9,99	11,33 bei 7,5 : 1	11,96	- 2	102,5	108,1	108,0	109,8
32,7	35,1	10,18	10,31	10,82	- 8,5	103,0	93,5	110,0	99,7
32,5	38,5	10,16	10,925	11,6	- 1	102,5	102,7	110,0	105,8
—	—	9,71	10,96	11,57	+10	—	—	105,0	106,0
—	—	9,57 ²⁾	8,8	9,33	+ 1	—	—	103,5	85,0
—	—	8,76	8,85	9,59	- 7	—	—	94,7	85,5

sind, da die so bezeichneten Brennstoffe bei einem Verdichtungsverhältnis von 5:1 nicht ohne Detonation geprüft zu anderen Brennstoffen bei gleichem Verdichtungsverhältnis zu zeigen.

des entsprechenden Verhaltens ihrer Einzelbestandteile entspricht. Das Verhalten irgendeines zusammengesetzten Brennstoffes, wie Benzin, kann man daher vorausbestimmen, wenn Art und Mischungsverhältnis seiner Bestandteile bekannt sind; umgekehrt kann man also auch innerhalb der gegebenen Grenzen einen Brennstoff mit vorher bestimmtem Verhalten zusammensetzen.

11. Das höchste zulässige Verdichtungsverhältnis und damit die höchste erzielbare Leistung hängt bei jeder Art von Benzin von dem verhältnismäßigen Gehalt an aromatischen Kohlenwasserstoffen, Naphthenen und Paraffinen ab. Je geringer der Gehalt an Paraffinen ist, desto besser ist der Brennstoff in jeder Beziehung.

12. Die Beurteilung eines Brennstoffes auf Grund des spezifischen Gewichtes ist vollkommen irreführend; denn enthält der Brennstoff Naphthene oder aromatische Kohlenwasserstoffe in etwas größerer Menge — wie dies häufig der Fall ist —, dann ist ein hohes spezifisches Gewicht sogar ein wesentlicher Vorteil.

13. Da die Anlaßdüsen der Vergaser gewöhnlich sehr reiches Gemisch ergeben und da dieses Gemisch dann durch Überfluten des Vergasers noch stärker angereichert wird, so kommt man beim Anlassen scheinbar mit einem verhältnismäßig geringen Anteil an sehr leichtflüchtigen Bestandteilen des Brennstoffes aus.

Zahlentafeln 10 und 11 enthalten eine Übersicht über die Gesamtergebnisse aller oben erwähnten Versuche. Der Großzügigkeit und dem Interesse für die Allgemeinheit der Asiatic Petroleum Co. verdankt der Verfasser die Erlaubnis, diese Ergebnisse rückhaltlos veröffentlichen zu dürfen.

Die Versuchsmaschine. Die Einzelheiten der Einzylinder-Versuchsmaschine und ihrer Nebeneinrichtungen für die Versuche dürften einiger Beachtung wert sein. Abb. 3 bis 6 sind Schnitte und Ansichten des Motors mit veränderlicher Verdichtung, der für die vorstehend erwähnten Versuche benutzt wurde. Beim Entwurf dieser Maschine wurden folgende Gesichtspunkte beachtet:

1. Wegen der großen Dauer und wegen der ausgedehnten Art der Versuche waren nicht allein Dauerhaftigkeit und Zuverlässigkeit der Maschine in erster Reihe wichtig, sondern es wurde auch keine Mühe gespart, um hohe Widerstandsfähigkeit der Maschine gegenüber mechanischen Beanspruchungen zu erreichen.

2. Jedes bekannte Mittel wurde angewandt, um den thermischen Wirkungsgrad und die Leistung zu steigern und die thermischen und Reibungsverluste auf ihr Mindestmaß zu vermindern sowie dieses Mindestmaß unter allen Betriebsbedingungen einzuhalten.

3. Die Maschine war so entworfen, daß sie, wenn es verlangt wurde, mit höherer Kolbengeschwindigkeit als andere bekannte Maschinen laufen konnte.

4. Die Maschine ist mit einer Einrichtung versehen, die gestattet, das Verdichtungsverhältnis zwischen 3,7 : 1 und 8 : 1 zu verändern, während die Maschine mit Volleistung arbeitet, ohne daß hierdurch bestehende Temperatur-, Reibungs-, mechanische oder andere Verhältnisse der Maschine gestört werden.

5. Der Verbrennungsraum der Maschine ist so ausgebildet, daß er sich in der Form und im Verhältnis von Oberfläche zu Inhalt so wenig wie möglich ändert, wenn das Verdichtungsverhältnis der Maschine geändert wird. Aus diesem Grunde hat die Maschine ein sehr großes Hubverhältnis.

6. Durch besondere Hilfsmittel ist dafür gesorgt, daß die Maschine gegenüber Temperaturänderungen des Schmiermittels möglichst unempfindlich ist. Zu diesem Zwecke werden an allen Stellen, wo es angeht, Kugellager verwendet, deren Reibung sich bei Unterschieden der Öltemperatur nur wenig ändert; das Wasser bleibt ferner im Zylindermantel dauernd fast in Ruhe und erreicht daher schnell eine von der Temperatur des zulaufenden Wassers unabhängige, konstante Temperatur. Infolgedessen nimmt auch die Kolbenreibung, deren Höhe von der Temperatur des Öls an den Zylinderwänden abhängt, nach Betrieb von wenigen Minuten ihren niedrigsten Wert an und bleibt dann unveränderlich.

Daß bei solchen Versuchen die Form des Verbrennungsraumes bei jeder Höhe des Verdichtungsverhältnisses möglichst erhalten bleibt, ist außerordentlich wichtig; daher haben z. B. Versuche, wobei verschiedene Kolben, nämlich mit konvexen und mit konkaven Böden verwendet wurden, um das Verdichtungsverhältnis zu ändern, ganz irreführende Ergebnisse geliefert. Eine Reihe von Versuchen mit verschiedenen Verdichtungsverhältnissen, die offenbar äußerst sorgfältig durchgeführt worden waren, hat sich bei der Nachprüfung als vollkommen wertlos ergeben, weil bei dem niedrigen und bei dem hohen Verdichtungsverhältnis der Verbrennungsraum gänzlich verschiedenen Charakter und Wirkungsgrad hatte. Während somit die Versuche ein bestimmtes günstigstes Verdichtungsverhältnis ergaben, über das hinaus Verluste an Leistung und Wirkungsgrad der Maschine eintreten sollten, zeigte die sorgfältige Nachprüfung der Ergebnisse, daß annähernd bei dem sog. günstigsten Verdichtungsverhältnis nur der Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes seinen Höchstwert hatte, und daß dieser bei höheren Verdichtungen schnell abnahm und in der Tat ganz außergewöhnlich schlecht wurde.

Bei der Maschine mit veränderlicher Verdichtung, die für diese Versuche entworfen wurde, erfährt der Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes zwischen niedrigstem und höchstem Verdichtungsverhältnis nur sehr geringe Veränderungen. Infolgedessen verbessert sich der

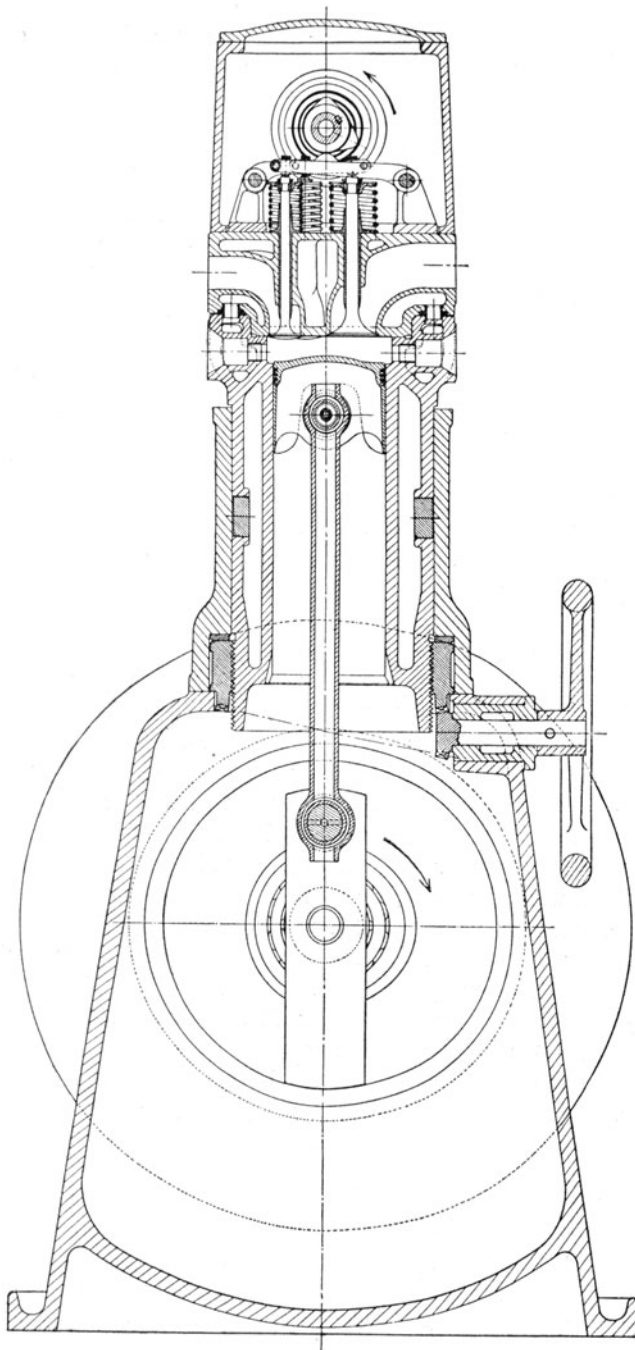


Abb. 3. Maschine mit veränderlicher Verdichtung.

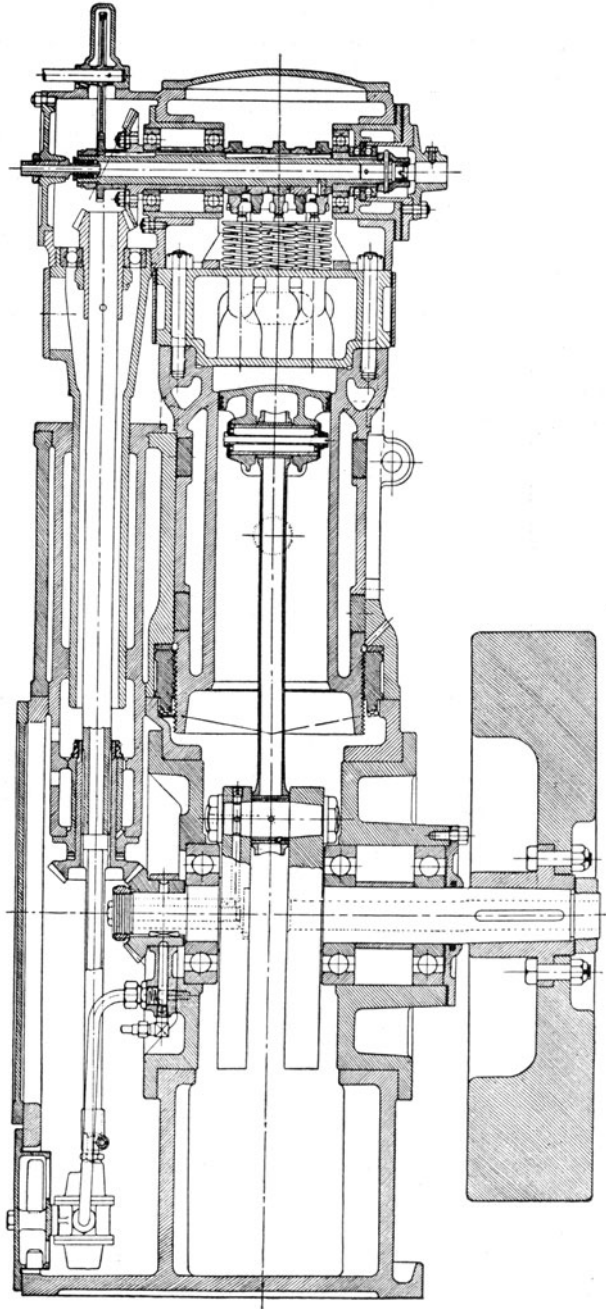


Abb. 4. Maschine mit veränderlicher Verdichtung.

Wirkungsgrad mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis vollkommen stetig über den gesamten Bereich der Veränderung. Aus Abb. 3 und 4 ist ersichtlich, daß das Verdichtungsverhältnis geändert wird, indem man den ganzen Zylinder zusammen mit Vergaser, Nockenwelle und

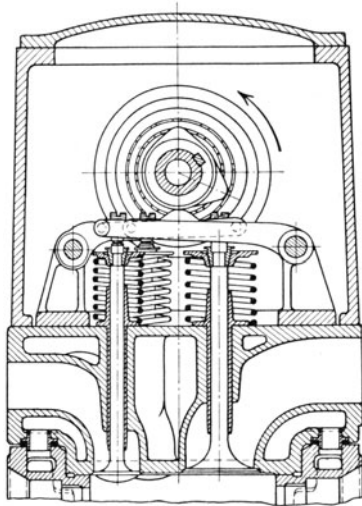


Abb. 5. Maschine mit veränderlicher Verdichtung. Ventiltrieb.

Ventilantrieb, Abb. 5, hebt oder senkt. Auf diese Weise kann man die gewünschte Änderung des Verdichtungsverhältnisses in jeder beliebigen Größe innerhalb weniger Sekunden ausführen, ohne daß sich dabei die Temperaturverhältnisse oder irgendwelche Einstellungen verändern.

Zum Messen und Anzeigen des gerade benutzten Verdichtungsverhältnisses ist ein Mikrometer vorhanden, das in Abb. 6 zu sehen ist. Das Mikrometer betätigt elektrische Kontakte, die eine Signallampe zum Aufleuchten bringen, sobald das gewünschte Verdichtungsverhältnis erreicht ist. Man kann daher zunächst die Mikrometerschraube in Ruhe auf das gewünschte Verdichtungsverhältnis einstellen, ehe man irgendeine andere Veränderung an der Maschine vornimmt, und merkt am Aufleuchten der Lampe sofort, wann das richtige Verhältnis erreicht ist.

Für die Zündung sind 4 Zündkerzen in gleichen Abständen rund um den Umfang des Verbrennungsraumes angeordnet, die mit je einer Remy-Hochspannungsspule verbunden sind. Im Niederspannungsstromkreis für alle Zündspulen läuft ein einfacher Remy-Unterbrecher, der unmittelbar von einem Ende der Nockenwelle angetrieben wird. Diese Anordnung wurde aus folgenden Gründen der Magnetzündung vorgezogen:

1. Sie sichert genau gleichzeitigen Durchgang von Strom durch alle 4 Zündkerzen.
2. Sie sichert genau gleiche Stromstärke bei allen Einstellungen des Zündzeitpunktes.

Praktisch hat man dann festgestellt, daß auch schon 2 Zündkerzen, die an den Seiten des Verdichtungsraumes einander gegenüberstehen, ebenso gute Ergebnisse wie die 4 Zündkerzen lieferten; daher wurden die Versuche nur mit 2 Zündkerzen durchgeführt.

Damit Leistung und Reibungsverluste genau gemessen werden können, ist die Maschine unmittelbar mit einem elektrischen Dynamo-

meter mit ausgeglichenem, schwingendem Feldgehäuse gekuppelt. Der eine Arm des Dynamometers ist mit einem Gewicht von rd. 18 kg belastet, etwas mehr, als dem Höchstdrehmoment der Maschine entspricht. An einer schwachen Federwage mit offener Einteilung kann

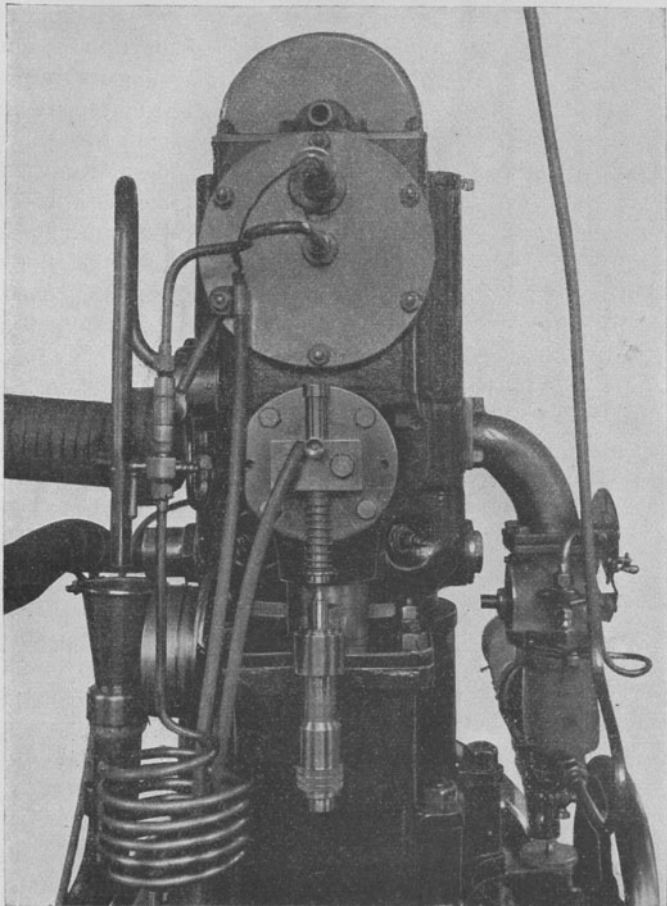


Abb. 6. Maschine mit veränderlicher Verdichtung. Ansicht des Mikrometers zum Anzeigen des Verdichtungsverhältnisses.

man dann ablesen, um wieviel sich das von dem Gewicht erzeugte Drehmoment von dem tatsächlich entwickelten Drehmoment der Maschine unterscheidet. Diese Anordnung gestattet überaus genaue Messungen, da schon sehr geringe Schwankungen im Drehmoment große Ausschläge an der Federwage ergeben. Das mittlere Dreh-

moment entspricht etwa 16 kg am Dynamometerarm, so daß der Unterschied mit einem Blick auf weniger als 0,05 kg genau abgelesen werden kann. Dabei zeigt das Dynamometer so ruhig an, daß der Zeiger der Federwagen um nicht mehr als $\pm 0,05$ kg ausschlägt oder schwankt.

Im allgemeinen können also die Drehmomentmessungen als auf 0,3 vH genau angesehen werden. Die Genauigkeit der Mittelwerte aus mehreren Messungen ist natürlich noch beträchtlich höher. Die Belastung des elektrischen Dynamometers kann man durch Verändern der Felderregung regeln. Hierfür sind im Stromkreis der Feldwicklung 2 Rheostaten angeordnet, wovon der eine für Grobregelung in Stufen, der andere, eine ununterbrochene

Widerstandsspule mit gleichmäßig veränderlichem Widerstand, für das Feineinstellen benutzt wird.

Die Brennstoff-Meßeinrichtung, Abb. 7, besteht aus 2 Behältern; jeder davon umfaßt 2 Kammern mit kegelig zulaufen-

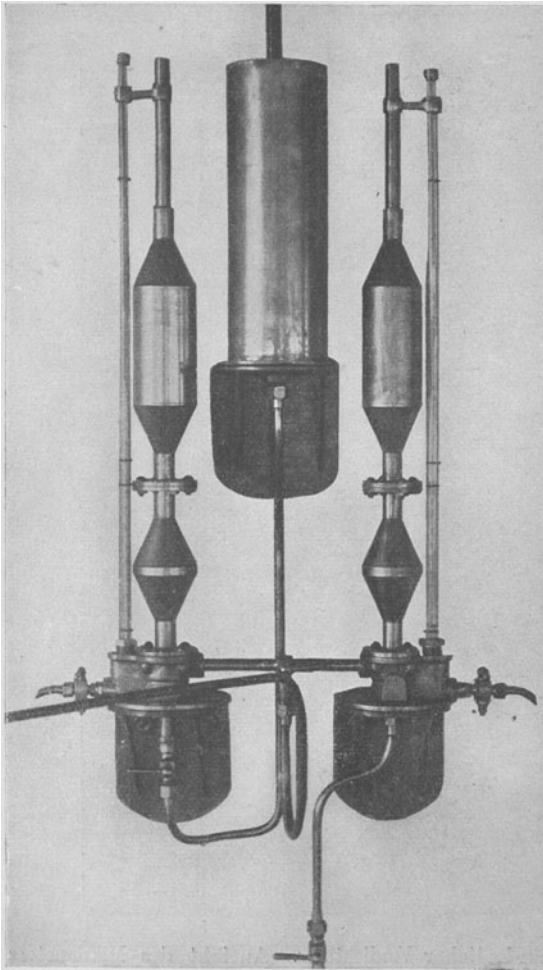


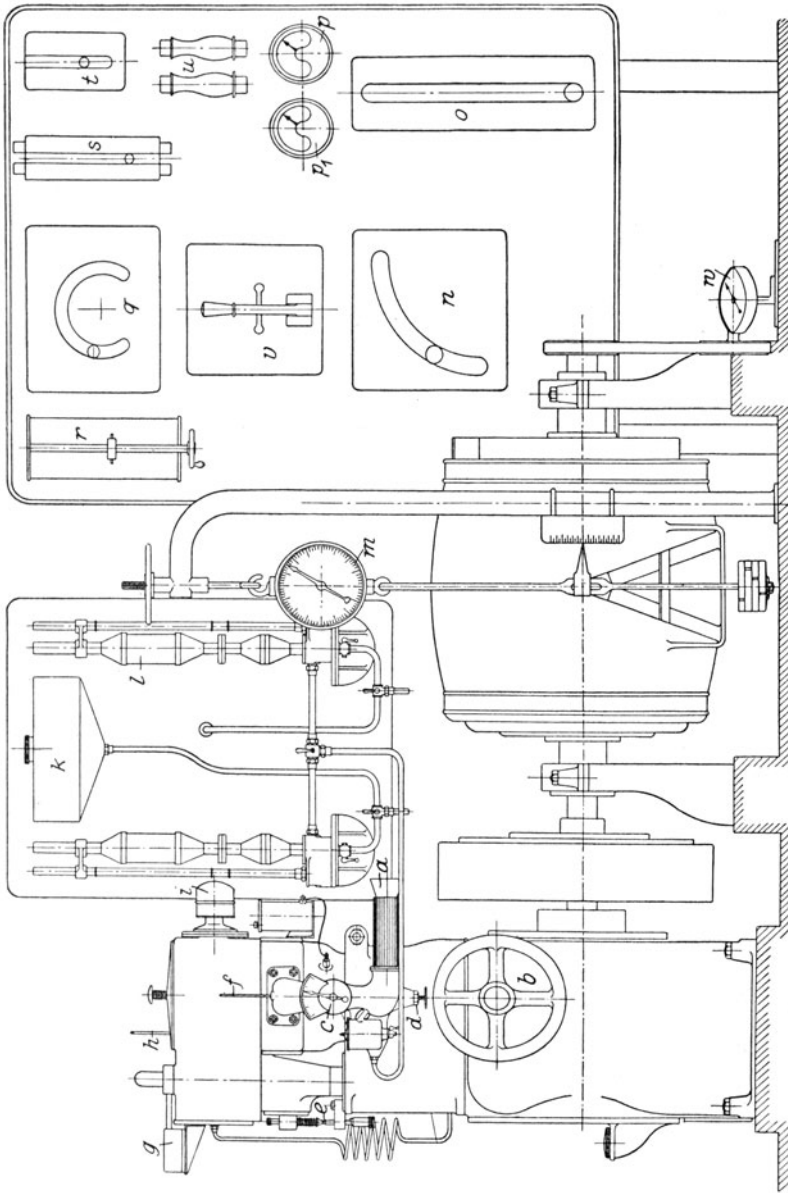
Abb. 7. Brennstoff-Meßeinrichtung.

den Enden, die miteinander durch enge Hälse verbunden sind. Die obere Kammer hat genau 0,5679 l, die untere $\frac{1}{4}$ davon als Inhalt. An jedem Behälter ist ferner ein Meßrohr aus Glas angebracht. Da die Flüssigkeit mit sehr großer Geschwindigkeit sinkt, wenn sich der Spiegel gerade in der engen Verbindungsstelle bewegt, so kann man das Vorbeilaufen

des Flüssigkeitsspiegels an den Markierungen des Meßglases außerordentlich genau mit der Uhr beobachten. Von einem Ende der Nockenwelle wird außerdem über eine magnetische Kupplung ein Umdrehungszähler angetrieben. Dieser Umdrehungszähler wird in dem Augenblick eingerückt, wo der Brennstoffspiegel an der oberen Marke des Standglases vorbeigeht, und er wird ausgerückt, wobei sich gleichzeitig eine Bremse an die Zählerwelle anlegt, wenn der Brennstoffspiegel die untere Marke im Standglas passiert. Auf diese Weise kann man ganz selbsttätig die wirkliche Zahl der Maschinenumdrehungen während des Verbrauchs einer bestimmten Brennstoffmenge aufnehmen.

Als Vergaser dient ein normaler Claudel-Hobson-Flugmotorenvergaser; dieser ist aber mit einem fein einstellbaren Nadelventil in der Brennstoffdüse versehen, so daß man das Mischungsverhältnis in engen Grenzen verändern kann. Ein elektrischer Vorwärmer im Luftaugrohr des Vergasers gestattet, die beim Vorwärmen der Ansaugluft zugeführte Wärmemenge an elektrischen Meßgeräten der Schalttafel genau abzulesen. An einer geschützten Stelle des Zylinders war ferner ein in den Einlaßkanal des Einlaßventils hineinreichendes Thermometer angebracht, woran man die Temperatur des brennbaren Gemisches im Augenblick seines Eintrittes in den Zylinder ziemlich genau messen kann. Aus der bekannten, beim Vorwärmen zugeführten Wärmemenge und aus dem gemessenen Temperaturunterschied der Luft vor und hinter dem Vergaser erhält man ferner mindestens einen Vergleichswert für die mittlere Verdampfbarkeit des benutzten Brennstoffes. Auch die Temperaturmessungen im Einlaßkanal haben allerdings nur Vergleichswert. Da sich die Temperatur der Thermometertasche ändert, wenn sich flüssiger Brennstoff darauf niederschlägt, so verhält sich das Thermometer wie ein Thermometer mit feuchter Kugel, und selbst die Vergleichswerte, die es liefert, sind nicht verlässlich, wenn es sich um Brennstoffe mit großen Unterschieden der inneren Verdampfungswärme handelt.

Die Gesamtanordnung der Versuchsanlage ist in Abb. 8 dargestellt. Auch ein kleiner, eingeteilter Gasbehälter ist vorhanden, damit man der Maschine Luft zuführen kann, wenn sie mit flüssigem Brennstoff betrieben wird. Beim Sinken der Gasglocke dieses Behälters wird über elektrische Kontakte ein magnetischer Zähler auf dem Tisch des Versuchsleiters in Tätigkeit gesetzt. Dieser Zähler ist mit dem Umdrehungszähler der Maschine elektrisch gekuppelt, so daß man den Luftverbrauch für eine Umdrehung der Maschine mit großer Genauigkeit messen kann.



- a* Elektrischer Luftvorwärmer
- b* Handrad zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses
- c* Drossel
- d* Einstellbare Düse
- e* Mikrometerablesung
- f* Einlaßthermometer für Gemischtemperatur
- g* Magnetisch angetriebener Umdrehungszähler
- h* Wasserauslaßthermometer
- i* Zündpunktstellung
- k* Brennstoffbehälter
- l* Brennstoffmeßanlage
- m* Wage
- n* Anlasser
- o* Umschalter
- p* Amperemeter
- q* Feldregelung (grob)
- r* Wärmeregler (fein)
- t* Dynamometer-Feldschalter
- u* Sicherungen
- v* Dynamometer-Hauptschalter
- w* Tachometer.

Abb. 8. Gesamtanordnung der Versuchsanlage.

II. Die Detonation.

Der Vorgang der Detonation besteht anscheinend darin, daß im Zylinder eine Explosionswelle erregt wird. Der Vorgang tritt ein, wenn die Geschwindigkeit der Entflammung des zuerst entzündeten Teils der Gemischladung so groß ist, daß dieser Teil der Ladung infolge seiner Expansion den noch nicht entflammten Teil der Ladung über ein bestimmtes Maß hinaus vor sich her verdichtet. Wenn die Temperatursteigerung, die die Verdichtung des unverbrannten Gemisches durch den brennenden Teil der Ladung hervorruft, den Grad übersteigt, bei dem die Ladung ihre Wärme noch mit einer gewissen Sicherheit durch Leitung, Berührung usw. abgeben kann, dann entzündet sich der Rest der Ladung von selbst plötzlich und fast gleichzeitig in seiner ganzen Masse, so daß eine Explosionswelle entsteht, die hammerartig gegen die Zylinderwände schlägt und, rückkehrend, den zuerst entzündeten Teil der Ladung noch höher verdichtet. Dadurch steigt die Temperatur dieses Teiles noch weiter und damit auch die Temperatur etwaiger benachbarter isolierter oder teilweise isolierter Teile in der Nähe, so daß hierdurch in kurzer Zeit Selbstentzündung auftritt. Hiernach scheint es ziemlich sicher, daß die Detonation vor allen Dingen von der Brenngeschwindigkeit des zuerst entzündeten Teiles der Ladung abhängt, und man hätte daher zu entdecken, wovon in Wirklichkeit diese Geschwindigkeit abhängt.

Turbulenzerscheinungen, deren Wirkung hier aus anderen Gründen unschätzbar ist, scheinen die Detonation nur wenig in der einen oder andern Richtung zu beeinflussen. Wird der Verbrennungsraum so gestaltet, daß darin sehr starke Wirbelungen eintreten, so kann man im allgemeinen eine ausgesprochene Abnahme der Neigung zur Detonation beobachten; aber in solchen Fällen könnte man wohl die Abnahme der Neigung zur Detonation auch weniger der Wirbelung als dem Umstand zuschreiben, daß der Weg, der der Zündflamme bei ihrer Ausbreitung von der Zündkerze aus zur Verfügung steht, außergewöhnlich kurz ist. Neuere Versuche an einer Vielventil-Maschine, bei der man das Maß der Wirbelbildung durch Abschalten von Einlaßventilen verändern konnte, haben jedenfalls bewiesen, daß dieses Abschalten auf die Neigung zur Detonation keinerlei Einfluß ausübt.

Bis vor kurzem hatte man immer angenommen, daß die Detonation von der Endtemperatur der Verdichtung abhängig sei; das schien zunächst auch ziemlich einleuchtend, stimmte aber ganz sicher nicht mit den wirklichen Beobachtungen überein. Der Unterschied in der Endtemperatur der Verdichtung beträgt beispielsweise bei Verdichtungsverhältnissen von 4 : 1 und 6 : 1 in Wirklichkeit nur etwa 39° C, was durch Unterschiede im Grad der Vorwärmung des Gemisches mit

Leichtigkeit mehr als aufgewogen werden kann. Trotzdem lehrt die praktische Erfahrung, daß beispielsweise bei verhältnismäßig gutem Benzin die Detonation beim Verdichtungsverhältnis 4 : 1 selbst dann nicht einsetzt, wenn das Gemisch übermäßig stark vorgewärmt wird, daß aber beim Verdichtungsverhältnis 6 : 1 die Detonation auch dann unweigerlich auftritt, wenn überhaupt nicht vorgewärmt wird und wenn sogar die Zylindermäntel ganz kalt sind. In dieser Verbindung zeigt Abb. 9 ungefähr die Steigerung der Endtemperaturen der Verdichtung für Verdichtungsverhältnisse von 4 : 1 bis 8 : 1, wenn man annimmt, daß in allen Fällen der Grad der Vorwärmung und die innere Verdampfungswärme gleich hoch sind und wenn man die Abhängigkeit von Menge und Temperatur der Verbrennungsrückstände vom

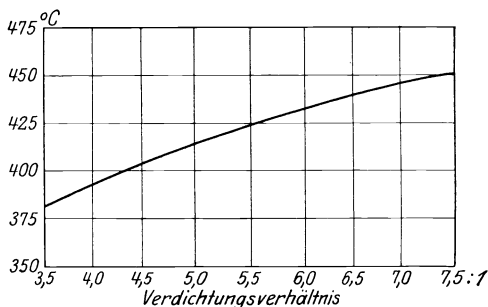


Abb. 9. Endtemperatur der Verdichtung für theoretisch richtige Benzin-Luft-Gemische.

wechselnden Verdichtungsverhältnis berücksichtigt. Sorgfältige Versuche zeigten anscheinend ganz deutlich, daß die Detonation mit der Endtemperatur der Verdichtung nur in sehr losem Zusammenhang steht, dagegen sehr genau vom Enddruck der Verdichtung abhängt. Man konnte daher annehmen, daß es der Druck und nicht die Temperatur des Gemisches ist, der die Anfangsgeschwindigkeit der Entflammung und damit die Neigung zur Detonation beeinflusst. Dies schien verständlich; es deckte sich auch mit den wirklichen Ergebnissen und leistete als Erklärung für die Vorgänge gute Dienste, bis die Chemiker den Einwand erhoben, daß die Geschwindigkeit, womit die Verbrennung unter diesen Bedingungen stattfindet, ganz allgemein durch verhältnismäßig kleine Druckunterschiede nur in geringem Maße beeinflusst werde.

Erst vor ganz kurzer Zeit haben Tizard und Pye sorgfältige Forschungen über die Vorgänge bei der Detonation angestellt. Da es den Rahmen des Buches überschreiten würde, ihre Überlegungen im vollen Umfang wiederzugeben, so sollen hier nur die Schlußfolgerungen dieser Arbeit folgendermaßen zusammengefaßt werden:

1. Die Detonation hängt in erster Linie, obgleich nicht ausschließlich, von der Brenngeschwindigkeit des zuerst entzündeten Teiles der Ladung ab. Hierin bestätigen die genannten Forscher die Richtigkeit der bisher üblichen Anschauung.

2. Die Brenngeschwindigkeit nimmt schon bei geringer Steigerung der Temperatur sehr stark zu. Ob diese Zunahme eine genügend hohe

Geschwindigkeit ergibt, um Detonation hervorzurufen oder nicht, hängt davon ab, wie sich die Geschwindigkeit der Wärmeentwicklung durch den verbrennenden Teil des Gemisches zu der Geschwindigkeit des Wärmeabganges infolge von Verlusten verhält.

3. Ob die Brenngeschwindigkeit irgendeines Teiles des Gemisches so hoch werden kann, daß sie Detonation hervorruft, hängt, soweit die praktischen Betriebsbedingungen der Maschine in Betracht kommen, weder von der Endtemperatur, noch vom Enddruck der Verdichtung, sondern eher von der höchsten Verbrennungstemperatur ab.

4. Bei gleichbleibendem Mischungsverhältnis der Ladung hängt die höchste Verbrennungstemperatur in erster Linie von ihrer verhältnismäßigen Verdünnung durch nicht brennbare Gase oder im Zylinder

vorhandene Auspuffrückstände ab; sie hängt allerdings auch von der Endtemperatur der Verdichtung ab, aber während sich diese Temperatur über einen weiten Bereich von verschiedenen Verdichtungsverhältnissen nur wenig ändert, wirkt die Änderung des Anteils an Verbrennungsrückständen im selben Bereich in viel höherem Maß verdünnend auf die Ladung und herabmindernd auf die Temperatur der Verbrennung. Ein

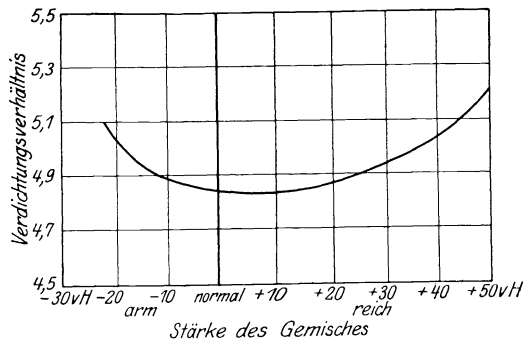


Abb. 10. Abhängigkeit des dem Beginn der Detonation entsprechenden Verdichtungsverhältnisses vom Mischungsverhältnis der Ladung bei Betrieb mit von aromatischen Anteilen freiem Benzin unter gleichbleibenden Bedingungen.

Unterschied von 1 vH im Gewichtsanteil der Auspuffreste ändert die Verbrennungstemperatur um etwa 22°C , was etwa einer Veränderung des Verdichtungsverhältnisses von 4 : 1 auf 5 : 1 entsprechen würde.

5. Wird die Verbrennungstemperatur durch Schwächung des Gemisches erniedrigt, so kann man sofort sehr viel höhere Verdichtungsgrade anwenden. Praktisch kann man allerdings, außer bei Betrieb mit Wasserstoff, das Gemisch nicht so weitgehend schwächen, daß seine Verbrennungstemperatur merklich niedriger wird, da innerhalb der engen Zündgrenzen, die zur Verfügung stehen, durch die Verdünnung des Gemisches mit Luft nur das Maß der Dissoziation vermindert, aber die Verbrennungstemperatur nicht erheblich beeinflusst wird. Abb. 10 zeigt auf Grund von Versuchen, wie wenig sich das dem Beginn der Detonation entsprechende Verdichtungsverhältnis innerhalb eines weiten Bereiches von Mischungsverhältnissen ändert. Bei

diesen Versuchen lief die Maschine bei voll geöffneter Drossel mit gleichbleibender Drehzahl und bei gleichbleibender Temperatur, und der Verdichtungsgrad wurde bei jedem Mischungsverhältnis so eingestellt, daß gerade die Detonation einsetzte.

Mit Wasserstoff bei homogenem armem Gemisch und mit Benzin bei künstlich verdünntem Gemisch konnte der Betrieb mit einem Verdichtungsverhältnis von etwa 7,0 : 1 noch aufrechterhalten werden, ohne daß die leiseste Spur von Detonation auftrat. Dabei betrug der Brennstoffgehalt des Gemisches im Mittel 50 vH des theoretischen.

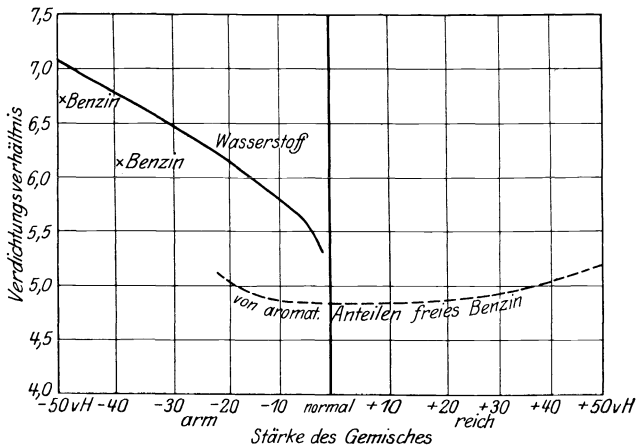


Abb. 11. Abhängigkeit des dem Beginn der Detonation entsprechenden Verdichtungsverhältnisses vom Mischungsverhältnis der Ladung. Voll ausgezogen: Betrieb mit Wasserstoff; gestrichelt: Betrieb mit von aromatischen Anteilen freiem Benzin. Die Versuchspunkte \times entsprechen dem Betrieb mit von aromatischen Anteilen freiem Benzin bei künstlich verdünntem Gemisch.

Abb. 11 zeigt die Ergebnisse ähnlicher Versuche bei Betrieb mit Wasserstoff, doch war hier das Gemisch so arm, wie man es nur mit diesem Brennstoff erreichen kann. Andererseits war es aber unmöglich, die Zündgrenzen bei Betrieb mit Wasserstoff nach der Seite der wasserstoffreichen Gemische hin zu erweitern, weil, sobald das Gemisch Wasserstoff im Überschuß enthielt, sofort Rückzündungen durch das Einlaßventil eintraten.

Bei normalem homogenem Gemisch hängt hiernach die Neigung zur Detonation tatsächlich vom Enddruck der Verdichtung ab, aber nicht etwa, wie man angenommen hatte, deswegen, weil der Druck den Eintritt der Detonation irgendwie bestimmt, sondern eher deshalb, weil bei jeder wirklichen Maschine der Enddruck der Verdichtung schon an sich ein Maß für den verhältnismäßigen Anteil an unbrennbaren Auspuffgasen bildet, der im Zylinder zurückgeblieben ist. In der

Praxis kann man diesen Einfluß des Enddruckes der Verdichtung nur dann von der Detonation trennen, wenn man mit Wasserstoff, mit künstlich verdünnten Gemischen oder mit Zuführung unbrennbarer Verdünnungsgase arbeitet und hierdurch geringen mittleren Brennstoffgehalt der Ladung erreichen kann.

Die Theorie von Tizard haben ferner noch andere Versuche bestätigt:

a) Wurden die Auspuffrückstände durch Ausspülen des Zylinders mit Luft künstlich beseitigt, so trat die Detonation selbst bei niedrigen Enddrücken der Verdichtung sofort heftig auf.

b) Wurden dagegen noch mehr Auspuffgase auf dem Weg über den Vergaser in den Zylinder eingeführt, so konnte man die Verdichtung je nach der zugeführten Gasmenge fast bis zu beliebiger Höhe steigern. Abb. 12 und 13 zeigen, in welchem Maß sich das Verdichtungsverhältnis

beim Betrieb mit einer Benzinsorte, die sonst schon bei einem Verdichtungsverhältnis von 4,85 : 1 Detonation hervorrief, erhöhen ließ, wenn man verschiedene Mengen von Auspuffgasen zufügte und dann jedesmal die Verdichtung

bis zum Eintritt von Detonation erhöhte. Die Wirksamkeit eines derartigen nicht brennbaren Gases in bezug auf das Verhindern von Detonation ist anscheinend ziemlich genau proportional seiner spezifischen Wärme, d. h. seinem unmittelbaren Einfluß auf die Verbrennungstemperatur.

Die Art der Brennstoffe und die Detonation. Ganz allgemein scheint aus den praktischen Versuchen an der Maschine und aus den Forschungen von Tizard hervorzugehen, daß zwei Merkmale das Auftreten von Detonation bestimmen:

1. Die Selbstzündungstemperatur des Gemisches Brennstoff-Luft.
2. Die Zunahme der Brenngeschwindigkeit beim Überschreiten der Zündtemperatur.

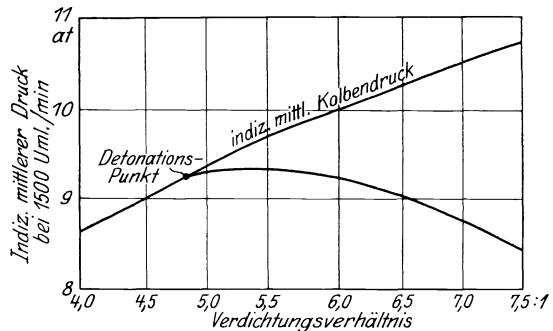


Abb. 12. Mittlerer Kolbendruck bei Einführung gekühlter Auspuffgase in den Zylinder.

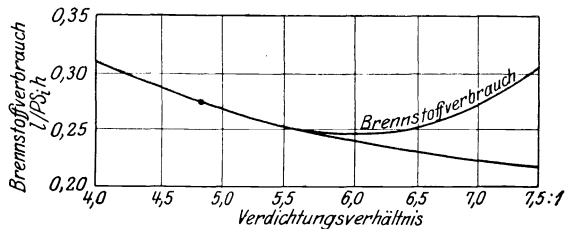


Abb. 13. Brennstoffverbrauch bei Einführung gekühlter Auspuffgase in den Zylinder.

Beide Merkmale, die wahre Selbstzündungstemperatur, wenn man einen solchen Ausdruck überhaupt brauchen kann, und die Zunahme der Brenngeschwindigkeit, hängen anscheinend in erster Linie von der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes ab.

Genau genommen gibt es aber keine Selbstzündungstemperatur eines Gemisches aus Brennstoff und Luft, denn jedes Gemisch von Brennstoff und Luft kann sich in einer gewissen Zeit bei fast jeder Temperatur chemisch verbinden. Bei Kohlenwasserstoff-Brennstoffen erhöht sich die Geschwindigkeit, womit sich diese Vereinigung vollzieht, auf das Dreifache, wenn die Temperatur um 3 vH steigt. Praktisch ist also der Bereich der Temperaturen, wo die Brenngeschwindigkeit brauchbare Höhe behält, nur gering.

In diesem Zusammenhang ist das besonders eigenartige Verhalten von Schwefelkohlenstoff erwähnenswert. Dieser Brennstoff hat eine außerordentlich niedrige Selbstzündungstemperatur, so daß man, wenn man ihn ganz rein im Motor verwenden will, bereits bei einem Verdichtungsverhältnis von 3,6 : 1 mit Frühzündungen rechnen muß. In Mischung mit Benzin wirkt dagegen Schwefelkohlenstoff ziemlich stark der Neigung zur Detonation entgegen, so daß man höhere Verdichtungsverhältnisse als bei Betrieb mit Benzin allein erreichen kann. Die Versuche haben ergeben, daß gerade bei Schwefelkohlenstoff die Brenngeschwindigkeit mit der Temperatur in viel geringerem Maß als bei Kohlenwasserstoffen steigt, daß sie sich erst bei 7 vH Steigerung der Temperatur verdreifacht, und nicht schon bei 3 vH, wie bei allen Kohlenwasserstoffen.

Grenzen der Zündfähigkeit. Solange kein freier Wasserstoff vorhanden ist, unterscheiden sich die verschiedenen leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffe mit Bezug auf die Grenzen der Zündfähigkeit nur wenig; diese Grenzen sind allerdings im Vergleich mit Leuchtgas oder anderen gasförmigen Brennstoffen sehr eng. Selbstverständlich kommt, soweit es sich um den Wirkungsgrad handelt, nur der Bereich der Zündfähigkeit nach der Seite der brennstoffarmen Gemische in Betracht. Die Zündfähigkeit der brennstoffreichen Gemische, d. h. der Punkt, bei dem das Gemisch wegen Überreichtum an Brennstoff nicht mehr zündet, hat verhältnismäßig geringes praktisches Interesse.

Schon weiter oben wurde darauf hingewiesen, daß die Grenzen der Zündfähigkeit der armen Gemische von allergrößter Wichtigkeit sind; denn solange hierbei der Brennstoff vollkommen verbrennt, ist die Verbrennungstemperatur um so niedriger, und damit der Wirkungsgrad um so höher, je ärmer an Brennstoff das Gemisch ist. Bei vollkommener Verbrennung nimmt die Verbrennungstemperatur ziemlich genau proportional der Stärke des Gemisches ab. Leider wird die Verbrennung bereits unvollkommen und schleppend, wenn das Gemisch

um ungefähr 15 vH weniger Brennstoff enthält, als der vollständigen Verbrennung entspricht. Zwischen 12 und 18 vH Brennstoffmangel des Gemisches gleichen sich der Verlust durch unvollkommene und verschleppte Verbrennung und der Gewinn wegen der niedrigeren Verbrennungstemperatur noch ungefähr aus.

Über 18 vH Brennstoffmangel hinaus beginnt dagegen der nutzbare Wirkungsgrad schnell zu sinken. Die Brenngeschwindigkeit wird so gering, daß sich die Verbrennung über den ganzen Auspuffhub hinzieht und infolgedessen die frische Ladung beim Eintritt in den Zylinder entzündet, was das bekannte Rückschlagen in die Saugleitung

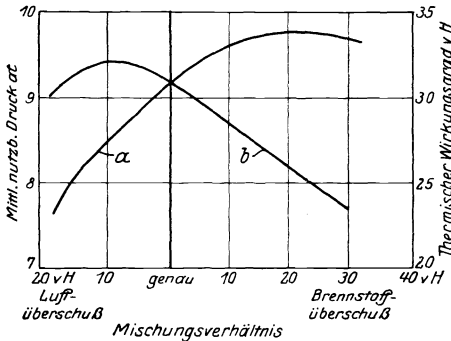


Abb. 14. Mittlerer nutzbarer Kolbendruck und thermischer Wirkungsgrad bei verschiedenen Mischungsverhältnissen und fest eingestelltem Zündzeitpunkt. Brennstoff: Benzin.

a Mittlerer nutzbarer Kolbendruck
b Thermischer Wirkungsgrad.

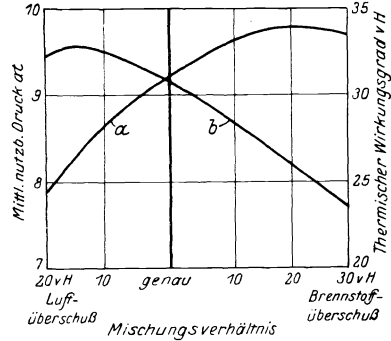


Abb. 15. Mittl. nutzbarer Kolbendruck und thermischer Wirkungsgrad bei verschiedenen Mischungsverhältnissen und günstigster Einstellung des Zündzeitpunktes. Brennstoff: Benzin.

a Mittlerer nutzbarer Kolbendruck
b Thermischer Wirkungsgrad.

hervorrufen. Dieses Zurückschlagen kann man jedoch in begrenztem Maße durch Vorverlegen des Zündzeitpunktes vermeiden und so den Bereich der Verwendbarkeit brennstoffarmer Gemische etwas erweitern. Um aber ein Gemisch mit nur 20 vH Brennstoffmangel mit guter Wirkung verbrennen zu können, müßte man bereits so übermäßige Vorzündung anwenden, daß man sie praktisch nicht mehr ausführen könnte.

In Abb. 14 ist der kennzeichnende Zusammenhang zwischen thermischem Wirkungsgrad, mittlerem indiziertem Kolbendruck und Mischungsverhältnis bei unveränderlicher Einstellung des Zündzeitpunktes dargestellt. Das Mischungsverhältnis ist hierbei durch den Brennstoff- oder den Luftüberschuß gegenüber dem theoretischen Mischungsverhältnis gekennzeichnet. In Abb. 15 ist eine ähnliche Abhängigkeit dargestellt, doch wurde hier die Zündung zwischen 10

und 20 vH Brennstoffmangel des Gemisches jedesmal auf den günstigsten Zeitpunkt eingestellt und bis um ungefähr 30° vorverlegt. In beiden Fällen wurden der mittlere Kolbendruck und der thermische Wirkungsgrad auf Grund von unmittelbaren Messungen und als Mittelwerte aus einer großen Zahl von Versuchen mit verschiedenen Brennstoffen ermittelt. Das Mischungsverhältnis, das vollständige Verbrennung, d. h. ohne Brennstoff- oder Luftüberschuß ergibt (theoretisches Mischungsverhältnis), ist durch die starken Ordinaten gekennzeichnet. Rechts davon ist das Gemisch an Brennstoff, links davon ist es an Luft zu reich.

Abb. 16 zeigt die Ergebnisse ähnlicher Versuche mit Spiritus als Brennstoff; hier ist zu beachten, daß der mittlere indizierte Kolbendruck, der auch bei Betrieb mit

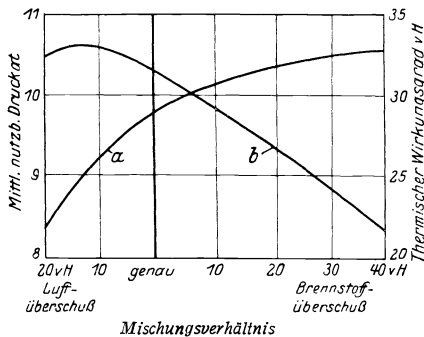


Abb. 16. Mittlerer nutzbarer Kolbendruck und thermischer Wirkungsgrad bei verschiedenen Mischungsverhältnissen und günstigster Einstellung des Zündzeitpunktes. Brennstoff: Spiritus.

a Mittlerer nutzbarer Kolbendruck
b Thermischer Wirkungsgrad.

wirken, die Leistung bei steigendem Brennstoffgehalt des Gemisches zu steigern. Andererseits nimmt jedoch die spezifische Wärme der Verbrennungsrückstände in dem Maße zu, als der Brennstoff nur teilweise verbrannt wird, was im entgegengesetzten Sinne wirkt. Bei Benzin und Benzol nimmt nun der mittlere Kolbendruck mit wachsendem Brennstoffüberschuß des Gemisches nur wenig zu, weil die innere Verdampfungswärme des Brennstoffes gering ist und sich die übrigen Einflüsse mehr oder weniger ausgleichen. Benzol hat allerdings eine höhere innere Verdampfungswärme als Benzin, und man kann auch reichere Gemische damit verwenden, weil der Brennstoff gleichartig zusammengesetzt ist, aber auf der anderen Seite bleibt bei Benzol die Zunahme an spezifischem Volumen hinter derjenigen von Benzin zurück, so daß der Unterschied im Gesamtergebnis klein bleibt. Spiritus

hat jedoch eine viel höhere innere Verdampfungswärme und außerdem nimmt das spezifische Volumen mit wachsendem Brennstoffgehalt des Gemisches in höherem Maße zu; daher steigt der mittlere Kolbendruck bei reicherem Gemisch bis zu einer viel höheren Grenze als bei einem der anderen Brennstoffe.

Die Grenzen der Zündfähigkeit des Gemisches nach der brennstoffarmen Seite hin sind bei allen 3 Brennstoffen ebenso wie auch bei allen bekannten leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen im wesentlichen die gleichen.

Aus den Abb. 14 bis 16 ist zu entnehmen, daß der thermische Wirkungsgrad bei 10 bis 18 vH Luftüberschuß des Gemisches seine höchsten Werte erreicht; sobald der Luftüberschuß über 20 vH steigt, wird der Verbrennungsvorgang bereits so schleppend, daß der Gang der Maschine ungleichmäßig wird und leicht Fehlzündungen sowie Rückschläge der Zündung durch das Einlaßventil auftreten können. Die Ergebnisse beruhen alle auf Versuchen an Einzylindermaschinen. Bei einer Mehrzylindermaschine ist es selbst bei bestem Entwurf der Gemisch-Verteilanlage praktisch unmöglich, die Gemischzusammensetzung in allen Zylindern auf mehr als etwa 10 bis 20 vH genau gleichmäßig zu erhalten. Liefert z. B. der Vergaser im Mittel ein Gemisch mit 15 vH Luftüberschuß, so muß man hiernach stets damit rechnen, daß ein oder mehrere Zylinder mit Gemisch von 20 bis 25 vH Luftüberschuß arbeiten müssen, und daß daher Fehlzündungen oder Rückschläge in den Vergaser auftreten.

Wegen dieser unvermeidlichen Ungleichmäßigkeiten in der Gemischverteilung darf man daher in der Praxis selbst bei den besten Maschinen 10 vH Luftüberschuß des Gemisches hinter dem Vergaser nicht überschreiten. Bei solcher Einstellung des Vergasers erhalten einige Zylinder das genau theoretisch richtige Gemisch für vollständige Verbrennung, andere dagegen Gemisch mit bis zu 20 vH Luftüberschuß, und der günstigste erreichbare Wirkungsgrad ist um etwa 1,5 vH niedriger als der bei einer Einzylindermaschine erreichbare.

Aus Rücksicht auf die Zylinder, die zu armes Gemisch erhalten, und um Rückzündungen in diesen Zylindern zu vermeiden, muß man somit einen oder mehrere andere Zylinder mit reicherem Gemisch arbeiten lassen, als dem günstigsten Brennstoffverbrauch entsprechen würde; der indizierte thermische Wirkungsgrad einer Mehrzylindermaschine ist aus diesem Grunde immer niedriger als der einer Einzylindermaschine, und je mehr Zylinder aus einer Gemischquelle gespeist werden, um so niedriger ist vergleichsweise dieser Wirkungsgrad.

Zusammengefaßt:

1. Der nutzbare Bereich der Mischungsverhältnisse nach der Seite der armen Gemische hin ist bei allen leicht flüchtigen Kohlenwasserstoff-

brennstoffen sehr eng begrenzt, weit enger jedenfalls als bei den meisten gasförmigen Brennstoffen.

2. Wegen dieses engen Bereichs der Mischungsverhältnisse und wegen der unvermeidlichen Ungleichmäßigkeiten in der Verteilung des Gemisches kann man Mehrzylindermaschinen nicht mit Gemisch von der wirtschaftlich günstigsten Zusammensetzung versorgen. Ihr spezifischer Brennstoffverbrauch ist daher immer etwas höher als der eines Einzelzylinders. Um wieviel der Verbrauch höher ist, hängt von der Anzahl der Zylinder ab, die aus einem Vergaser gespeist werden, und selbstverständlich auch von der Güte der Verteilanlage für das Gemisch.

3. Alle Brennstoffe ergeben bei Betrieb mit überreichem Gemisch etwas höhere Leistungen als beim Betrieb mit dem theoretisch richtigen Gemisch, das vollständige Verbrennung ermöglicht. Bei Spiritusbetrieb ist dieser Gewinn an Leistung sehr erheblich und erreicht bei sehr reichen Gemischen fast 10 vH.

4. Einzylindermaschinen, die mit Benzin oder Benzol laufen, erreichen ihre höchste Wirtschaftlichkeit etwa bei 92 bis 94 vH der Volleistung; Mehrzylindermaschinen erreichen aus den oben angegebenen Gründen bei Betrieb mit den gleichen Brennstoffen nur eine etwas niedrigere Wirtschaftlichkeit bei etwa 96 bis 97 vH der Volleistung.

Die Temperaturen des Kreisprozesses. Aus den bisher bekanntgewordenen Versuchswerten und Angaben kann man mit ziemlich hoher Genauigkeit die Temperaturänderungen während des Kreisprozesses einer Verbrennungsmaschine bei Betrieb mit flüssigen Kohlenwasserstoffbrennstoffen ableiten.

Die erste Temperatur, die bestimmt werden muß, ist die Temperatur am Ende des Saughubes, weil von ihr alle anderen Temperaturen des Kreisprozesses abhängen. Diese Temperatur ist auch unmittelbar wichtig, weil sie den volumetrischen Wirkungsgrad der Maschine bestimmt.

Die Temperatur am Ende des Saughubes hängt von der Temperatur am Ende der Auspuffperiode ab, die sich nach Vermischung der frischen Ladung mit den Auspuffrückständen im Verdichtungsraum einstellt. Man berechnet sie daher genau nur durch ein Näherungsverfahren, wobei man die Temperatur der Auspuffrückstände annimmt, und auf Grund dieser Annahme die Temperaturen des Kreisprozesses bestimmt. Dann ändert man die Annahme über die Temperatur der Auspuffrückstände so lange, bis sie mit den berechneten Temperaturen des gesamten Kreisprozesses im Einklang steht. Glücklicherweise sind schon sehr bedeutende Änderungen der Temperatur der Auspuffrückstände notwendig, um die Temperatur bei Beginn des Saughubes merklich zu ändern, so daß sich die angenommene und die errechnete Temperatur nicht allzu genau zu decken brauchen.

Da ein bestimmtes Beispiel immer anschaulicher wirkt, sei ein Zylinder mit einem Hubraum von 1310,9 cm³ bei 2000 Uml./min betrachtet. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 5:1 beträgt dann der Gesamthalt des Zylinders 1638,6 cm³. Ferner seien folgende Betriebsbedingungen angenommen:

Mittlere Temperatur des Kühlwassermantels	60° C
Von außen der Ladung für je einen Kreisprozeß der Maschine zugeführte Wärmemenge (durch Vergaserheizung usw.)	0,0126 kcal
Druck im Zylinder am Ende des Saughubes	0,985 at abs
Druck im Zylinder am Ende des Auspuffhubes	1,034 at abs
Mittlere Temperatur der Außenluft	15,56° C

Diese Annahmen entsprechen ungefähr mittleren praktischen Verhältnissen. Der Brennstoff sei ein erstklassiges Benzin, das z. B. 50 vH Paraffine, 35 vH Naphthene und 15 vH aromatische Kohlenwasserstoffe enthalte. Äthylalkohol und Benzol sollen besonders betrachtet werden. Die hier maßgebenden Eigenschaften dieser Brennstoffe sind:

	Brennstoffe		
	Benzin	Benzol	Äthylalkohol
Spezifisches Gewicht	0,740	0,884	0,798
Unterer Heizwert in kcal/kg	10550	9700	6575
Innere Verdampfungswärme in kcal/kg	75,1	95,7	220,4
Verdampfpunkt in °C	71 bis 205	80	77,8
Änderung des spezifischen Volumens bei der Verbrennung des theoretisch richtigen Gemisches vH	+5,0	+1,3	+6,5
Theoretisch richtiges Mischungsver- hältnis für vollständige Verbren- nung (nach Gewicht)	14,3 : 1	13,2 : 1	8,95 : 1
Bei der Verbrennung freiwerdende Energie ohne Berücksichtigung der Änderung des spez. Volumens. mkg/l	390	396	384

Man betrachte zuerst die Verhältnisse beim Betrieb mit Benzin: Bei Beginn des Saughubes enthält der Zylinder 327,7 cm³ heiße Auspuffreste von atmosphärischem Druck, deren Temperatur, wie später gezeigt werden soll, ungefähr 1166,6° C abs beträgt. Um den Wärmehalt dieser Gase mit demjenigen der frischen Ladung zu vergleichen, rechnet man zweckmäßig das Volumen dieser Gase auf normale Bedingungen von Druck und Temperatur um. Das Volumen der Auspuffreste beträgt dann

$$327,7 \cdot \frac{273}{1166,6} = 76,7 \text{ cm}^3.$$

Die eintretende Ladung besteht aus Luft von rd. 15,56° C und einer geringen Menge von Brennstoff, der ganz oder teilweise verdampft ist.

Für die vollständige Verbrennung beträgt das Verhältnis der Gewichte von Luft und Brennstoff bei Betrieb mit Benzin 14,3:1. Die innere Verdampfungswärme von 1 kg Benzin beträgt 75,1 kcal. Diese Wärme müssen 14,3 kg Luft abgeben, deren spezifische Wärme bei konstantem Druck 0,237 beträgt. Die Abkühlung der Luft infolge der Verdampfung des Brennstoffs beträgt daher

$$\frac{75,1}{14,3 \cdot 0,237} = 22,2^\circ \text{C}.$$

Für die hier in Betracht kommende Luftmenge beträgt die Wärmeabgabe bei der Abkühlung um 1°C 0,000304 kcal, so daß die Verdampfung des Brennstoffs $22,2 \cdot 0,000304 = 0,00675$ kcal beansprucht. Von den Zylinderwänden, deren Temperatur etwa 60°C beträgt, und von den noch heißeren Oberflächen der Ventile und des Kolbens nimmt die Ladung ungefähr 0,00763 kcal/l oder im vorliegenden Fall 0,01008 kcal für jeden Kreisprozeß der Maschine auf. Der Reingewinn der unverbrannten Ladung an fühlbarer Wärme beträgt also

$$0,01008 + 0,0126 - 0,00675 = 0,0159 \text{ kcal},$$

bezogen auf einen Kreisprozeß, wodurch die Temperatur des Gemisches unter der Annahme, daß der Brennstoff vollständig verdampft, ungefähr von 35 auf $68,4^\circ \text{C}$ erhöht wird. Wenn die äußere Vorwärmung die Verdampfung des Brennstoffs nicht beendet, so geschieht dies sicher durch die Mischung mit den heißen Verbrennungsrückständen, außer wenn die Zerstäubung des Brennstoffs im Vergaser sehr unzulänglich ist. Hieraus folgt, daß die Temperatur am Ende des Saughubes, unabhängig davon, in welchem Zeitpunkte die innere Verdampfungswärme verbraucht wird, immer gleich bleibt, sofern nur die Verdampfung des Brennstoffs beendet ist, bevor die Verdichtung beginnt.

Der Zylinder enthält nun $1310,9 \text{ cm}^3$ frische Ladung mit der Temperatur von $68,4^\circ \text{C}$ oder $341,4^\circ \text{C}$ abs und mit dem Druck von $0,985 \text{ at}$ abs. Auf normale Verhältnisse von Temperatur und Druck reduziert, ergibt dies:

$$1310,9 \cdot \frac{0,985}{1,033} \cdot \frac{273}{341,4} = 1000 \text{ cm}^3.$$

Der volumetrische Wirkungsgrad des Zylinders beträgt dann $\frac{1000}{1310,9} = 76,2 \text{ vH}$, was z. B. mit den bei der erwähnten Versuchseinzylindermaschine bei $10,16 \text{ m/s}$ Kolbengeschwindigkeit und ähnlichen Temperaturbedingungen gefundenen Werten des volumetrischen Wirkungsgrades gut übereinstimmt, s. Abb. 17.

Da als Volumen der Verbrennungsrückstände, reduziert auf normalen Druck und normale Temperatur, weiter oben $76,8 \text{ cm}^3$ festgestellt

worden sind, so beträgt das Volumen des gesamten Gemisches aus den Verbrennungsrückständen und der frischen Ladung bei normalem Druck und normaler Temperatur

$$1000 + 76,8 = 1076,8 \text{ cm}^3.$$

Diese Gasmenge erfüllt einen Raum von $1638,6 \text{ cm}^3$ bei einem Druck von $0,985 \text{ at abs.}$ Ihre Temperatur beträgt daher:

$$\frac{1638,6 \cdot 0,985}{1,033 \cdot 1076,8} \cdot 273 = 398,5^\circ \text{ C abs oder } 125,5^\circ \text{ C.}$$

Das kann man im vorliegenden Falle auf etwa $\pm 5^\circ \text{ C}$ genau als die Temperatur am Ende des Saughubes ansehen. Die wichtigsten Fehlerquellen dieser Berechnung sind:

1. Die Temperatur der Auspuffgase. Da jedoch ihre Masse entsprechend kleiner wird, wenn ihre Temperatur steigt, so hat selbst ein großer Fehler in der Annahme dieser Temperatur nur wenig Einfluß auf die Temperatur am Ende des Saughubes.

2. Die aus den Zylinderwänden usw. aufgenommene Wärmemenge. Dies ist tatsächlich ein etwas zweifelhafter Wert; er beruht aber auf Versuchen an der erwähnten Einzylindermaschine bei verschiedenen Temperaturen des Kühlwassers. Mittels eines elektrischen Widerstandes im Ansaugrohr wurden dabei bestimmte Wärmemengen solange zugeführt, bis der volumetrische Wirkungsgrad und daher auch die Temperatur am Ende des Saughubes jedesmal dieselbe Größe erreichte. Durch Vergleich der bei verschiedenen Manteltemperaturen von außen zugeführten Wärmemengen war es möglich, die Wärmemengen zu schätzen, die im ganzen aus den Zylinderwänden und anderen heißen Flächen aufgenommen wurden.

3. In den meisten Fällen ist die Wärmemenge, die der Ladung vor ihrem Eintritt in den Zylinder zugeführt wird, sehr unbestimmt, da sie im praktischen Betrieb entweder vom Auspuff oder vom Kühlwasser geliefert wird. Bei Versuchen empfiehlt es sich deswegen, elektrische Vorwärmung zu verwenden, so daß die Wärmemenge leicht und genau gemessen werden kann.

Bei Betrieb mit Benzol statt mit Benzin findet man, daß die Temperatur am Ende des Saughubes infolge der höheren inneren Verdampfungswärme und der größeren Brennstoffmenge, die das theoretisch

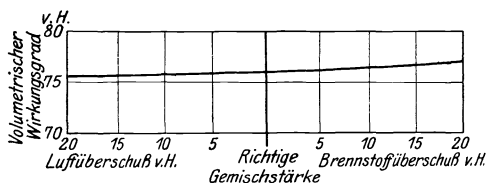


Abb. 17. Beobachtete volumetrische Wirkungsgrade (reduziert auf Norm.-Druck und Temp.) bei verschiedenen Mischungsverhältnissen. Verdichtungsverhältnis 5,0:1, äußere Wärmezufuhr 0,0126 kcal für einen Kreisprozeß. Brennstoff: Benzin.

richtige Gemisch mit Luft benötigt, niedriger ist, nämlich etwa 112°C beträgt. Der volumetrische Wirkungsgrad ist entsprechend höher, etwa 78,5 vH. Die Temperatur der Auspuffgase kann hierbei, wie bei Benzin, mit $1166,6^{\circ}\text{C}$ abs angenommen werden.

Im dritten Fall, bei Betrieb mit Äthylalkohol, haben die außerordentlich hohe innere Verdampfungswärme und der große Anteil an Brennstoff im theoretisch richtigen Gemisch eine noch stärkere Abkühlung zur Folge, so daß unter den gleichen Voraussetzungen die Temperatur am Ende des Saughubes selbst nach Vermischung der frischen Ladung mit den Auspuffrückständen nur $19,5^{\circ}\text{C}$ beträgt; der entsprechende volumetrische Wirkungsgrad erreicht daher den Wert von 104,3 vH.

Bei solchen Temperaturen kann aber der Brennstoff in der kurzen Zeit, die zur Verfügung steht, bis zum Ende des Saughubes nicht vollständig verdampft sein, so daß eine solche Berechnung in diesem Falle nicht anwendbar ist. Der Versuch zeigt, daß die niedrigste Temperatur, bei der die Verdampfung von Spiritus bis zum Beginn der Verdichtung vollständig beendet werden kann, etwa in der Gegend von 65°C liegt. Es empfiehlt sich also, den Fall zu betrachten, wo durch ausreichende Vorwärmung diese Temperatur erreicht wird. Der volumetrische Wirkungsgrad beträgt dann 90 vH, und 37 vH des Brennstoffs müssen durch die von außen zugeführte Wärme verdampft werden; also müssen $0,37 \cdot 0,036 = 0,0133$ kcal für jeden Kreisprozeß zugeführt werden.

In Wirklichkeit findet man, daß der volumetrische Wirkungsgrad bei Betrieb mit Spiritus noch beträchtlich niedriger ist, nämlich 82 bis 83 vH, gegenüber 76 vH bei Betrieb mit Benzin. Das bedeutet, daß unter den üblichen Arbeitsbedingungen nur ein verhältnismäßig kleiner Teil des Alkohols tatsächlich bis zum Ende des Saughubes verdampft wird. Das ist auch hauptsächlich der Grund, warum wirksame Zerstäubung, die den Wärmeübergang von der Luft auf die Brennstoffteilchen beschleunigt, bei Betrieb mit Spiritus besonders erwünscht ist.

Die Ergebnisse dieser Betrachtung kann man folgendermaßen zusammenfassen:

Unter den oben angeführten Voraussetzungen, die man, ausgenommen vielleicht für den Spiritusbetrieb, als mittlere Bedingungen der Praxis ansehen kann, betragen die Temperatur am Ende des Saughubes und der volumetrische Wirkungsgrad:

Brennstoff	Temperatur am Ende des Saughubes $^{\circ}\text{C}$	Volumetrischer Wirkungsgrad vH
Benzin	125,5	76,2
Benzol	112	78,5
Spiritus	65	90,0

Bei einem Gemisch mit 20 vH Brennstoffmangel betragen diese Werte:

Brennstoff	Temperatur am Ende des Saughubes °C	Volumetrischer Wirkungsgrad vH
Benzin	128,4	75,5
Benzol	116,6	77,6
Spiritus	65	89,6

Bei Betrieb mit Spiritus müssen dem theoretisch richtigen Gemisch noch 0,0083 kcal und bei armem Gemisch noch 0,0073 kcal für jeden Kreisprozeß von außen zugeführt werden, wenn man vollständige Verdampfung erreichen will. Zu beachten ist, daß die oben angegebenen volumetrischen Wirkungsgrade das Volumen von Luft und von Brennstoffdampf und nicht das Volumen der Luft allein berücksichtigen.

Verdichtungstemperatur. Während des Verdichtungshubes werden Brennstoff und Luft fast adiabatisch auf ein Fünftel ihres anfänglichen Volumens zusammengedrückt. Beim Beginn der Verdichtung liegt die Temperatur des Gemisches, wenn man Betrieb mit Benzin oder Benzol voraussetzt, etwas unter der mittleren Oberflächentemperatur des Zylinders, so daß das Gemisch zuerst Wärme aufnimmt, aber im späteren Teil des Hubes wieder Wärme abgibt. Für diese Brennstoffe kann als mittlerer Exponent der Verdichtungslinie bei einer Maschine, die mit 2000 Uml./min läuft, etwa 1,35 angenommen werden. Bei Betrieb mit Spiritus sind die Verhältnisse nicht ganz ebenso, denn:

1. Die Temperatur am Ende des Saughubes ist bedeutend niedriger als die Temperatur der Zylinderwände, so daß das Gemisch schon im ersten Teil des Verdichtungshubes erheblich erwärmt wird.

2. Da der Spiritus einen erheblichen Teil der ganzen Ladung bildet (11 vH nach dem Gewicht), so verringert er den mittleren Exponenten der Verdichtungslinie des Gemisches, da der Exponent κ der Adiabate von Spiritusdampf nur 1,13 gegenüber 1,4 für Luft beträgt.

3. Ein beträchtlicher Teil des Brennstoffs befindet sich zudem am Ende des Saughubes noch in flüssigem Zustand, wenn während des Ansaugens keine Wärme von außen zugeführt wird, und ein Teil der Verdichtungswärme wird daher verbraucht, um diesen flüssig gebliebenen Brennstoff zu verdampfen. Wir wollen aber diesen Einfluß vorläufig unberücksichtigt lassen und annehmen, daß man für das theoretisch richtige Spiritusgemisch mit $\kappa = 1,33$ rechnen kann.

Die absolute Temperatur am Ende des Verdichtungshubes kann man bei Betrieb mit Benzin oder Benzol dadurch finden, daß man die

absolute Temperatur am Ende des Saughubes mit $5^{(1,35-1)} = 1,755$ multipliziert. Dies ergibt als Endtemperatur der Verdichtung:

für Benzin:	{	theoretisch richtiges Gemisch	699° C abs
		20 vH Brennstoffmangel	704° C abs
für Benzol:	{	theoretisch richtiges Gemisch	675° C abs
		20 vH Brennstoffmangel	683° C abs.

In allen diesen Fällen beträgt der Enddruck der Verdichtung

$$0,985 \cdot 5^{1,35} = 8,66 \text{ at abs}$$

oder 7,66 at Überdruck.

Bei Betrieb mit Spiritus sind die Temperaturen am Ende des Saughubes bei theoretisch richtigem und bei Gemisch mit Brennstoffmangel gleich, so daß auch die Endtemperatur der Verdichtung ohne Rücksicht auf die innere Verdampfungswärme des noch flüssig vorhandenen Brennstoffes für beide Fälle

$$338 \cdot 5^{(1,33-1)} = 575^\circ \text{ C abs}$$

beträgt.

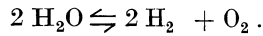
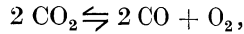
Bei theoretisch richtigem Gemisch fehlen noch, wie oben gezeigt, 0,0133 kcal für jeden Kreisprozeß, um den am Ende des Saughubes noch flüssigen Teil des Brennstoffs zu verdampfen. Das ruft einen Temperaturabfall von 37,2° C hervor, so daß die tatsächliche Endtemperatur der Verdichtung nur 537,8° C abs oder 264,8° C beträgt. Bei Gemisch mit 20 vH Brennstoffmangel fehlen nur 0,0073 kcal für jeden Kreisprozeß, so daß die Endtemperatur der Verdichtung nur auf 554° C abs oder 281° C steigt.

Der unberichtigte Enddruck der Verdichtung beträgt $0,985 \cdot 5^{1,33} = 8,375$ at abs. Die Abkühlung infolge der Verdampfung des Brennstoffs vermindert diesen Wert auf 7,81 at abs für das theoretisch richtige Gemisch und auf 8,06 at abs für das Gemisch mit 20 vH Brennstoffmangel.

Verbrennungstemperaturen. Da die Verbrennung bei konstantem Volumen stattfindet, so dient die gesamte chemische Energie, die im Gemisch aufgespeichert ist, abzüglich der Verluste an die Wände der Verbrennungskammer, dazu, die innere Energie der Ladung zu steigern. Es ist aber sehr wohl bekannt, daß der naheliegende Weg, die Temperaturzunahme bei der Verbrennung zu berechnen, indem man die anfallende Wärmemenge durch die spezifische Wärme des Gemisches bei gewöhnlicher Temperatur dividiert, Werte ergibt, die viel zu hoch, praktisch sogar doppelt so hoch wie die in Wirklichkeit erreichten sind. Diese Unstimmigkeit beruht auf folgenden drei Einflüssen:

1. Die spezifische Wärme der Gase, aus denen sich das Gemisch zusammensetzt, nimmt mit steigender Temperatur zu.

2. Bei hohen Temperaturen zerfallen die bei der Verbrennung entstehenden Verbindungen, CO_2 und Wasser, unter Aufnahme von Wärme in Kohlenoxyd und Sauerstoff sowie in Wasserstoff und Sauerstoff nach den Formeln



3. Durch Strahlung und Leitung geht Wärme an die Wände des Verbrennungsraumes verloren.

Die spezifische Wärme der Gase, aus denen sich die Ladung zusammensetzt, und der Umfang der Zersetzung bei irgendeiner Temperatur wurden durch unmittelbaren Versuch bestimmt. Die Verluste an den Kühlmantel können dagegen nur aus Versuchen an der wirklichen Maschine geschätzt werden. Die Energiemenge, welche die Gase bei der Verbrennung in der Form von fühlbarer Wärme aufnehmen, kann man leicht berechnen, da die spezifische Wärme eines Gases bei konstantem Volumen durch Änderung des Druckes oder Vermischung mit anderen Gasen unbeeinflusst bleibt. Leider wird jedoch der Umfang der Zersetzung von CO_2 und Wasser von Druckänderungen beeinflusst, und in Fällen wie dem vorliegenden, wo zwei verschiedene Arten von Spaltungen das gleiche Ergebnis (nämlich Sauerstoff) liefern, spielt auch das Verhältnis, in dem diese Gase vorhanden sind, eine Rolle. Das macht die Berechnung der tatsächlich aufgenommenen Energie etwas verwickelt und außerordentlich mühselig. Tizard und Pye haben diese Berechnung aber sehr erschöpfend durchgeführt, so daß hier die Ergebnisse mitgeteilt werden können. Am bequemsten kann man diese Ergebnisse darstellen, indem man die gesamte innere Energie des Gemisches bei irgendeiner Temperatur in Abhängigkeit von der Temperatur aufträgt. Da die Größe der inneren Energie in jeder Stufe des Prozesses leicht gefunden werden kann, so lassen sich die entsprechenden Temperaturen gleich ablesen.

Auf Grund der Arbeiten von Tizard und Pye¹⁾, die sich auf den Versuchsergebnissen von Pier und Bjerrum²⁾ aufbauen, ist das Diagramm Abb. 18 entworfen; dieses enthält zugleich eine von J. F. Alcock³⁾ entwickelte Konstruktion, wonach man auf zeichnerischem Wege die Temperaturen am Anfang und am Ende des Expansionshubes mit ausreichender Genauigkeit bestimmen kann. Wegen des bereits erwähnten Einflusses von Druck und Zusammensetzung der Ladung auf den Grad der Zersetzung muß man beim Entwurf eines derartigen Diagramms, wenn es für einen angemessenen weiten Bereich von Betriebsbedingungen

¹⁾ Automobile Engineer, Februar und März 1921.

²⁾ Z. f. physikal. Chemie 1912.

³⁾ Mitarbeiter des Verfassers.

Geltung haben soll, bis zu einem gewissen Grade Kompromisse schließen und mit Mittelwerten rechnen.

Beispielsweise bezieht sich die in Abb. 18 gezeichnete Energielinie, streng genommen, nur auf ein vollständig verbrennendes Benzol-Luftgemisch bei einem Verdichtungsverhältnis von 5 : 1. Immerhin ist die Wirkung, die eine Änderung des Verdichtungsverhältnisses hervorruft,

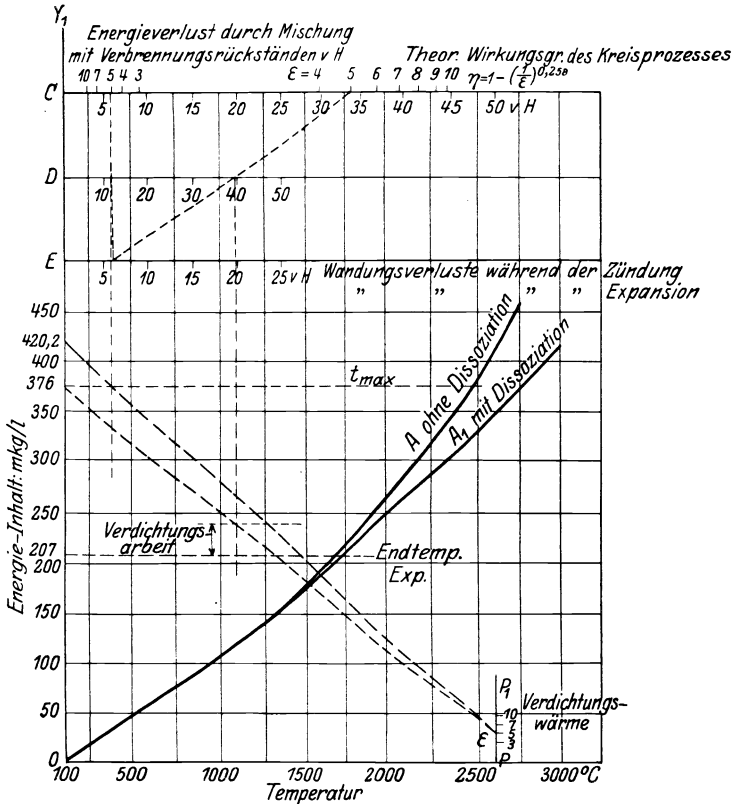


Abb. 18. Energiediagramm des Kraftmittels von Verbrennungsmaschinen für Betrieb mit leicht verdampfbaren Brennstoffen.

innerhalb der Grenzen, die für die Verbrennung bei konstantem Volumen in Betracht kommen, zu vernachlässigen; das gleiche gilt für den Ersatz von Benzol durch irgendeinen anderen Brennstoff aus Kohlenwasserstoffen. Bei Brennstoffen, wie Spiritus oder Äther, wird allerdings der Fehler wegen der Unterschiede in der spezifischen Wärme der Verbrennungsgase beträchtlich. Genau genommen kann man das Diagramm auch nicht für Gemische anwenden, die ärmer oder reicher als das theoretisch richtige Gemisch sind, obgleich auch hier wieder die Fehler

innerhalb der brauchbaren Grenzen des Mischungsverhältnisses und bei homogenem Gemisch nur sehr gering sind.

Die innere Energie ist in Abb. 18 in mkg/l , reduziert auf den Normalzustand (Ordinaten), über den Temperaturen (Abszissen) aufgetragen, wobei die Linie OA mit und die Linie OA_1 ohne Berücksichtigung des Wärmeverbrauchs bei der Spaltung von CO_2 und H_2O gilt. Der Unterschied zwischen den beiden Linien stellt somit die durch Spaltung gebundene chemische Energie dar. Die Energie 0 ist bei 100°C angenommen, da dies als mittlere Temperatur bei Beginn der Verdichtung gelten kann. Die Abweichungen von diesem Wert sind verhältnismäßig klein und üben nur wenig Einfluß auf die Verbrennungs- und Auspufftemperaturen aus. Die weiter unten für den Gebrauch der Schaulinie gegebene Anweisung sei durch ein Zahlenbeispiel ergänzt, das für folgende Werte durchgeführt ist. (Die entsprechenden Konstruktionslinien sind gestrichelt eingezeichnet.)

Verdichtungsverhältnis	5 : 1
Energieinhalt	390 mkg/l
Wärmeverlust während der Verbrennung	6 vH^1)
Wärmeverlust während der Expansion	6 vH^1)

Drei Umstände beeinflussen in einem wirklichen Motor die Temperatur, die bei der Verbrennung eines Gemisches von gegebenem Energieinhalt erreicht wird:

1. Die Erwärmung des Gemisches durch die Verdichtung.
2. Die Kühlverluste durch die Wände des Verbrennungsraumes während der Verbrennung.
3. Die Verdünnung des Gemisches durch Vermengung mit Verbrennungsrückständen.

Der Einfluß unter 1. wird im Diagramm dadurch berücksichtigt, daß man die Verdichtungswärme je nach dem Verdichtungsgrad abzieht. Sie ist auf der Achse $P-P_1$ unten im Schaubild für die verschiedenen Verdichtungsverhältnisse ε dargestellt. Der wahre Energieinhalt erscheint dann über der Verdichtungswärme auf der Ordinatenachse OY_1 . Im vorliegenden Beispiel sind die angegebenen 390 mkg/l Energieinhalt des Gemisches über den 30,2 mkg/l Verdichtungsenergie aufgetragen, so daß als Gesamtenergie 420,2 mkg/l erreicht werden; von dieser sind aber die Verluste zu 2. und 3. abzuziehen.

Auf der wagerechten Teilung C ist der wirkliche Energieverlust infolge der Verdünnung des Gemisches durch Auspuffrückstände in vH unter der Annahme aufgetragen, daß die Temperatur dieser Gase 1166°C abs beträgt. Die Einteilung E ergibt in vH die Kühlverluste während der Verbrennung. Diesen Verlust trägt man in der Größe

¹⁾ Die tatsächliche Höhe dieser Verluste wird weiter unten untersucht werden.

auf, die sich auf Grund von vorhergehenden Versuchen für die gewählte Bauart des Verbrennungsraumes als wahrscheinlich ergibt, nämlich für das vorliegende Beispiel mit 6 vH. Verbindet man diese beiden Punkte der Teilungen C und E , so erhält man im Schnittpunkt mit der Teilung D die Summe dieser beiden Verlustarten, also im vorliegenden Beispiel 11,5 vH.

Um diesen Wert in das Schaubild zu übertragen, fällt man eine Senkrechte von dem erhaltenen Schnittpunkt aus. Durch eine zweite Gerade verbindet man den Punkt auf der Ordinatenachse OY_1 , welcher dem gesamten Energieinhalt des Gemisches entspricht (420,2 mkg/l), mit dem Verdichtungspunkt (5) auf der Achse PP_1 , die in der gleichen Höhe wie 100 vH der Teilung D gezogen wird. Die Wagerechte durch den Schnittpunkt dieser beiden Geraden schneidet auf der Ordinatenachse OY_1 die noch für die Expansion übrigbleibende Energie (376 mkg/l) und auf der Energietemperaturkurve die wirkliche Entzündungstemperatur $t_{\max} = 2475^\circ \text{C}$ ab.

Der Temperaturabfall während des Expansionshubes hängt von der nach außen abgegebenen Arbeit und von dem Wärmeverlust an die Wände ab. Die nutzbare theoretische Leistung ist in vH vom Wärmeinhalt des Gemisches mit Hilfe der Formel $\eta = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0,258}$ rechts auf dem Maßstab C dargestellt, wobei der Mittelwert des Exponenten der Expansion 0,258 alle Wärmeverluste durch Spaltungen und ähnliche Erscheinungen, jedoch nicht die Wandverluste während der Expansion berücksichtigt. Die Wandverluste während der Expansion sind auf der Teilung E aufgetragen. Verbindet man also wieder die beiden entsprechenden Punkte der Teilungen $C(5)$ rechts und $E(6)$, so erhält man wie vorher die Summe der Werte auf der Teilung D . Ein Lot aus diesem Punkte bringt man nun zum Schnitt mit der Linie, die den Punkt 376 auf der Ordinatenachse OY_1 mit dem Punkt 5 auf der Achse PP_1 verbindet. Da die Gesamtarbeit während der Expansion die Summe aus der nutzbaren und der Verdichtungsarbeit ist, die im angeführten Beispiel 30,2 mkg/l beträgt, so trägt man diese von dem eben erhaltenen Schnittpunkt abwärts auf, um den Energieinhalt der Gase am Ende des Expansionshubes, im vorliegenden Falle 207 mkg/l, zu erhalten. Die entsprechende Endtemperatur der Expansion wird mit 1675°C wieder an der Energiekurve abgelesen.

Bei dem wirklichen Beispiel, das den Versuchen an der erwähnten Maschine mit veränderlicher Verdichtung entnommen wurde, beträgt die höchste Verbrennungstemperatur auf Grund des Diagramms in Abb. 18 bei theoretisch richtigem Gemisch von 390 mkg/l Energieinhalt und bei dem Verdichtungsverhältnis von 5:1 unter Berücksichtigung der hinzukommenden Verdichtungswärme und der

Verluste durch Wandabkühlung während der Verbrennung sowie infolge der Verdünnung des Gemisches durch Auspuffrückstände 2475°C , entsprechend einem Energieinhalt von 376 mkg/l bei normalem Druck und normaler Temperatur. Beim Verdichtungsverhältnis von $5:1$ beträgt der thermische Wirkungsgrad, bezogen auf die gemessene indizierte Arbeit, 31 vH . Hiervor entfallen 5 vH auf die Änderung des spezifischen Volumens des Gemisches infolge der Verbrennung, so daß die Wärmeabgabe während der Expansion

$$390 \cdot 0,31 \cdot \frac{100}{105} = 115,1\text{ mkg/l}$$

beträgt. Hierzu kommen $30,2\text{ mkg/l}$ Verdichtungsarbeit, die während der Expansion zurückgewonnen werden, sowie 6 vH von $390=23,7\text{ mkg/l}$ Wandverluste während der Expansion; damit wird die Gesamtwärmeabgabe während der Expansion 169 mkg/l , so daß als Energieinhalt der Gase am Ende der Expansion 207 mkg/l verbleiben; dies stimmt mit dem unter gleichen Bedingungen im Schaubild gefundenen Wert überein. Die entsprechende Endtemperatur beträgt 1675°C .

Es sei bemerkt, daß der Wärmeverlust während der Expansion, obgleich er die Endtemperatur der Expansion unmittelbar beeinflußt, nur einen geringen Einfluß auf den wirklichen Wirkungsgrad ausübt. Bei der Konstruktion des Diagramms ist dies aber vernachlässigt, da die Wärme zum großen Teil erst im späteren Verlauf des Hubes abgegeben wird, wo ihr Wert geringer ist. Ein weiterer Fehler des Diagramms, der im Interesse der Einfachheit in den Kauf genommen wurde, besteht darin, daß als Wandverlust während der Expansion ein Teil der während der Verbrennung nutzbar gewordenen Wärme in Abzug gebracht wird, während dieser Verlust eigentlich als ein Teil der gesamten im Brennstoff verfügbaren Wärme berechnet werden müßte. Der Fehler, der hierdurch entsteht, ist aber nur sehr gering; er beträgt im vorliegenden Beispiel

$$23,7 \cdot \frac{390 - 376}{376} = 9,3\text{ mkg/l},$$

kann also vernachlässigt werden.

Am Ende des Expansionshubes beträgt die Temperatur der Gase etwa 1675°C oder 1948°C abs , wie oben angegeben, und ihr Druck $4,925\text{ at abs}$. Sobald sich das Auspuffventil öffnet, entspannen sich die Gase schnell bis auf den Druck der Außenluft, wobei ihre Temperatur im Verhältnis von $\left(\frac{1,033}{4,925}\right)^{\frac{k-1}{k}}$, $k \approx 1,30$, abnimmt. Die Temperatur der Gase sinkt hierbei auf 1360°C abs und infolge der Wärmeverluste während des Auspuffhubes noch weiter bis auf rd. 1166°C abs .

Eine ähnliche Rechnung ergibt für den Betrieb mit Äthylalkoholgemisch als Temperatur der Auspuffrückstände 1082°C abs.

Kennt man die Temperatur an irgendeiner Stelle des Kreisprozesses, so kann man den entsprechenden Druck natürlich leicht ermitteln. In dem oben besprochenen Beispiel für Betrieb mit Benzin beträgt der Druck am Ende der Verdichtung $8,65$ at abs und die Temperatur 698°C abs. Da die Temperatur nach der Verbrennung 2480°C oder 2753°C abs und das Verhältnis der spezifischen Volumina vor und nach Verbrennung $1,05$ beträgt, so beträgt der Druck bei Beginn der Expansion

$$8,65 \cdot 1,05 \cdot \frac{2753}{698} = 35,75 \text{ at abs} \quad \text{oder} \quad 34,75 \text{ at Überdruck.}$$

Am Ende des Expansionshubes hat sich das Volumen auf das Fünffache vergrößert und die Temperatur auf 1948°C abs erniedrigt. Der Druck beträgt daher:

$$\frac{8,65}{5} \cdot 1,05 \cdot \frac{1948}{698} = 5,075 \text{ at abs} \quad \text{oder} \quad 4,075 \text{ at Überdruck.}$$

Der Verbrennungsdruck, den man auf diese Weise berechnet, ist etwas höher als er in Wirklichkeit erreicht wird, weil die Brenngeschwindigkeit des Gemisches nur eine begrenzte Größe hat. Das rundet die Spitze des Arbeitsdiagramms etwas ab, auf den thermischen Wirkungsgrad hat das aber keinen wesentlichen Einfluß.

Bei Betrieb mit Benzol betragen die Temperaturen am Anfang und am Ende der Expansion 2470 und 1670°C , die entsprechenden Drücke $35,48$ und $5,05$ at abs oder $34,48$ und $4,05$ at.

Auf Grund der vorstehenden Überlegungen kann man somit ein Indikatordiagramm entwerfen, das die Drücke und Temperaturen des Kreisprozesses unter normalen Arbeitsbedingungen beispielsweise für einen kleinen aber wirtschaftlich arbeitenden Einzylindermotor von den festgesetzten Abmessungen bei einer Geschwindigkeit von 2000 Uml./min angibt. Der Einfluß der Zylindergröße auf die Leistung soll weiter unten behandelt werden, er spielt jedoch, wie man sehen wird, keine sehr wichtige Rolle, ebensowenig in angemessenen Grenzen die Umdrehungszahl, vorausgesetzt daß sie genügend hoch ist, d. h. 1000 Uml./min oder mehr beträgt. Unter 1000 Uml./min beginnen nämlich bei den betrachteten Zylinderabmessungen die Wärmeverluste an die Zylinderwände fühlbar zu werden und die Leistung merklich zu beeinflussen.

Das in Abb. 19 wiedergegebene Indikatordiagramm gilt daher nur unter den oben angeführten Bedingungen, ändert sich aber innerhalb weiter Unterschiede in der Zylindergröße oder Drehzahl nur wenig, solange der Verbrennungsraum seine wirtschaftliche Form behält und

genügende Wirbelung darin vorhanden ist, um die Verbrennung schnell über die ganze Masse des Gemisches auszubreiten.

Hat man den thermischen Wirkungsgrad, den volumetrischen Wirkungsgrad und die gesamte innere Energie des Brennstoff-Luftgemisches bestimmt, so kann man auch den mittleren nutzbaren Kolbendruck und damit die Nutzleistung der Maschine berechnen, indem man den thermischen Wirkungsgrad, die gesamte innere Energie (in mkg/1 · 0,1) und den volumetrischen Wirkungsgrad miteinander multipliziert.

In dem behandelten Beispiel mit dem theoretisch richtigen, d. h. vollständig verbrennenden Gemisch ohne Brennstoff- oder Luftüberschuß beträgt der thermische Wirkungsgrad 31 vH. Bei einem Gemisch mit 20 vH Brennstoffmangel sollte dieser Wirkungsgrad wegen der niedrigeren Verbrennungstemperatur beträchtlich höher sein, aber in Wirklichkeit wird dies zum

Teil durch die viel geringere Brenngeschwindigkeit ausgeglichen, so daß der Wirkungsgrad nur auf etwa 32,5 vH steigt.

Die bei der Verbrennung von 1 l Benzin - Luftgemisch freiwerdende Energie ist oben mit 390 mkg angegeben worden. Sobald man jedoch

den Wert eines Brennstoffes vom Standpunkt der erzielbaren Leistung betrachtet, muß man diese Verbrennungsenergie mit der Änderung des spezifischen Volumens multiplizieren; wenn nämlich die Verbrennungsgase bei der gleichen Temperatur ein größeres Volumen einnehmen, so ist auch ihr Druck höher, auch wenn sich die Temperatur nicht ändert. Dieser Einfluß ist bei der Bestimmung der höchsten und der Enddrücke berücksichtigt, und er gilt auch insofern für den mittleren nutzbaren Kolbendruck, als dieser höher oder niedriger ist, je nachdem das spezifische Volumen infolge der Verbrennung größer oder kleiner wird. Hierin zeigt Benzin einen merklichen Vorteil gegenüber Benzol und Spiritus einen Vorteil gegenüber diesen beiden Brennstoffen.

Es empfiehlt sich, als „gesamte innere Wärme des Gemisches“ zum Unterschiede von dem durch die Verbrennung freiwerdenden Heizwert des Gemisches den Wärmewert zu bezeichnen, welcher auch schon die Änderung des spezifischen Volumens berücksichtigt, also das Produkt aus der durch die Verbrennung freigewordenen Wärme und dem

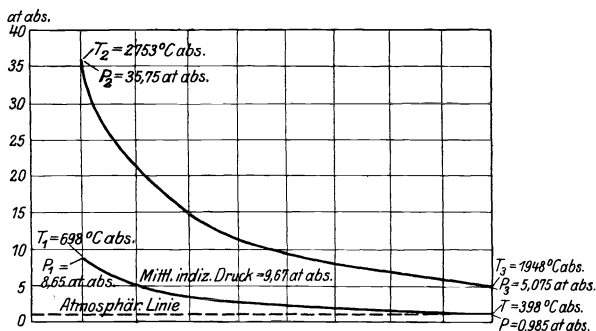


Abb. 19. Diagramm für theoretisch richtiges Benzolgemisch beim Verdichtungsverhältnis 1 : 5.

spezifischen Volumen des theoretisch richtigen Gemisches. Für die drei erwähnten Brennstoffe berechnet sich daher:

Brennstoff	Veränderung des spezifischen Volumens	Bei d. Verbrennung freiwerdende Energie bei norm. Druck u. norm. Temperatur	Gesamte innere Energie bei norm. Druck und norm. Temperatur
	vH	mkg/l	mkg/l
Benzin	+ 5,0	390	409,5
Benzol	+ 1,3	396	401,5
Spiritus	+ 6,5	376	400

Bei Betrieb mit Benzin und theoretisch richtigem Gemisch beträgt in dem gewählten Beispiel der thermische Wirkungsgrad 31 vH, die innere Energie des Gemisches 409,5 mkg/l und der volumetrische Wirkungsgrad 76,2 vH. Der indizierte mittlere Kolbendruck ist daher

$$0,31 \cdot (409,5 \cdot 0,1) \cdot 0,762 = 9,66 \text{ at.}$$

Bei Betrieb mit Benzol ergibt die gleiche Rechnung:

$$0,31 \cdot (401,5 \cdot 0,1) \cdot 0,785 = 9,69 \text{ at.}$$

Der Druck ist also unter allen Umständen genau so hoch wie bei Benzin, da sich die niedrigere innere Energie fast genau gegen den höheren volumetrischen Wirkungsgrad ausgleicht.

Bei Betrieb mit Spiritus ergibt die gleiche Rechnung als indizierten mittleren Kolbendruck 11,12 at. Dieser Wert setzt jedoch voraus, daß der volumetrische Wirkungsgrad 90 vH beträgt, was in Wirklichkeit aus den bereits angeführten Gründen nicht erreicht wird. Nimmt man als volumetrischen Wirkungsgrad 82,5 vH an, was etwa mit Versuchserfahrungen unter ähnlichen Bedingungen übereinstimmt, so erhält man als mittleren indizierten Kolbendruck $11,12 \cdot \frac{0,825}{0,9} = 10,2 \text{ at.}$ Dieser Wert stimmt mit den Versuchsergebnissen gut überein.

Bei Gemisch mit 20 vH Brennstoffmangel wird die gesamte innere Energie entsprechend geringer, andererseits steigt jedoch der thermische Wirkungsgrad wegen der niedrigeren Verbrennungstemperatur. Auch der volumetrische Wirkungsgrad ist nur ganz wenig geringer, weil der Einfluß der inneren Verdampfungswärme auf diesen Wirkungsgrad bei solchem Gemisch kleiner ist. Dementsprechend ergeben sich für Gemische mit Brennstoffmangel folgende Werte:

Brennstoff	Mittlerer indiz. Kolbendruck		Gemessener mittl. nutzbarer Kolbendruck bei theor. richtigem Gemisch at
	theor. richtiges Gemisch at	20 vH Brennstoffmangel at	
Benzin	9,67	8,3	9,57
Benzol	9,7	8,32	9,57
Spiritus	10,2	8,725	10,1

Wird nun das theoretisch richtige Gemisch durch Hinzufügen von 20 vH Brennstoff angereichert, so erhöht sich die gesamte innere Energie sehr wenig, weil das spezifische Volumen bei Vorhandensein von Brennstoffüberschuß bei der Verbrennung stärker wächst, obgleich eigentlich die bei Verbrennung einer Raumeinheit des Gemisches freiwerdende Wärme nicht zunimmt. Ebenso steigt auch der volumetrische Wirkungsgrad etwas infolge der größeren inneren Verdampfungswärme und schließlich auch der thermische Wirkungsgrad, bezogen auf den vollständig verbrannten Anteil des Brennstoffs, weil die Verbrennungstemperatur niedriger ist. Das Gesamtergebnis aller dieser Einflüsse ist, daß bei allen Brennstoffen außer bei Benzol der mittlere indizierte Kolbendruck um etwa 4,5 vH höher als bei theoretisch richtigem Gemisch ausfällt. Bei Benzol aber beträgt der Gewinn an Leistung wegen der geringen Änderung des spezifischen Volumens bei der Verbrennung bei Betrieb mit 20 vH Brennstoffüberschuß nur etwa 3 vH. Über 20 vH Brennstoffüberschuß hinaus ist weder bei Benzin- noch bei Benzolbetrieb ein Gewinn an Leistung erreichbar, weil die Brenngeschwindigkeit abnimmt. Bei Spiritusbetrieb dagegen steigt die Leistung noch ein wenig weiter, weil die innere Verdampfungswärme hoch ist und sich das spezifische Volumen bei der Verbrennung bedeutend vergrößert.

Die indizierten Leistungen, die man mit dem beschriebenen Zylinder erreichen kann, sind daher folgende:

Brennstoff	Indizierte Leistung		
	20 vH Brennstoffmangel PS	theoret. richtiges Gemisch PS	20 vH Brennstoffüberschuß PS
Benzin	15,5	18,07	18,86
Benzol	15,55	18,11	18,71
Spiritus	16,3	19,05	19,89

III. Die Wärmeverteilung in einer schnellaufenden Viertakt-Verbrennungsmaschine.

Es ist gebräuchlich, die Wärmeverteilung in einer Verbrennungsmaschine durch die Angabe der Anteile der Brennstoffwärme zu kennzeichnen, welche in indizierte Leistung umgewandelt, auf die Zylinderwände übergeleitet oder schließlich mit dem Auspuff abgeführt werden. Den letzterwähnten Anteil erhält man, indem man vom Heizwert des verbrauchten Brennstoffs die beiden ersterwähnten Wärmeanteile abzieht. Dieser Anteil schließt im allgemeinen auch die Verluste durch Strahlung ein.

Die beschriebene Art der Wärmeverteilung ist natürlich nur so lange zulässig, als man sich darüber klar bleibt, daß sie nicht mehr als einen bequemen Weg darstellt, die Wärmeverteilung in der Maschine zu messen und auszudrücken; und sie ist auch tatsächlich der einzige Weg, wonach man die Wärmeverteilung unmittelbar messen kann. Vielfach scheint man jedoch anzunehmen, daß sich die Wärme des Brennstoffs in der Maschine auch wirklich in dieser Weise verteilt, und aus dieser Annahme ergeben sich oft Irrtümer.

Den Anteil an der Gesamtwärme des Brennstoffs, der in indizierte Leistung umgewandelt wird, kann man leicht und vollkommen genau aus der bekannten, der Maschine zugeführten Wärmemenge und der von der Maschine entwickelten Leistung bestimmen. Auch die an die Zylinderwände abgeleitete und vom Kühlwasser mitgeführte Wärme kann man ziemlich genau ermitteln; man muß sich aber vergegenwärtigen, daß in dieser Wärmemenge folgende Anteile enthalten sind:

1. Die Wärme, die während des Vorganges der Verbrennung durch Strahlung, Leitung und Berührung abgegeben wird;
2. die Wärme, die während des Expansionshubes abgegeben wird;
3. die Wärme, die während des Auspuffhubes abgegeben wird.

Es ist geboten, jede einzelne dieser Wärmequellen getrennt von den anderen zu untersuchen.

Der Wärmeverlust während der Verbrennung. Die Dauer des Verbrennungsvorganges ist im Gegensatz zu der der Expansion verhältnismäßig gering; aber während dieser Zeit herrscht im Verbrennungsraum eine sehr hohe Temperatur, die bei den meisten leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen, wie Benzin, Benzol usw. zwischen 2300 und 2500 °C beträgt. Dazu kommt, daß sich während dieses Vorganges die Gase innerhalb des Verbrennungsraums in einem Zustand heftiger Bewegung befinden, so daß sie ihre Wärme sehr leicht durch Berührung usw. mit den Wänden abgeben.

Könnte man nun den Wärmeverlust an die Zylinderwandungen während dieses Zeitabschnittes durch irgendwelche Mittel unterdrücken, so könnte man die so gesparte Wärme mit dem gleichen Wirkungsgrad in indizierte Leistung umwandeln, den die Expansion, für sich allein betrachtet, d. h. also ohne Rücksicht auf die negative Arbeit während des Verdichtungshubes, hat, und der bei einem Verdichtungsverhältnis von 5:1 ungefähr 40 vH beträgt. Die übrigen 60 vH der so gewonnenen Wärme würden aber auf jeden Fall nach der Expansion im Auspuff verloren gehen.

Der Wärmeverlust während der Expansion. Die Wärmeverluste während der Expansion sind je nach dem Zeitpunkt der Expansion, in dem sie eintreten, ungünstig oder nicht ungünstig. Treten diese Wärmeverluste bei Beginn des Expansionshubes ein, so sind sie beinahe

genau so ungünstig, wie wenn Wärme während des Verbrennungsvorganges verloren geht, da man diese Wärme, wenn ihr Verlust unterblieben wäre, beinahe mit dem vollen Expansionsgrad hätte ausnutzen können. Andererseits ist die Wärme, die im letzten Teil der Expansion verloren geht, von sehr geringer Bedeutung; denn selbst wenn dieser Verlust verhindert worden wäre, hätte diese Wärmemenge während des Restes der Expansion doch nur wenig nützliche Arbeit leisten können, sondern wäre in jedem Falle beinahe vollständig in den Auspuff abgegangen.

Auf den ersten Blick scheint es, als ob die höheren Temperaturen und Drücke, die bei Beginn der Expansion herrschen, zur Folge haben müßten, daß auch die Verluste im ersten Teil der Expansion höher würden; demgegenüber muß man sich aber vergegenwärtigen, daß in dem Maß, als die Expansion fortschreitet und der Kolben niedergeht, ein immer größerer Teil der kalten Innenfläche des Zylinders für die Berührung mit den Gasen freigelegt wird. Auch nimmt die Temperatur während des Expansionshubes unter dem Einfluß der Spaltung und darauffolgenden Wiedervereinigung der Verbrennungsgase durchaus nicht so schnell ab, wie es vielleicht scheinen könnte; denn die Endtemperatur der Expansion beträgt selbst bei einem Verdichtungsverhältnis von 5:1 immer noch reichlich mehr als 1650°C .

Aus vorstehenden Betrachtungen geht hervor, daß es zwar üblich aber ganz bestimmt ungenau und irreführend ist, die Verluste während der Verbrennung und während der Expansion zusammenzulegen, als ob ihr Einfluß während der entsprechenden Vorgänge der gleiche wäre; denn im Gegensatz zu der während der Verbrennung verloren gehenden Wärme könnten von der Wärme, die im Mittel während der Expansion verloren geht, vielleicht nur etwa 20 vH in nutzbare Arbeit umgesetzt werden, während die übrigen 80 vH im Auspuff verloren gehen würden.

Die Wärmeverluste während des Auspuffhubes. Obgleich während des Auspuffhubes die Temperatur der Gase viel niedriger ist, wird doch während dieses Zeitabschnittes die Wärme mit großer Geschwindigkeit an das Kühlwasser abgegeben; denn abgesehen von dem normalen Wärmeübergang an die Zylinderwände, strömen die heißen Gase mit äußerst hoher Geschwindigkeit am Auspuffventil vorbei und durch ein kurzes Stück der Auspuffleitung aus, das immer noch innerhalb des Kühlwassermantels des Zylinders liegt und durch das umlaufende Wasser gekühlt wird. Von der gesamten Wärmemenge, die das Kühlwasser abführt, wird infolgedessen mindestens die Hälfte und oft mehr als die Hälfte vom Kühlwasser während des Auspuffhubes aufgenommen.

Der gesamte Wärmeverlust der Gase während des Auspuffhubes, der größte Teil der Wärmeverluste während der Expansion und ungefähr 60 vH der Wärme, die während der Verbrennung abgeleitet wird, wären

also eigentlich als Auspuffverluste zu buchen. Dazu kommt noch, daß ein wesentlicher Teil der Wärme, die das Kühlwasser ableitet, durch die Reibung des Kolbens an den Zylinderwänden erzeugt wird.

Es ist lehrreich, an einem bestimmten Beispiel so genau wie es irgend möglich ist, den wahren Gewinn im Wirkungsgrad festzustellen, den man erzielen würde, wenn man den gesamten Wärmeverlust an die Zylinderwände vermeiden könnte. Als guter Durchschnitt sei eine gut konstruierte und wirtschaftlich arbeitende Maschine mit einem Verdichtungsverhältnis von 5 : 1 betrachtet, bei der

- 32 vH der Brennstoffwärme in nutzbare Arbeit am Kolben umgewandelt,
- 28 vH der Brennstoffwärme durch das Kühlwasser abgeleitet und
- 40 vH der Brennstoffwärme als Restverlust auf die Rechnung der Auspuff- und anderen Verluste gesetzt werden.

Von der gesamten Wärme, die durch das Kühlwasser abgeführt wird (28 vH), stammen etwa 6 vH von den Verlusten an die Zylinderwand während des Verbrennungsvorganges, etwa 7 vH werden während der Expansion und die restlichen 15 vH während des Auspuffhubes aufgenommen. Ungefähr 40 vH von den während der Verbrennung abgegebenen 6 vH, also 2,4 vH der gesamten Brennstoffwärme, könnten bei Vermeidung dieses Verlustes als nutzbare Arbeit erscheinen; von den 7 vH, die während der Expansion verloren gehen, könnten bei Vermeidung dieses Verlustes etwa 20 vH, also 1,4 vH der gesamten Brennstoffwärme, nutzbar werden; die 15 vH der Brennstoffwärme, die während des Auspuffhubes verloren gehen, sind jedoch endgültig verloren. Obgleich somit insgesamt 28 vH der gesamten Brennstoffwärme vom Kühlwasser abgeführt werden, könnte man bei Vermeidung aller Wandverluste doch nur 3,8 vH unmittelbar in Arbeit am Kolben umsetzen. Der Wirkungsgrad der Maschine würde dabei von 32 vH auf 35,8 vH steigen, der Gewinn also kaum 12 vH betragen. Aber auch dieser Gewinn würde nicht vollständig erreicht werden; wenn nämlich die Wärmeverluste an die Zylinderwandungen unterbleiben, ergeben sich notwendigerweise entsprechend höhere Temperaturen der arbeitenden Gase mit dem Ergebnis, daß die Verluste infolge der Steigerung der spezifischen Wärme und der stärkeren Spaltung der Verbrennungsprodukte bei den höheren Temperaturen bedeutend zunehmen; der wirkliche Gewinn am Wirkungsgrad aus der Beseitigung aller Wandverluste wäre daher sehr klein, vielleicht nur von 32 vH auf 34,5 oder 35 vH.

Diese Rechnung zeigt klar, eine wie kleine Rolle die Wärmeverluste an die Zylinderwandungen in einer Verbrennungsmaschine spielen, und wie irreführend es ist, wenn man die Höhe dieser Verluste nach der vom Kühlwasser abgeführten Wärmemenge beurteilen will. Als erste Annäherung kann man annehmen, daß nur wenig mehr als 10 vH der

im Kühlwasser abgeführten Wärme unmittelbar in nutzbare Arbeit umgewandelt werden könnten, wenn keine Wandverluste auftreten würden.

In den Zahlentafeln 1, 2 und 3 ist die Wärmeverteilung der in Abb. 3 und 4 weiter oben dargestellten Versuchsmaschine von 114,2 mm Zyl.-Dmr. und 203 mm Hub mit veränderlicher Verdichtung auf Grund von Versuchen unter mehreren verschiedenen Betriebsbedingungen angegeben. Die entsprechenden Messungen wurden alle unter Umständen ausgeführt, die sehr hohe Genauigkeit verbürgen.

Zahlentafel 1. Gruppe A. Wärmeverteilung bei verschiedenen Drehzahlen und voll geöffneter Drossel. Das Gemisch hatte durchgehend annähernd 10 vH Brennstoffmangel, die Temperatur des Kühlwassers wurde gleichmäßig auf 60° C erhalten, die Wärmezufuhr zum Vergaser betrug 0,011 kcal für jede Umdrehung. Von den drei Versuchsreihen dieser Gruppe wurde die eine mit Äthylalkohol (95 vH), die andere mit Benzin (Sorte A), beide mit dem Verdichtungsverhältnis von 3,8 : 1, die dritte mit Äthylalkohol (95 vH) bei einem Verdichtungsverhältnis von 7 : 1 durchgeführt.

Zahlentafel 1. Gruppe A.

Brennstoff: Äthylalkohol (95 vH). Verdichtungsverhältnis: 3,8 : 1.				
Uml./min	975	1300	1500	1700
Kolbengeschwindigkeit m/s	6,61	7,81	10,16	11,5
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme . . vH	26,9	27,0	26,9	27,0
Durch Kühlwasser abgeführte Wärme . . . „	25,1	24,7	24,4	24,2
Durch Auspuff, Strahlung usw. „	48,0	48,3	48,7	48,8
Summe	100,0	100,0	100,0	100,0
Brennstoff: Benzin (Sorte A). Verdichtungsverhältnis: 3,8 : 1.				
Uml./min	975	—	1500	1700
Kolbengeschwindigkeit m/s	6,61	—	10,16	11,15
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme . . vH	25,9	—	26,1	26,1
Durch Kühlwasser abgeführte Wärme . . . „	30,4	—	28,0	27,0
Durch Auspuff, Strahlung usw. „	43,7	—	45,9	46,9
Summe	100,0	—	100,0	100,0
Brennstoff: Äthylalkohol (95 vH). Verdichtungsverhältnis: 7 : 1.				
Uml./min	975	1300	1500	—
Kolbengeschwindigkeit m/s	6,61	7,81	10,16	—
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme . . vH	37,6	38,1	38,3	—
Durch Kühlwasser abgeführte Wärme . . . „	25,4	24,3	23,9	—
Durch Auspuff, Strahlung usw. „	37,0	37,6	37,8	—
Summe	100,0	100,0	100,0	—

Man erkennt aus den Ergebnissen folgendes:

1. Der thermische Wirkungsgrad ist bei Betrieb mit Alkohol wegen der niedrigen mittleren Temperatur des Kreisprozesses beim gleichen Verdichtungsverhältnis wesentlich höher als bei Betrieb mit Benzin.

2. Aus dem gleichen Grunde wird verhältnismäßig weniger Wärme vom Kühlwasser abgeführt.

3. Der thermische Wirkungsgrad wird innerhalb weiter Grenzen durch Änderungen der Drehzahl der Maschine nur wenig beeinflusst.

4. Der Anteil an Wärme, den das Kühlwasser abführt, nimmt etwas ab, wenn die Drehzahl erhöht wird.

Die Versuchsergebnisse, die in Zahlentafel 2, Gruppe B zusammengestellt sind, wurden unter folgenden Bedingungen beobachtet: Der Motor lief mit gleichbleibender Drehzahl von 1500 Uml./min, entsprechend einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 10,16 m/s, und die Leistung wurde durch Drosseln verändert; das Gemisch hatte durchgehend etwa 10 vH Brennstoffmangel, die Zufuhr von Wärme im Vergaser betrug gleichmäßig 0,011 kcal für jede Umdrehung bei Vollast und wurde bei geringerer Leistung proportional verringert. Die Kühlwassertemperatur wurde gleichmäßig auf 60° C erhalten.

Zahlentafel 2. Gruppe B.

Brennstoff: Äthylalkohol (95 vH). Verdichtungsverhältnis: 5,45 : 1. Drehzahl: 1500 Uml./min.				
Belastung vH	100	80	60	40
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme . . vH	34,8	35,0	35,0	34,8
Durch Kühlwasser abgeführte Wärme . . . „	24,1	26,0	29,2	33,0
Durch Auspuff, Strahlung usw. „	41,1	39,0	35,8	32,2
Summe	100,0	100,0	100,0	100,0

Brennstoff: Benzin (Sorte A). Verdichtungsverhältnis: 5,45 : 1. Drehzahl: 1500 Uml./min.				
Belastung vH	100	80	60	40
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme . . vH	33,5	34,0	34,1	33,5
Durch Kühlwasser abgeführte Wärme . . . „	26,5	28,2	31,8	35,5
Durch Auspuff, Strahlung usw. „	40,0	37,8	34,1	31,0
Summe	100,0	100,0	100,0	100,0

Aus diesen Versuchen erkennt man:

1. Wenn der Zündzeitpunkt, wie es auch in diesen Fällen geschehen ist, mit abnehmender Belastung der Maschine vorgerückt und infolgedessen der verhältnismäßige Anteil an Auspuffrückständen im Zylinder vermehrt wird, so bleibt der thermische Wirkungsgrad der Maschine in weiten Grenzen der Belastung praktisch unveränderlich.

2. Mit abnehmender Belastung der Maschine geht ein immer größerer Anteil der Auspuffwärme in das Kühlwasser über.

Zuletzt wurde noch eine Versuchsreihe bei Betrieb mit Wasserstoff durchgeführt, Zahlentafel 3. Nur mit diesem Brennstoff ist es möglich, die Leistung in weiten Grenzen lediglich durch Änderung der Brennstoffmenge, d. h. durch qualitative Gemischregelung, zu verändern, ohne daß man künstliche Verdünnung des Gemisches zu Hilfe zu nehmen braucht. Die Versuche sind besonders beachtenswert, weil sie wohl die einzigen bis jetzt sind, bei denen die Leistung nur durch Änderung des mittleren Brennstoffgehalts des Gemisches geregelt wurde.

Zahlentafel 3.

Brennstoff: Wasserstoff.				
Verdichtungsverhältnis: 5,45 : 1.				
Drehzahl: 1500 Uml./min.				
Gemisch bei Vollast: 10 vH Brennstoffmangel.				
Belastung vH	100	80	60	40
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme . . vH	33,3	35,6	38,2	40,0
Durch Kühlwasser abgeführte Wärme . . . „	23,6	24,9	25,3	28,6
Durch Auspuff, Strahlung usw. „	43,1	39,5	36,5	31,4
Summe	100,0	100,0	100,0	100,0

Aus den Ergebnissen dieser Versuche erkennt man:

1. Der thermische Wirkungsgrad nimmt wegen der niedrigeren, mittleren Temperatur des Kreisprozesses schnell zu, wenn die Belastung verringert wird.

2. Der vom Kühlwasser aufgenommene Wärmeanteil erhöht sich etwas, wenn man die Belastung verringert, aber durchaus nicht in dem Maße wie bei den vorher mitgeteilten Versuchen, wo mit quantitativer Regelung des Gemisches gearbeitet wurde.

Sehr lehrreich dürfte es sein, die Ergebnisse, die bei Betrieb mit Wasserstoff erhalten wurden, mit den Ergebnissen der früheren Versuchsgruppen zu vergleichen. Bei allen diesen Versuchen wurde die Leistung dadurch verändert, daß man das in einem Kreisprozeß verarbeitete Gewicht an brennbarem Gemisch änderte, während die Temperatur praktisch konstant blieb. Bei den Versuchen mit Wasserstoff blieb dagegen das Gewicht der Ladung gleich, während sich die Temperatur änderte. Wie erwartet werden konnte, ändert sich auch der Wirkungsgrad mit den Temperaturen, d. h. er wird höher, wenn die mittlere Temperatur des Prozesses abnimmt. Nebenher zeigen die Ergebnisse der Versuche in Gruppe B auch, eine wie geringe Rolle die unmittelbar durch die Zylinderwände verloren gehende Wärme im praktischen Betrieb spielt; denn obgleich dieser Wärmeverlust verhältnismäßig wesentlich steigt, wenn bei gleichbleibender Temperatur das

Gewicht der Ladung verringert wird, bleibt der thermische Wirkungsgrad doch unverändert. Der geringe Einfluß, den selbst sehr wesentliche Änderungen in den Wärmeverlusten auf den thermischen Wirkungsgrad ausüben, liefert ein Bild dafür, wie gering diese Verlustquelle an und für sich sein muß. Daß im wirklichen Betrieb der thermische Wirkungsgrad durch solche Verluste nicht verschlechtert wird, kommt vielleicht daher, daß bei geringerem Gewicht der Ladung der Anteil an Verbrennungsrückständen in der Ladung höher wird, so daß die Temperatur der Verbrennung etwas niedriger wird; diese ganz geringe Abnahme der Verbrennungstemperatur hat wieder gerade soviel Gewinn an Wirkungsgrad zur Folge, daß die Zunahme an Wärmeverlust durch die Zylinderwände gerade ausgeglichen wird.

Aus den vorstehenden Beobachtungen und Versuchen kann man folgende Schlüsse ziehen:

1. Der unmittelbare Verlust an Wärme durch die Wandungen der Zylinder hat einen verhältnismäßig untergeordneten Anteil an der Wirkungsweise einer Verbrennungsmaschine. Selbst wenn man diese Verluste in ihrem vollen Umfang unterdrücken könnte, würden die Gewinne an Leistung und Wirkungsgrad nur der Umsetzung eines Mehrbetrages von 2,5 bis 3 vH der Brennstoffwärme entsprechen.

2. Von der vom Kühlwasser abgeführten Wärme könnte bei Fortfall der Wandverluste nur ein kleiner Teil in nutzbare Arbeit umgesetzt werden; bei weitem der größte Teil dieser Wärme würde im Auspuff wieder erscheinen.

3. Bei Betrieb mit voll geöffneter Drossel ist der Wärmefluß in das Kühlwasser nahezu proportional der Drehzahl der Maschine, d. h. das Verhältnis zwischen diesen beiden Größen bleibt fast konstant.

4. Wird die Leistung durch Drosseln verringert, so geht ein viel größerer Anteil der Wärme aus den Auspuffgasen in das Kühlwasser, ehe sie in die Auspuffleitung gelangen.

Man hat oft behauptet, der verhältnismäßig schlechte Wirkungsgrad eines Verbrennungsraumes mit großem Verhältnis von Oberfläche zu Rauminhalt sei eine Folge der erhöhten Wärmeverluste. Aus den eben angeführten Gründen geht jedoch hervor, daß diese Verluste keinen großen Einfluß haben können. Die wahrscheinlichste Ursache dieses verhältnismäßig schlechten Wirkungsgrades ist dagegen, wie weiter unten gezeigt werden wird, daß ein erheblicher Teil der Ladung aus Mangel an genügender Wirbelung in derartigen Verbrennungsräumen an den Wänden hängen bleibt und sich so stark abkühlt, daß er überhaupt nicht zur Verbrennung gelangt.

Der Einfluß der Temperatur im Kühlwassermantel. Man beobachtet oft, daß Maschinen höhere Leistung ergeben und wirtschaftlicher arbeiten, wenn die Kühlwassertemperatur hoch ist. Gewöhnlich führt

man dies, aber ganz zu Unrecht, darauf zurück, daß die Verluste durch Wärmeübergang auf die Zylinderwände bei höherer Temperatur des Kühlwassers geringer sind. Die Erscheinung beruht aber eher darauf, daß die angesaugte Luft und die Ansaugleitung im allgemeinen durch das umlaufende Kühlwasser vorgewärmt werden; ist also der Inhalt des Zylindermantels kalt, so ist es auch die Ansaugleitung mit dem Ergebnis, daß ein erheblicher Teil des Brennstoffs kondensiert, die Gemischverteilung schlecht wird und Leistung sowie Wirkungsgrad entsprechend beeinträchtigt werden. Es kommt noch hinzu, daß die Kolbenreibung von der Viskosität des Öles an den Zylinderwänden und diese wieder von der Temperatur der Wände abhängt.

Bei Maschinen, wo die Temperatur der ganzen Ansauganlage unabhängig von der Zylindertemperatur geregelt wird, ist der Einfluß der Kühlwassertemperatur auf die Leistung, wenn ein solcher überhaupt auftritt, bedeutend weniger bemerkbar. Er hängt dann von den Beziehungen zwischen folgenden drei Einflüssen ab:

1. der Änderung der Wandungsverluste mit der Temperatur der Zylinder,
2. der Änderung des volumetrischen Wirkungsgrades mit der Temperatur der Zylinder,
3. der Änderung der Kolbenreibung mit der Temperatur der Zylinder.

1. Wärmeverluste an die Zylinderwände. Weiter oben wurde bereits nachgewiesen, daß die gesamte Wärmeabgabe an das Kühlwasser bei ausreichend gut entworfenen Verbrennungsräumen während der Vorgänge der Verbrennung und der Expansion nur etwa 12 bis 13 vH der insgesamt zugeführten Brennstoffwärme beträgt, und daß, wenn es möglich wäre, diese Wärmeverluste vollkommen auszuschalten, die indizierte Leistung doch nur um weniger als 10 vH gesteigert werden könnte, wenn man die bei den dann auftretenden höheren Temperaturen gesteigerten Verluste durch Spaltung usw. mit in Rücksicht zieht. Als mittlere Temperatur während der Vorgänge der Verbrennung und der Expansion kann man etwa 2100°C und als Temperatur an der Innenwand des Zylinders sogar bei siedendem Kühlwasser im Zylindermantel höchstens ungefähr 150°C annehmen, so daß der Temperaturunterschied zwischen Zylinderinhalt und Zylinderwand im Mittel etwa 1950°C beträgt. Sinkt die Temperatur des Kühlwassers um 60° , d. h. von Siedetemperatur bis auf 40°C , so steigt der Temperaturunterschied zwischen Zylinderinhalt und Zylinderwand doch nur auf 2010°C , d. h. um wenig mehr als 4 vH. Nimmt man somit an, daß der Wärmeverlust dem Temperaturunterschied proportional ist, was annähernd zutrifft, so ändern sich der Wirkungsgrad und die indizierte Leistung wegen des größeren Wärmeverlustes bei kalten Kühlwassermänteln nur um 4 vH von 10 vH, d. h. etwa 0,4 vH. Bei sehr schlecht entworfenem Ver-

brennungsraum könnte es sein, daß dieser Einfluß vielleicht 1 vH erreichen würde, in jedem gewöhnlichen Fall ist er aber nur unwesentlich.

2. Volumetrischer Wirkungsgrad. Der Einfluß einer Änderung der Kühlwassertemperatur auf den volumetrischen Wirkungsgrad ist wesentlich stärker und entgegengesetzt gerichtet. Nimmt man an, die mittlere Temperatur an der Innenfläche des Zylinders betrage stets um etwa 50° C mehr als die des Kühlwassers, so erwärmt sich an einer heißen Zylinderwand von 150° C das einströmende Gemisch bei der Berührung mit dem Einlaßventil und den Zylinderwänden auf etwa 45,5° C, während es bei kaltem Wasser nur etwa 30,5° C erreicht. Versuche, über die an anderer Stelle berichtet ist, haben gezeigt, daß die Erwärmung des Gemisches während des Einströmens bei einem

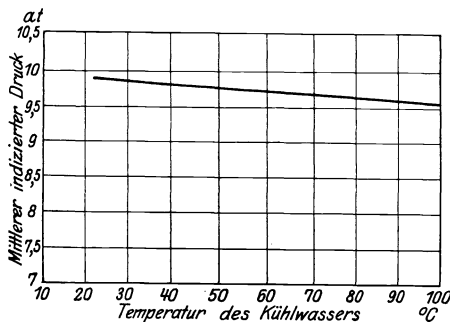


Abb. 20. Änderung des mittleren indizierten Kolbendruckes mit der Kühlwassertemperatur.

Zylinder von üblicher Bauart nur etwa ein Sechstel von der Erwärmung der Zylinderwände beträgt. Die mittlere Temperatur des Gemisches nach dem Eintritt in den Zylinder kann man mit ungefähr 390° C abs annehmen. Das Gewicht der vom Zylinder aufgenommenen Ladung und damit seine erreichbare Leistung sind proportional dieser absoluten

Temperatur; sinkt also diese Temperatur um 15° C, so vermehrt sich das Gewicht der Ladung, die bei einem Arbeitsprozeß in den Zylinder aufgenommen wird, im Verhältnis von $\frac{390}{375}$, d. h. um rd. 3,75 vH.

Während also bei Übergang vom Betrieb mit kochendem zum Betrieb mit kaltem Kühlwasser von 22° C auf der einen Seite Leistung und Wirkungsgrad infolge höherer Verluste von Wärme an die Zylinderwandungen um 0,4 bis 1,0 vH abnehmen können, erhöht sich dabei auf der anderen Seite das Gewicht der vom Zylinder aufgenommenen Ladung an Gemisch um etwa 3,75 vH. Der Reingewinn an indizierter Leistung beträgt also etwa 2,75 bis 3,25 vH.

Jede Verminderung der Kühlwassertemperatur ergibt also erhebliche Zunahme an Leistung im Zylinder, soweit es sich um die indizierte Leistung handelt. Abb. 20 stellt die Mittelwerte einer größeren Anzahl von wirklichen Versuchen dar. Die beobachteten Werte stimmen, wie man daraus entnehmen kann, mit den eben angestellten Überlegungen gut überein.

3. Kolbenreibung. Die dritte Wirkung einer Änderung der Kühlwassertemperatur, nämlich die Änderung der Kolbenreibung, spielt eine sehr wichtige Rolle. Weiter unten wird noch dargelegt werden, daß die Kolbenreibung in sehr hohem Grade von der Viskosität des Schmieröles und daher auch von der Wandtemperatur des Zylinders abhängt. Je kälter die Zylinderwände, um so höher die Viskosität des daran haftenden Öles und daher um so größer auch die Reibung. Bei Kolben mit großen Laufflächen und großen Massendrücken kann der Unterschied in der Reibung zwischen heißem und kaltem Kühlwassermantel sogar bis zu 8 vH der indizierten Leistung der Maschine betragen. Der Gewinn an indizierter Leistung durch Betrieb der Maschine mit kaltem Kühlwasser könnte in einem solchen Falle durch die vermehrte Reibung nicht nur ganz aufgezehrt, sondern das reine Ergebnis der Änderung der Kühlwassertemperatur könnte noch ein Verlust von etwa 5 vH der Bremsleistung sein.

Andererseits beträgt der Unterschied in der Reibung bei sehr leichtem Kolben mit möglichst kleiner Auflagefläche nur 3 vH. Die Bremsleistung der Maschine ist in diesem Falle von der Temperatur des Kühlwassers unabhängig. Neuere Versuche an drei Einzylindermaschinen von ungefähr gleicher Größe, deren Vergaser und Ansaugleitungen aus besonderen Wärmequellen unabhängig vom Kühlwasser geheizt wurden, haben dies bestätigt. Eine dieser Maschinen hatte einen Gußeisentauchkolben von der hergebrachten Bauart, die zweite einen sehr leichten Aluminiumkolben mit schuhähnlich ausgeschnittenem Mantel, die dritte hatte einen Kolben mit besonderer Kreuzkopfführung, dessen Reibung an den Wänden des Zylinders praktisch vernachlässigt werden kann. Die Versuchsergebnisse waren folgende:

	Bremsleistungen in PS bei 1200 Uml./min			
	Motor- nummer	Kühlwasser- temperatur 100 ° C	Kühlwasser- temperatur 26,7 ° C	Unterschied der Leistungen vH
1. Gußeisenkolben	B. 8	27	25,7	— 5
2. Aluminiumschuhformkolben .	E. 35	28,3	28,3	0
3. Kreuzkopfkolben	T. S. 1	29,4	30,0	+ 2

Die Motoren, die für den Antrieb von Tanks gebraucht wurden, waren mit Kreuzkopfkolben und unabhängig geheizter Sauganlage versehen; bei solchen Maschinen war stets die Bremsleistung bei kaltem Kühlwassermantel (d. h. etwa 26,7° C) um 1,5 bis 2 vH höher als bei heißem Kühlwasser (etwa 80 bis 110° C). Dieser Unterschied in der Leistung war im Betrieb ganz beträchtlich, und die Tankführer sprachen oft ihr Erstaunen darüber aus, daß ihre Maschinen anscheinend bei kalten Zylindern viel „lebendiger“ waren.

Abgesehen von der Rücksicht auf die Vergasertemperatur kann also die Leistung einer Maschine bei Erhöhung der Temperatur des Kühlwassers steigen oder sinken, je nachdem wie sich die Kolbenreibung dabei verhält. Ist die Kolbenreibung groß, so nimmt die Leistung bei höherer Temperatur des Kühlwassers zu, ist die Reibung klein, so nimmt die Leistung nicht zu. Die Änderung der Wärmeverluste beträgt selbst in den äußersten Grenzfällen der Betriebsbedingungen so wenig, daß man sie vernachlässigen kann. Der volumetrische Wirkungsgrad steigt dagegen bei abnehmender Temperatur des Kühlwassers verhältnismäßig stark, aber diese Verbesserung genügt zumeist nicht, um die Zunahme an Kolbenreibung auszugleichen, woraus sich der so häufig beobachtete Verlust an Leistung bei kaltem Kühlwasser erklärt.

In der Mehrzahl der Fälle hängt jedoch die Temperatur des Vergasers und der Saugleitung von der Temperatur des Kühlwassers ab. Bei Betrieb mit schwerer verdampfenden Brennstoffen können Änderungen in der Temperatur dieser Teile eine höchst wichtige Rolle erlangen, insbesondere wenn die Verteilung grundsätzlich mangelhaft oder das Gemisch etwas zu arm an Brennstoff ist.

Gasgeschwindigkeit und mittlerer indizierter Kolbendruck. Der beste Mittelweg, den man einschlagen kann, um allen einander widersprechenden Bedingungen wie

1. Erzielung eines möglichst hohen volumetrischen Wirkungsgrades,
2. Erzielung des notwendigen Maßes von Wirbelung,
3. möglichst weitgehender Verminderung des Pumpverlustes

zu genügen, ist der, die Gasgeschwindigkeit im Ventilspalt mit etwa 40 m/s zu bemessen. Rücksichten auf die Bedingungen unter 1 und 3 machen es natürlich erwünscht, die Gasgeschwindigkeit so niedrig wie möglich zu erhalten, während die Rücksicht auf die Bedingung unter 2 hohe Gasgeschwindigkeiten fordert. Die oben angegebene Höhe der Gasgeschwindigkeit hat sich aus einer sorgfältigen Prüfung einer großen Anzahl von veröffentlichten Versuchen ergeben; dabei wurde festgestellt, daß das höchste Drehmoment und der beste Wirkungsgrad bei Gasgeschwindigkeiten zwischen 36,6 und 42,7 m/s auftreten. Die Gasgeschwindigkeit wird gewöhnlich so berechnet, daß man annimmt,

- a) das Ventil sei während des ganzen Hubes voll geöffnet,
- b) die Maschine arbeite mit der mittleren und nicht mit wechselnder Kolbengeschwindigkeit.

Es ist nun reichlich klargelegt, daß man bei Ventilen, die sich unmittelbar nach dem Hauptteil des Verbrennungsraumes hin öffnen, etwas höhere Gasgeschwindigkeiten anwenden kann, ohne daß dies den volumetrischen Wirkungsgrad beeinträchtigt. Andererseits wieder läßt sich in einem derartigen von einspringenden Ecken und Taschen freien Verbrennungsraum die notwendige Wirbelung viel besser erreichen, so

daß auch schon geringere Gasgeschwindigkeit genügt. Mit anderen Worten: Wirkungsgrad und mittlerer Druck werden von der Gasgeschwindigkeit weniger beeinflußt, wenn sich die Ventile unmittelbar nach dem Verbrennungsraum hin öffnen. In der Praxis werden die Abmessungen der Ventile und die von ihnen freigegebenen Querschnitte in hohem Maße durch rein mechanische Grenzen bestimmt. Bei Ventilen, die unmittelbar im Zylinderkopf eingebaut sind, darf, wie die praktische Erfahrung gelehrt hat, der freie Querschnitt des Ventils nur so groß bemessen werden, wie er im allgemeinen ohne Störung der Symmetrie und Geschlossenheit des Verbrennungsraumes untergebracht werden kann. Es scheint daher eher vorteilhaft, die Gasgeschwindigkeit auf 50 m/s zu erhöhen, als den Verbrennungsraum zu verzerren, um größere Ventile unterzubringen.

Das Diagramm der Ventileröffnungen ist natürlich sehr wichtig; in Ermangelung genauer Angaben hierüber muß angenommen werden, daß der Verlauf der Ventilebewegungen der für die Bauart der Maschine und der Ansaugleitung bestgeeignete ist. Auf diesem Gebiete stehen heute sehr viel mehr Angaben zur Verfügung, die sich auf

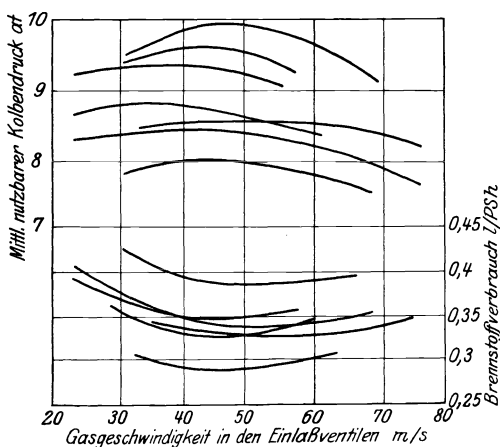


Abb. 21. Beziehungen zwischen mittlerem nutzbarem Kolbendruck, Brennstoffverbrauch und Gasgeschwindigkeit.

eine große Zahl untersuchter Maschinen stützen. Da ferner alle diese Maschinen nach gleichen Gesichtspunkten entworfen waren, also die gleichen Ventileröffnungsdiagramme hatten, und alle mit so hoher Drehzahl liefen, daß keine wesentlichen Unterschiede in den Wärmeverlusten auftreten konnten, so lassen sich ihre Ergebnisse unmittelbar miteinander vergleichen und die daraus gezogenen Schlüsse als durchaus zuverlässig ansehen.

Die Ergebnisse einiger dieser Versuche sind in Abb. 21 zusammengestellt. Man erkennt, daß die Beziehungen zwischen mittlerem Druck, Wirkungsgrad und Gasgeschwindigkeit in allen Fällen genau gleich sind, obgleich der mittlere Druck und der Brennstoffverbrauch sehr wesentliche Unterschiede aufweisen, da sie vom Verdichtungsverhältnis und vom Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes beeinflußt werden.

Eine weitere Versuchsreihe wurde an der oben beschriebenen, besonderen Einzylinderversuchsmaschine, s. Abb. 3 und 4, durchgeführt; diese Maschine hat zwei Einlaß- und drei Auslaßventile und eine Vorrichtung, die gestattet, jedes der Ventile außer Tätigkeit zu setzen. Die Ergebnisse des Betriebes mit verschiedenen Verbindungen der Ventile sind in Abb. 22 und der Zahlentafel auf S. 82 wiedergegeben.

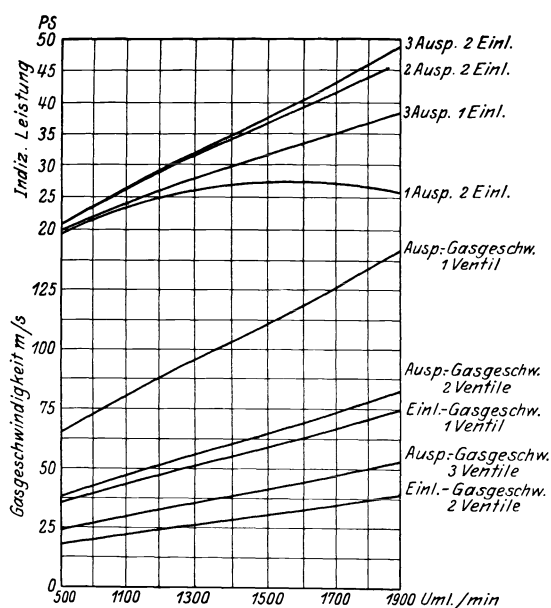


Abb. 22. Gasgeschwindigkeit und Leistung bei verschiedener Anzahl von Ventilen.

Aus den Ergebnissen dieser Versuchsreihe können viele nützliche Schlüsse gezogen werden, um so mehr, als

1. die Versuchsbedingungen außerordentlich genaue Messungen ermöglichten,
2. die Größe der Ventilöffnung und daher die Gasgeschwindigkeit geändert werden konnte, ohne irgendeine andere Betriebsbedingung zu stören.

Die gesamte Erfahrung deutet darauf hin, daß die Geschwindigkeit in den Auspuffventilen um etwa 50 vH höher als in den Einlaß-

ventilen sein darf, ohne daß hierdurch wesentlicher Widerstand oder Verluste hervorgerufen werden. Obgleich das gleiche Gewicht an Gasen durch die Einlaß- und die Auslaßventile strömt, sind doch die Bedingungen, unter denen diese Durchgänge stattfinden, sehr verschieden. In erster Linie ist, während sich die Auspuffventile öffnen, der Überdruck im Zylinder verhältnismäßig hoch; er beträgt dann im allgemeinen 3,5 bis 5 at. Die plötzliche Freigabe der Gase bei diesem hohen Druck ergibt eine sehr hohe Geschwindigkeit in der Auspuffleitung, und die kinetische Energie der Gase in der Auspuffleitung hilft viel dazu, den Rest der Auspuffgase aus dem Zylinder zu entfernen. Wenn nicht etwa der Schalldämpfer einen unzulässig hohen Widerstand bietet, kann der Kraftaufwand für das Austreiben der Auspuffgase aus dem Zylinder fast vernachlässigt und innerhalb gewisser Grenzen von der Gasgeschwindigkeit als fast unabhängig angesehen werden.

Während sich im Einlaßventil schon Gasgeschwindigkeiten von über 45 bis 50 m/s deutlich als Drosselung, verbunden mit schnellem Anwachsen der Pumpverluste, bemerkbar machen, ist beim Auspuff kein meßbarer Widerstand erkennbar, in jedem Falle nicht, bevor die Gasgeschwindigkeit über 73 m/s steigt.

Ein Grund hierfür ist, daß wegen des hohen Druckes bei der Freigabe des Auspuffs der größte Teil der Auspuffgase ausströmt, solange der Kolben noch mehr oder weniger still steht. Man muß ferner berücksichtigen, daß ein Gegendruck von beispielsweise 0,07 at beim Auspuffhub den mittleren wirksamen Kolbendruck nur um das gleiche Maß vermindert, während bei einem Gegendruck von 0,07 at am Ende des Saughubes der mittlere Druck um 0,07, d. h. um 7 vH abnimmt, was einen viel größeren Verlust bedeutet.

Auf Grund der zuverlässigeren Angaben, die jetzt verfügbar sind, kann man eine Linie entwerfen, die das Verhalten des volumetrischen Wirkungsgrades bei verschiedenen Gasgeschwindigkeiten im Einlaßventil mit ausreichender Genauigkeit angibt. Wie bereits weiter oben dargelegt wurde, wird aber der volumetrische Wirkungsgrad in weitem Maß auch von der Verdampfung des Brennstoffes im Innern des Zylinders und von dem Grade der Vorwärmung des Gemisches vor seinem Eintritt in den Zylinder beeinflusst. Die Linie in Abb. 23 zeigt mit großer Annäherung die Beziehung zwischen dem volumetrischen Wirkungsgrad und der Gasgeschwindigkeit im Einlaßventil für einen wirtschaftlichen Benzinmotor von neuzeitlicher Bauart bei der üblichen Einstellung der Ventilöffnungszeiten. Für Betrieb mit Benzol sind die Werte dieser Linie um etwa $2,5 \text{ vH}$ und für Betrieb mit Spiritus um etwa 8 vH zu niedrig, vorausgesetzt allerdings, daß bei jedem der Brennstoffe mit dem gleichen Maße von Vorwärmung gearbeitet wird. Die Linie gilt ferner unter der Voraussetzung, daß Ansaugleitung und Vergaser keinen ungewöhnlich hohen Widerstand bieten und nicht mehr als vier Zylinder aus einem Vergaser gespeist werden.

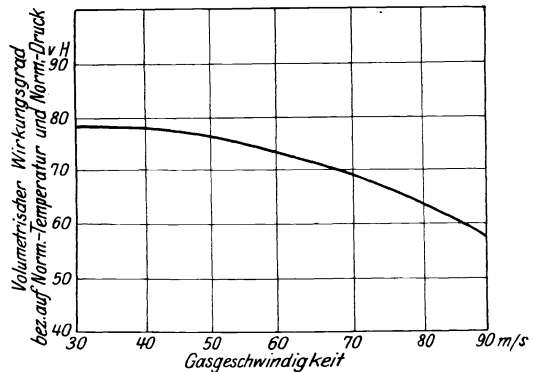


Abb. 23. Volumetrischer Wirkungsgrad und Gasgeschwindigkeit im Einlaßventil.

Zusammenfassend bestätigen die Untersuchungen die Ansicht, daß als günstigste Gasgeschwindigkeit in den Einlaßventilen je nach ihrer

Lage im Brennraum 40 bis 50 m/s gelten können; in den Auspuffventilen kann jedoch die Gasgeschwindigkeit ohne schädliche Wirkung bis um 50 vH größer sein.

Versuche mit Ausschaltung von einem oder mehreren Ventilen.

Drehzahl Uml./min	Reihe 1			Reihe 2			Reihe 3			Reihe 4		
	2 Einlaß u. 3 Auspuff			2 Einlaß u. 2 Auspuff			2 Einlaß u. 1 Auspuff			1 Einlaß u. 3 Auspuff		
	Gasgeschwindigkeit		Indiz. Leistung	Gasgeschwindigkeit		Indiz. Leistung	Gasgeschwindigkeit		Indiz. Leistung	Gasgeschwindigkeit		Indiz. Leistung
	Einlaß	Auspuff		Einlaß	Auspuff		Einlaß	Auspuff		Einlaß	Auspuff	
m/s	m/s	PS	m/s	m/s	PS	m/s	m/s	PS	m/s	m/s	PS	
900	20,14	26,38	20,18	20,14	41,75	20,28	20,14	71,6	19,06	40,25	26,38	19,36
1100	24,66	32,3	24,83	24,66	51,15	24,9	24,66	87,4	23,22	49,3	32,3	23,3
1300	29,1	38,08	29,8	29,1	60,3	29,8	29,1	103,3	26,37	58,2	38,08	27,38
1500	33,8	44,0	34,96	33,8	69,4	34,9	33,8	119,0	27,08	67,6	44,0	31,1
1700	38,0	49,7	40,35	38,0	78,9	39,8	38,0	135,0	26,76	76,0	49,7	34,25
1900	42,5	55,75	45,7	42,5	88,3	44,9	42,5	151,0	25,53	85,0	55,75	36,5

Einfluß der Zylindergröße auf Leistung und Wirkungsgrad. Bei gleichem Verdichtungsverhältnis werden indizierte Leistung und Wirkungsgrad einer Maschine durch zwei Einflüsse bestimmt:

1. durch die unvollständige Verbrennung der Gasschicht, die an den Wänden des Brennraumes haftet,
2. durch die unmittelbaren Wärmeverluste an die Wände des Brennraumes.

Beide Einflüsse hängen natürlich von der Beziehung zwischen Oberfläche und Inhalt des Brennraumes ab, aber der erste auch von der Dicke der Gasschicht an den Wänden, die sich wiederum mit der Stärke der Wirbelung oder der Spülwirkung ändert. Beide Verlustquellen erlangen ein Mindestmaß, wenn der Brennraum von möglichst geschlossener und symmetrischer Gestalt ist; denn dann wird nicht nur das Verhältnis von Oberfläche zu Inhalt am kleinsten, sondern auch die Spülung infolge der Wirbelung ist dann am wirksamsten.

Nimmt man Brennräume von ähnlicher Gestalt an, so wird das Verhältnis zwischen Oberfläche und Inhalt selbstverständlich kleiner, wenn der Durchmesser des Zylinders zunimmt, da sich unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen die Oberfläche im Quadrat, der Inhalt mit der dritten Potenz ändert. Es folgt hieraus, daß unter ähnlichen Bedingungen Leistung und Wirkungsgrad einer Maschine, bezogen auf die Raumeinheit des Zylinderinhalts, mit wachsenden Abmessungen des Zylinders zunehmen werden. Um wieviel die Leistung genau steigt, muß davon abhängen, welcher Anteil der Gesamtverluste auf diese Verluste entfällt; d. h. der Gewinn an Leistung und Wirkungsgrad

bei Vergrößerung der Zylinder hängt in hohem Maße vom Entwurf des Verbrennungsraumes ab. Ist der Verbrennungsraum in allen Fällen von möglichst geschlossener und symmetrischer Gestalt, so hat der Gewinn durch Vergrößerung der Abmessungen seinen kleinsten Wert.

Wirkliche Angaben über die Zunahme der spezifischen Leistung mit der Größe der Zylinder erlangt man — abgesehen von theoretischen Überlegungen — nur, indem man in jeder Hinsicht ähnlich entworfene Maschinen miteinander vergleicht. Der Versuch, Maschinen von verschiedener Bauart und von verschiedenen Herstellern miteinander zu vergleichen und daraus Schlüsse zu ziehen, wie man das früher so oft getan hat, ist vollkommen zwecklos; denn hierbei werden so viele andere Veränderliche mit hineingezogen, daß die verhältnismäßig kleinen Unterschiede, die man herausfinden will, vollständig verdeckt werden. Aber auch der Vergleich von Maschinen, die von einem und demselben Hersteller stammen, hat solange wenig Wert, als nicht alle miteinander verglichenen Maschinen ziemlich guten Wirkungsgrad haben. Man ist sogar zu vielen irreführenden Schlüssen gelangt, wenn man als Grundlage vergleichende Versuche an Maschinen benutzt hat, die zwar ähnliche Bauart hatten, deren Wirkungsgrad und Leistung aber so niedrig waren, daß man auf das Vorhandensein irgendeines anderen großen Fehlers schließen konnte; vielleicht war dieser Fehler sogar veränderlich, was das Ergebnis vollends verwirren mußte.

Vor einigen Jahren hat der Ausschuß für Gasmaschinenforschungen der Institution of Civil Engineers sehr eingehende Untersuchungen an drei im wesentlichen ähnlich gebauten Einzylindergasmaschinen von 6, 24 und 60 PS indizierter Leistung durchgeführt. Alle drei Maschinen waren von der National Gas Engine Co. geliefert und im allgemeinen von der gleichen Bauart. Auf Grund dieser Versuche haben die indizierten thermischen Wirkungsgrade dieser Maschinen 31,8, 33,3 und 34,7 vH, und die mittleren indizierten Kolbendrucke 5,73, 6,24 und 6,07 at betragen. Während also der indizierte thermische Wirkungsgrad mit wachsenden Zylinderabmessungen regelmäßig zunahm, war dies beim mittleren Kolbendruck nicht der Fall. Da hierfür im Bericht des Ausschusses keine Erklärung gegeben wurde, muß man annehmen, daß entweder die volumetrischen Wirkungsgrade der drei Maschinen nicht gleich waren, oder daß bei den Versuchen an der größten Maschine ein ärmeres Gemisch verwendet wurde, was allerdings auch den Vergleichswert der Wirkungsgrade beeinträchtigen würde. Immerhin muß man berücksichtigen,

1. daß alle drei Maschinen mit Geschwindigkeiten betrieben wurden, die man heute als sehr niedrig ansehen würde, und daß infolgedessen die Wärmeverluste verhältnismäßig größer als bei neuzeitlichen schnelllaufenden Maschinen waren,

2. daß die Verbrennungsräume nicht von so geschlossener Form waren, wie es möglich gewesen wäre, und daß auch daher die Wirkungsgrade aller drei Maschinen ziemlich niedrig waren, insbesondere wenn man die günstige Art des Gasgemisches mit seinem großen Zündbereich und seiner niedrigen Verbrennungstemperatur im Vergleich zu Benzin berücksichtigt.

Die Wärmebilanzen der drei Maschinen lauteten nach Prüfung und Berichtigung durch Sir Dugald Clerk folgendermaßen:

Bezeichnung der Maschine	<i>L</i>	<i>R</i>	<i>X</i>
In indizierte Leistung umgesetzt vH	31,8	33,3	34,7
Im Kühlwasser abgeführt „	34,1	29,6	25,4
Auspuff, Strahlung usw. „	34,1	37,1	39,9
	100,0	100,0	100,0

Aus dieser Übersicht ist zu entnehmen, daß die vom Kühlwasser abgeführte Wärme abnimmt, wenn die Zylinder größer werden. Die oben angegebenen Zahlen stellen jedoch die Gesamtwärme dar, die durch Kühlwasser und Strahlung abgeleitet wird, nicht aber die Wärmeverluste während der Vorgänge der Verbrennung und der Expansion, die allein Leistung und Wirkungsgrad beeinflussen. Bei der Maschine *X* konnte Sir Dugald Clerk auch die Wärmeverluste während der Vorgänge der Verbrennung und der Expansion ableiten, wobei sich ergab, daß diese Verluste 16,1 vH der Brennstoffwärme oder 63,3 vH der insgesamt vom Kühlwasser abgeführten Wärme betragen. Legt man das gleiche Verhältnis den Maschinen *L* und *R* zugrunde (mangels genauerer Angaben ist dies die beste Annäherung an die Wirklichkeit), so erhält man für die Wärmeverluste während der Verbrennung und der Expansion bei der Maschine *L* 21,6 vH und bei der Maschine *R* 18,7 vH. Die berichtigten Wärmebilanzen der drei Maschinen lauten dann:

Bezeichnung der Maschine	<i>L</i>	<i>R</i>	<i>X</i>
In indizierte Leistung umgesetzt vH	31,8	33,3	34,7
Verluste bei Verbrennung und Expansion . „	21,6	18,7	16,1
Verluste durch Auspuff, Strahlung usw. . „	46,6	48,0	49,2
	100,0	100,0	100,0

Die wahren Wärmeverluste liegen also anscheinend in den Grenzen von 21,6 vH beim kleinsten bis zu 16,1 vH beim größten Zylinder. Als theoretischer Wirkungsgrad wurde vom Ausschluß unter Berücksichtigung der spezifischen Wärme des wirklich verwandten Gases für alle drei Maschinen 39,5 vH berechnet, so daß die hierauf bezogenen Gütegrade der drei Maschinen 80,5, 84,3 und 87,8 vH betragen haben.

Die hier besprochenen Versuche sind vielleicht die genauesten und maßgebendsten Versuche über die Änderung der Wirkungsweise von Verbrennungsmaschinen mit der Größe der Zylinder, die man bisher ausgeführt hat; aber die daraus gewonnene Erkenntnis kann man im ganzen auf schnelllaufende Maschinen, die mit reichen Gemischen aus leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen betrieben werden, nicht anwenden, weil

1. die Geschwindigkeiten bei diesen Versuchen sehr gering waren,
2. die Verbrennungstemperaturen in diesen Maschinen wegen des hohen Gehalts der Gase an nicht brennbaren Anteilen und wegen des verhältnismäßig großen Zündbereichs der Gase nach der Seite des Brennstoffmangels hin viel niedriger waren.

Vor ganz kurzer Zeit hat der Verfasser eine ziemlich ähnliche Versuchsreihe an drei Maschinen von übereinstimmender Bauart durchgeführt. Die Maschinen seien mit *A*, *B* und *C* bezeichnet. Alle drei haben folgende Eigenschaften:

1. Die baulichen Merkmale sind bei allen drei Maschinen gleich, soweit dies bei Maschinen von so verschiedener Größe möglich ist. Bei allen drei Maschinen werden Aluminiumkolben der Schubbauart verwendet.

2. Bei allen drei Maschinen ist der Verbrennungsraum von möglichst geschlossener und symmetrischer Form, soweit sich dies mit der Unterbringung ausreichender Ventilquerschnitte vereinbaren läßt. Die Ventile sind bei allen Maschinen im Zylinderkopf eingebaut.

3. Bei allen drei Maschinen stimmen die Diagramme der Ventileröffnungen genau überein.

4. Alle drei Maschinen haben das gleiche Verdichtungsverhältnis, nämlich 4,84.

Das Verhältnis von Hub zu Bohrung ist leider sehr verschieden; doch scheint das Hubverhältnis bei Maschinen mit gedrängtem und von Ventilausnehmungen freiem Verbrennungsraum und bei ziemlich niedrigem Verdichtungsverhältnis nur eine sehr geringe Rolle zu spielen.

Die Hauptabmessungen der Maschinen sind folgende:

Bezeichnung der Maschine	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Zylinderdurchmesser mm	82,5	114,2	203
Hub mm	101,5	203	279,4
Hubraum cm ³	543	2095	9060
Drehzahl, bei der größtes Drehmoment und höchster Wirkungsgrad auftreten Uml./min	1750	1750	1250
Inhalt des Verdichtungsraumes cm ³	141,6	547	2360
Der Verbrennung ausgesetzte Oberfläche . cm ²	190,0	457,5	974,0
Oberfläche : Volumen des Verdichtungsraumes	1,34 : 1	0,837 : 1	0,412 : 1

Die Maschinen *A* und *B* wurden im Laboratorium zu Shoreham, die Maschine *C* wurde im Royal Aircraft Establishment zu Farnborough geprüft. Alle drei Maschinen haben seit 1919 in Betrieb gestanden und sind einer großen Anzahl von Eichversuchen unter verschiedenen Beobachtern unterzogen worden. Für alle drei Maschinen wurde als Brennstoff ein leichtes Benzin mit einem unteren Heizwert von 10 490 kcal/kg verwendet.

Motor *A* hat zwei Ventile, ein Einlaß- und ein Auspuffventil, die senkrecht im Zylinderkopf hängen.

Motor *B* hat fünf Ventile, zwei Einlaß- und drei Auspuffventile, die alle senkrecht im Zylinderkopf eingebaut sind.

Motor *C* hat vier Ventile, zwei Einlaß- und zwei Auspuffventile, die ebenfalls im Zylinderkopf eingebaut, aber etwas gegen die Senkrechte geneigt sind.

Öffnungs- und Schließzeiten und die Gasgeschwindigkeiten in den Ventilen sind bei allen drei Maschinen gleich; die Gasgeschwindigkeit beträgt bei den angegebenen Drehzahlen 42,7 m/s. Alle drei Maschinen sind für Betrieb zwischen weiten Grenzen der Drehzahl entworfen, insbesondere der Motor *B*, und alle wurden bei gleichem Mischungsverhältnis, nämlich etwa 5 vH Brennstoffmangel untersucht. Allerdings konnte das Mischungsverhältnis nur bei der Maschine *B* ganz genau durch gleichzeitige Messung von Luft und Brennstoff ermittelt werden. Wenn man jedoch die aus den Versuchen an der Maschine *B* abgeleitete Beziehung zwischen Mischungsverhältnis und mittlerem nutzbaren Kolbendruck auf die Maschinen *A* und *C* anwendet, bei denen das Mischungsverhältnis in weiten Grenzen verändert wurde, so kann man daraus mit ausreichender Genauigkeit auch die entsprechenden Mischungsverhältnisse bei jedem Versuch an den anderen beiden Maschinen bestimmen.

Die Geschwindigkeiten der Maschinen, die einer Gasgeschwindigkeit von 42,7 m/s in den Ventilen entsprechen, sind:

	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Uml./min	1750	1750	1250
Mittlere Kolbengeschwindigkeit m/s	5,92	11,83	11,52

Alle drei Maschinen wurden ohne jede Vorwärmung des Vergasers oder der Saugleitung untersucht.

Die Mittelwerte der Ergebnisse einer großen Anzahl von Versuchen sind in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt.

Die Werte sind den Ergebnissen von Versuchen entnommen, bei denen alle drei Maschinen mit 5 vH Brennstoffmangel oder mit 5 vH Luftüberschuß betrieben wurden. Bei noch ärmeren Gemischen, also etwa um 10 vH größerem Luftüberschuß, ergaben die Maschinen

Motor	A	B	C
Bremsleistung PS	8,5	35,9	119,6
Drehzahl Uml./min	1750	1750	1250
Mechanischer Wirkungsgrad vH	83	86	88
Mittlerer nutzbarer Kolbendruck at	8,02	8,86	9,5
Mittlerer indizierter Kolbendruck „	9,67	10,3	10,76
Nutzbarer Brennstoffverbrauch g/PS.h	241,4	228	214,5
Indizierter Brennstoffverbrauch g/PS.h	203,8	196	188,5
Nutzbarer thermischer Wirkungsgrad vH	24,6	26,4	28,1
Indizierter thermischer Wirkungsgrad „	29,6	30,8	32,0

noch etwas höhere thermische Wirkungsgrade, bei reicherm Gemisch etwas höhere Leistungen. Der theoretische Wirkungsgrad beträgt bei allen drei Maschinen für ein Gemisch mit 5 vH Brennstoffmangel und für ein Verdichtungsverhältnis von 4,84 annähernd 36,5 vH, so daß die Gütegrade der Maschinen 81,0, 84,5 und 87,7 vH betragen.

Die mechanischen Wirkungsgrade der drei Maschinen betragen bei den gegebenen Drehzahlen 83, 86 und 88 vH, die mittleren nutzbaren Kolbendrücke 8,02, 8,86 und 9,5 at, die entsprechenden mittleren indizierten Kolbendrücke 9,67, 10,3 und 10,76 at.

Da die Diagramme der Ventilöffnungen und die mittleren Geschwindigkeiten bei allen drei Maschinen gleich sind, so kann man mit großer Annäherung annehmen, daß auch ihre volumetrischen Wirkungsgrade übereinstimmen.

Abb. 24 zeigt den Verlauf der auf die Nutzleistung und auf die indizierte Leistung bezogenen thermischen Wirkungsgrade, sowie der nutzbaren und der indizierten mittleren Kolbendrücke mit zunehmendem Inhalt der Zylinder der drei Maschinen. Es ist bemerkenswert,

daß diese Ergebnisse verhältnismäßig mit den vom Gas Engine Research Committee an drei langsam laufenden Gasmaschinen erhaltenen Werten ziemlich genau übereinstimmen, obgleich die Unterschiede in den Abmessungen der Zylinder bei diesen Versuchen etwas größer waren. Bei den schnellaufenden Benzinmotoren ist das Verdichtungsverhältnis beträchtlich niedriger und die Verbrennungstemperatur sehr viel höher, wie man beim Vergleich der mittleren Kolbendrücke sofort erkennt; denn der mittlere indizierte Kolbendruck des Motors C hat trotz seines niedrigeren Verdichtungsverhältnisses 10,76 at betragen, war also fast

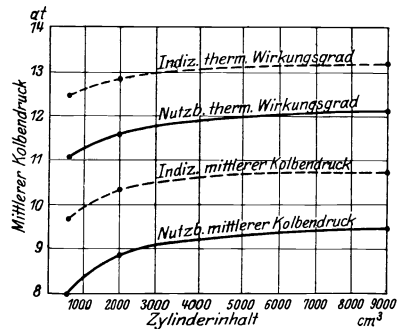


Abb. 24. Abhängigkeit des mittleren Kolbendrucks und therm. Wirkungsgrads vom Zylinderinhalt.

doppelt so hoch wie der Mitteldruck der Maschine X, die vom Gas Engine Research Committee untersucht worden ist.

Trotz der viel höheren Temperaturen ist jedoch der Verlust an Wärme an die Zylinderwände bei diesen kleinen schnelllaufenden Maschinen im praktischen Betrieb verhältnismäßig kleiner als bei den Gasmaschinen, während das Verhältnis zwischen wirklichen und dem theoretischen Wirkungsgrade, also der Gütegrad, im wesentlichen gleich ist.

An den Maschinen A und B wurden Untersuchungen über die Wärmeverteilung vorgenommen, jedoch nicht an der Maschine C. Die Maschinen A und B liefen während dieser Versuche mit 1500 Uml./min, doch ergaben sich bei dieser Drehzahl für Wirkungsgrad und mittleren Kolbendruck im wesentlichen die gleichen Werte wie bei höheren Drehzahlen.

Ergebnisse der Versuche über die Wärmeverteilung.

Bezeichnung der Maschine	A	B
In diizierte Leistung umgesetzt vH	29,6	30,2
Vom Kühlwasser abgeführt „	29,5	27,0
Auspuff, Strahlung usw. „	40,9	42,8
	100,0	100,0

Daß die Leistung einer schnelllaufenden Verbrennungsmaschine, bezogen auf die Raumeinheit des Zylinders, und ihr Wirkungsgrad mit zunehmenden Zylinderabmessungen zunehmen, ist natürlich sehr wohl bekannt; weniger bekannt ist aber anscheinend das wirkliche Maß dieser Zunahme und die Tatsache, daß diese Zunahme auch bei sehr starker Vergrößerung der Zylinder nur verhältnismäßig gering ist.

Man muß natürlich berücksichtigen, daß sich die oben mitgeteilten Ergebnisse nur auf Versuche an ähnlich gebauten Motoren unter ähnlichen Arbeitsbedingungen beziehen. In der Praxis wird sich der kleinere Zylinder wirtschaftlicher verhalten, als nach Vorstehendem scheinen würde, weil er mit höherem Verdichtungsgrad betrieben werden kann.

IV. Der Einfluß der Gestalt des Verbrennungsraumes.

Von allen baulichen Merkmalen, die Leistung und Wirkungsgrad einer Verbrennungsmaschine beherrschen, ist die Gestalt des Verbrennungsraumes die weitaus wichtigste. Von ihr hängt nicht nur der Wirkungsgrad der Verbrennung des Brennstoffs und damit die Leistung und der Wirkungsgrad der Maschine ab, sondern die Gestalt des Verbrennungsraumes bestimmt auch in sehr hohem Maße die Neigung zur Detonation. Die Detonation aber begrenzt das zulässige Verdichtungsverhältnis und setzt damit dem erreichbaren Wirkungsgrad eine neue Grenze.

Beim Entwurf des Verbrennungsraumes sind folgende besonders wichtige Punkte zu berücksichtigen:

1. Die Wirbelung der Gase, die während ihres Eintritts in den Zylinder stattfindet, soll aufrechterhalten bleiben,
2. die Lage der Zündkerze,
3. Ecken, in denen die Gase zur Ruhe kommen könnten, sind zu vermeiden,
4. freier und ungehemmter Eintritt der Gase in den Verbrennungsraum nach ihrem Durchgang durch das Einlaßventil.

Durchwirbelung. Die Aufrechterhaltung des turbulenten Zustandes in der Ladung bis zum Augenblick der Zündung ist von allen Anforderungen an die Gestalt des Verbrennungsraumes vielleicht die wichtigste, weil von dem Grad dieser Wirbelbewegung die Geschwindigkeit abhängt, womit die Verbrennung stattfindet. Befände sich das brennende Gemisch im Augenblick der Zündung vollständig in Ruhe, so würde sich die erste Flamme, die durch den Übergang des Funkens an den Elektroden der Kerze erzeugt wird, so langsam ausbreiten, daß selbst in einer verhältnismäßig langsam laufenden Maschine bis zum Öffnen des Auspuffventils kaum die Hälfte der Ladung verbrannt wäre. Was immer für Brennstoff verwendet wird (vielleicht ausgenommen Wasserstoff), in allen Fällen ist Durchwirbelung oder mechanische Bewegung der Gase fast ausschließlich das Mittel, um die schwächliche Flamme der ersten Entzündung schnell über das gesamte brennbare Gemisch im Zylinder zu verbreiten. Sie wird um so wichtiger, je stärker die Dichte der Ladung beim Drosseln abnimmt; denn mit abnehmender Dichte der Ladung wächst der Anteil an Verbrennungsrückständen, und da diese die Ladung verdünnen, so setzen sie die Verbrennungstemperatur herab und erschweren und verzögern den Vorgang der Entzündung. Man ist daher vollständig auf mechanische Bewegung oder Durchwirbelung der Gase angewiesen, wenn man den Vorgang der Verbrennung beschleunigen und die Entflammung schnell über das gesamte brennbare Gemisch verbreiten will.

Außer bei der Aufgabe, die Verbrennung zu beschleunigen, spielt jedoch die Wirbelbewegung im Verbrennungsraum wahrscheinlich noch eine andere sehr wichtige Rolle. In jedem Zylinder einer Verbrennungsmaschine gibt es eine Schicht des brennbaren Gemisches, die mehr oder weniger fest an den kalten Zylinderwänden haftet. Dieser Gasschicht wird infolge ihrer engen Berührung mit kalten Oberflächen die Wärme so schnell entzogen, daß sie überhaupt nicht vollständig verbrennt. Die Wirbelbewegung der Gase erfüllt nun die Aufgabe, die Schicht von den Wänden abzustreifen und über den Verbrennungsraum zu verteilen. Es unterliegt kaum einem Zweifel, daß die wirksame Dicke dieser Schicht und ihr Einfluß auf Leistung und Wirkungsgrad einer

Maschine in hohem Maße von der Stärke der Durchwirbelung der Ladung im Verbrennungsraum abhängt.

Die Wirbelbewegung der Gase selbst hat, soweit bisher festgestellt werden konnte, wenig oder gar keinen unmittelbaren Einfluß auf die Neigung des brennbaren Gemisches zur Detonation. Befindet sich das Gemisch vollständig in Ruhe und entzündet man es von irgendeiner Stelle aus, so schreitet die Flamme von dieser Stelle zunächst nur langsam, aber mit gleichmäßig zunehmender Geschwindigkeit fort, bis sie zum Schluß eine so hohe Geschwindigkeit erreicht, daß die noch nicht verbrannten Gase infolge der rasch herankommenden Flamme verdichtet werden, und ihnen durch diese Verdichtung sowie auch durch Strahlung und Leitung von den Zylinderwänden mehr Wärme zugeführt wird, als sie an die gekühlten Zylinderwände ableiten können, so daß die Temperatur schließlich über die der Selbstentzündung steigt. Dann entzündet sich der ganze unverbrannte Rest der Ladung von selbst und fast augenblicklich, wodurch eine Explosions- oder Detonationswelle erzeugt wird. Befindet sich dagegen das brennbare Gemisch in dem Augenblicke, wo die Zündung einsetzt, nicht in Ruhe, sondern in heftiger Wirbelung, wird der ganze Vorgang der Verbrennung stark beschleunigt, aber auch wirklich der ganze Vorgang und nicht nur irgendein Teil davon, so daß sich zwar die einzelnen Vorgänge genau gleich wiederholen, aber in einem ganz anderen Maßstab, was die Geschwindigkeit anbelangt.

Man nimmt allgemein an, daß ein Verbrennungsraum, dessen Oberfläche im Verhältnis zum Rauminhalt groß ist, seinen schlechten Wirkungsgrad den unmittelbaren Wärmeverlusten an die Zylinderwände verdankt. Weiter oben wurde jedoch schon nachgewiesen, daß dieser unmittelbare Übergang von Wärme bei der Wirkungsweise der Maschine nur eine verhältnismäßig untergeordnete Rolle spielt. Weit wahrscheinlicher ist aber, daß der schlechte Wirkungsgrad eines Verbrennungsraumes von solcher Gestalt darauf beruht, daß die Gasschicht, die an den Wänden des Verbrennungsraumes haftet und so der Verbrennung entgeht, nicht nur eine beträchtlich größere Oberfläche, sondern außerdem eine größere Dicke hat, weil in einem derartigen Raume die Bewegung der Gase stärkeren Widerstand findet und daher die Spülwirkung der Wirbelbewegung geringer ist. Obgleich man nicht beweisen kann, daß sich die Sache so verhält, sprechen doch eine große Menge von Beobachtungen und mutmaßlichen Beweisen zugunsten einer solchen Annahme, nicht zuletzt die Tatsache, daß bei irgendeinem Verbrennungsraum von gegebener Bauart verstärkte Wirbelung, beispielsweise durch Erhöhen der Geschwindigkeit beim Durchgang durch die Einlaßventile, oft den Wirkungsgrad verbessert, ohne daß sich der Übergang von Wärme in das Kühlwasser in irgendeiner Hinsicht ver-

ändert. Dies ist zwar an sich auch noch kein abschließender Beweis, aber in Verbindung mit anderen mittelbaren Beweisen doch von ziemlichem Gewicht.

Die Stellung der Zündkerze. Die Anordnung der Zündkerze im Verbrennungsraum ist sehr wichtig, denn von ihr hängen ab:

1. Die Neigung zur Detonation,
2. die Zeit, die bis zur vollständigen Verbrennung der Ladung verstreicht.

Bei der Behandlung der Frage der Detonation weiter oben wurde darauf hingewiesen, daß der Vorgang der Entflammung seinen Ausgang von der punktförmigen Zündstelle nimmt, und daß sich die Flamme zuerst langsam, aber dann mit schnell zunehmender Geschwindigkeit ausbreitet; Detonation tritt auf, wenn die Geschwindigkeit eine bestimmte Höhe mit Bezug auf die Verbrennungstemperatur überschreitet. Es leuchtet somit ein, daß die Neigung zur Detonation daher um so größer sein wird, je weiter der Weg ist, den die Flamme zurücklegen muß, um die äußerste Ecke des Verbrennungsraumes zu erreichen, und daß man, um die Detonation auf ein Mindestmaß einzuschränken, den Verbrennungsraum geschlossen gestalten und die Zündkerzen möglichst nahe an seiner Mitte anordnen muß. Außer von der Frage der Länge des Flammenweges hängt die Neigung zur Detonation aber auch aller Wahrscheinlichkeit nach von der Temperatur derjenigen Flächen ab, gegen welche die unverbrannten Gase durch den brennenden Teil der Ladung getrieben werden, weil es von dieser Temperatur größtenteils abhängt, in welchem Maße sich die unverbrannten Gase ihrer Wärme entledigen können.

Aus dieser Begründung scheint sich zu ergeben, daß man die Zündstelle bei Vorhandensein einer heißen Wand in geringerem Abstand hiervon anordnen müßte als gegenüber einer kalten Wand, wenn die Neigung zur Detonation in beiden Fällen gleichbleiben sollte. Die heißeste Fläche in einem Verbrennungsraum hat der Teller des Auspuffventils. Um also die Neigung zur Detonation zu verringern, empfiehlt es sich, die Zündkerze nicht genau in der Achse des Verbrennungsraumes, sondern etwas geneigt, in der Richtung nach dem Teller des Auspuffventils hin, anzuordnen.

Als Beweis dafür, wie wichtig die Anordnung der Zündkerze mit Bezug auf die Neigung zur Detonation sein kann, seien zwei außergewöhnliche Fälle angeführt, die der Verfasser untersucht hat: Im ersten Fall handelte es sich um eine Maschine mit \top -förmigem Verbrennungsraum, bei der also die Einlaß- und die Auslaßventile auf verschiedenen Zylinderseiten angeordnet waren; die Zündkerzen waren senkrecht über jedem Einlaßventil eingesetzt, so daß sich die Verbrennung von der Zündkerze aus über den Zylinderkopf und weiter bis

in eine flache Ausnehmung ausbreiten mußte, die auf einer Seite von dem heißen Teller des Auspuffventils, auf der anderen Seite von einer ungekühlten Verschraubung zum Herausnehmen dieses Ventils begrenzt wurde. Die Maschine klopfte sehr stark und konnte mit Volleistung nur dann betrieben werden, wenn als Brennstoff Benzinsorten mit hohem Gehalt an aromatischen Kohlenwasserstoffen verwendet wurden, obgleich das Verdichtungsverhältnis nur 3,9:1 betrug. Leistung und Wirkungsgrad dieser Maschine waren infolge des niedrigen Verdichtungsgrades und des frühen Zündzeitpunktes, den man einstellen mußte, um Detonation zu vermeiden, sehr ungünstig. Nachdem die Zündkerze in die Achse des Zylinders versetzt worden war, lief dieselbe Maschine mit jedem beliebigen gewöhnlichen Handelsbenzin ohne Detonation und erreichte ihre höchste Leistung und ihren besten Wirkungsgrad bei einer um 12° geringeren Vorzündung, ein Beweis dafür, daß die Zeit, die bis zur vollständigen Verbrennung der Ladung notwendig war, um ebensoviel, d. h. um etwa 0,0016 s verringert worden war. Das Gegenstück hierzu bildet eine Maschine mit hängenden Ventilen und ohne Ventilausnehmungen, bei der die Zündkerze genau in der Achse des Zylinderkopfes angeordnet war. Diese Maschine lief bei einem Verdichtungsverhältnis von 5,4:1 mit beliebigem Handelsbenzin ohne jede Spur von Detonation und ergab daher günstige Leistungen und Wirkungsgrade. Diese beiden Fälle kennzeichnen natürlich nur die Grenzen, aber sie zeigen besonders anschaulich, eine wie wichtige Rolle die Anordnung der Zündkerze im wirklichen Betrieb der Maschine spielt.

Neben den Fragen der Detonation hängt bei gleichem Grade der Durchwirbelung des Gemisches die Zeit, die die Flamme braucht, um sich über das gesamte brennbare Gemisch zu verbreiten, von der Größe des Abstandes zwischen der Zündstelle und der äußersten Stelle des Verbrennungsraumes ab. Dies ist sehr wichtig, insbesondere bei geringen Belastungen, weil unter sonst gleichen Umständen die Brenngeschwindigkeit von der Flammentemperatur abhängt und diese wiederum durch den Anteil der Ladung an Verbrennungsrückständen beeinflusst wird. Verringert man also die Leistung durch Drosseln, so vergrößert man den Anteil der Ladung an unbrennbaren Gasen. Daher sinkt die Flammentemperatur und mit ihr die Brenngeschwindigkeit. Man könnte allerdings einwenden, daß die Höhe der Brenngeschwindigkeit in gewissen Grenzen nur wenig Bedeutung hat, weil man den Zündzeitpunkt immer entsprechend anpassen kann. Dies trifft jedoch, selbst bei Vollast, nicht ganz zu; denn wenn man die Dauer des Verbrennungsvorganges übermäßig verlängert, so kann der unmittelbare Wärmeabfluß an die Zylinderwände während dieser wichtigsten Arbeitsstufe bedenkliche Größe annehmen. Wo sich übrigens die Belastungen schnell ändern, wie bei jeder Art von Motorfahrzeugen, wird es bei-

nahe unmöglich, den Zündzeitpunkt immer so einzustellen, daß er sich den Bedingungen voll anpaßt.

Wird die Zündkerze in der Achse des Verbrennungsraumes angeordnet, so reicht man mit einer geringen Vorzündung bei allen Verhältnissen mit Bezug auf Drehzahl oder Belastung aus; die Maschine ergibt dann jederzeit mit festem Zündzeitpunkt hohen Wirkungsgrad. Wird dagegen die Zündkerze so angeordnet, daß die Flamme einen weiten Weg im Brennraum zurücklegen muß, so braucht man nicht nur beträchtliche Vorzündung bei Vollast, sondern die Maschine wird auch überhaupt mit Bezug auf den Zündzeitpunkt viel empfindlicher, und sie arbeitet bei geringer Belastung nur dann wirtschaftlich, wenn man den Zündzeitpunkt gegenüber dem Betrieb bei Vollast sehr viel früher einstellt.

Die Zeit, die bis zur vollständigen Verbrennung der Ladung verstreicht, und die Neigung zur Detonation hängen bei gleich guter Durchwirbelung der Ladung von dem wirklichen, nicht vom verhältnismäßigen Abstand zwischen der Zündkerze und der am weitesten entfernten Stelle des Verbrennungsraumes ab. Die Dauer der Verbrennung und die Neigung zur Detonation werden daher in einem Zylinder von 200 mm Dmr., dessen Zündkerze in der Achse angebracht ist, fast genau so groß sein wie in einem Zylinder von 100 mm Dmr., bei dem die Kerze auf einer Seite angeordnet ist. Oder bei gleicher Kerzenanordnung sind die Neigung zur Detonation und die Dauer der Verbrennung im großen Zylinder größer. Diese Erkenntnis könnte gegen die Verwendung von großen Zylindern sprechen, wenn man nicht in größeren Zylindern die Wirbelung leichter aufrechterhalten könnte, so daß sich darin die Gase in schnellerer Bewegung befinden und sich daher die Verbrennung verhältnismäßig schneller ausbreitet. Daher ist der Wirkungsgrad großer Zylinder nicht schlechter, obgleich die Neigung zur Detonation notwendigerweise im größeren Zylinder größer bleibt.

Daß sich die Ventile frei nach dem Verbrennungsraum hin öffnen müssen, ist so selbstverständlich, daß es keiner Begründung bedürfte; dennoch kommt es nur zu häufig vor, daß Konstrukteure diese Rücksicht in dem Bestreben, möglichst große Ventile im Zylinder unterzubringen, scheinbar übersehen und der ganze Vorteil der großen Ventile dadurch vernichtet wird, daß kein genügender Raum zwischen dem Ventilteller und den Seitenwänden des Verbrennungsraumes freibleibt. Den freien Querschnitt zwischen dem Teller des Einlaßventils und der Seitenwand zu beschränken, ist schlimmer als ungenügender Ventilquerschnitt, weil sich in diesen Verengungen die eintretenden Gase stärker erhitzen sowie Drosselverluste entstehen, ohne daß als ausgleichender Vorteil bessere Durchwirbelung erreicht würde; denn die Anfangsgeschwindigkeit der eintretenden Gase wird weit schneller

abgedämpft, wenn die Gase gegen die rauhen Wände des Verbrennungsraumes stoßen.

Die drei wichtigsten Ziele des richtigen Entwurfs eines Verbrennungsraumes sind also:

1. Die Ventile müssen sich unmittelbar nach dem Verbrennungsraum hin öffnen derart, daß die Gase nach ihrem Eintritt nicht um Ecken herumzuströmen brauchen und dabei ihre Anfangsgeschwindigkeit verlieren.

2. Die Zündkerze muß in der Achse des Verbrennungsraumes angeordnet werden.

3. Es dürfen keine Ausnehmungen für Ventile oder für andere Zwecke vorhanden sein, in denen die Gase zur Ruhe kommen könnten.

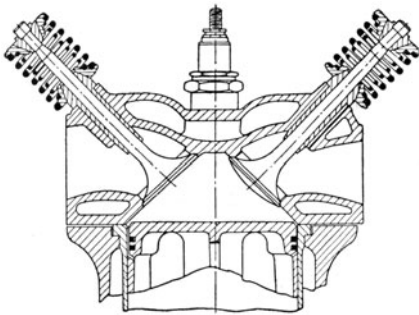


Abb. 25.

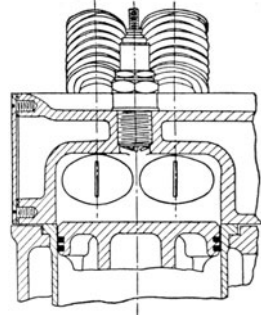


Abb. 26.

Abb. 25 und 26. Verdichtungsraum eines kleinen Rennmotors.

Auf den ersten Blick könnte es hiernach scheinen, daß die genaue Kugelform dem Ideal des richtigen Verbrennungsraumes entsprechen würde; aber obwohl diese Form mit Bezug auf das Verhältnis von Oberfläche zu Rauminhalt sowie mit Bezug auf die günstige Durchwirbelung ausgezeichnet wäre, könnte sie das Ideal des richtigen Verbrennungsraumes doch nur dann sein, wenn man die Zündstelle in ihrem Mittelpunkt anordnen könnte, was unmöglich ist. Da man vielmehr die Zündstelle irgendwo an oder nahe an der Oberfläche anordnen muß, so beträgt der Weg, den die Flamme bis zur vollständigen Entzündung der Ladung zurückzulegen hat, einen vollen Durchmesser der Kugel. Hierdurch erhöht sich die Neigung zur Detonation, und man muß mit niedrigerem Verdichtungsverhältnis arbeiten, also eine Einbuße an Leistung und Wirkungsgrad in den Kauf nehmen.

Die besten praktischen Annäherungen an die ideale Gestalt des Verdichtungsraumes sind vielleicht die in Abb. 25 bis 27 dargestellten. Abb. 25 und 26 zeigen den Verbrennungsraum eines kleinen Rennmotors, der nur 79,37 mm Zyl.-Dmr. und 95,25 mm Hub hat und dennoch über 20 PS_e bei 4300 Uml./min leistet, und Abb. 27 ist der

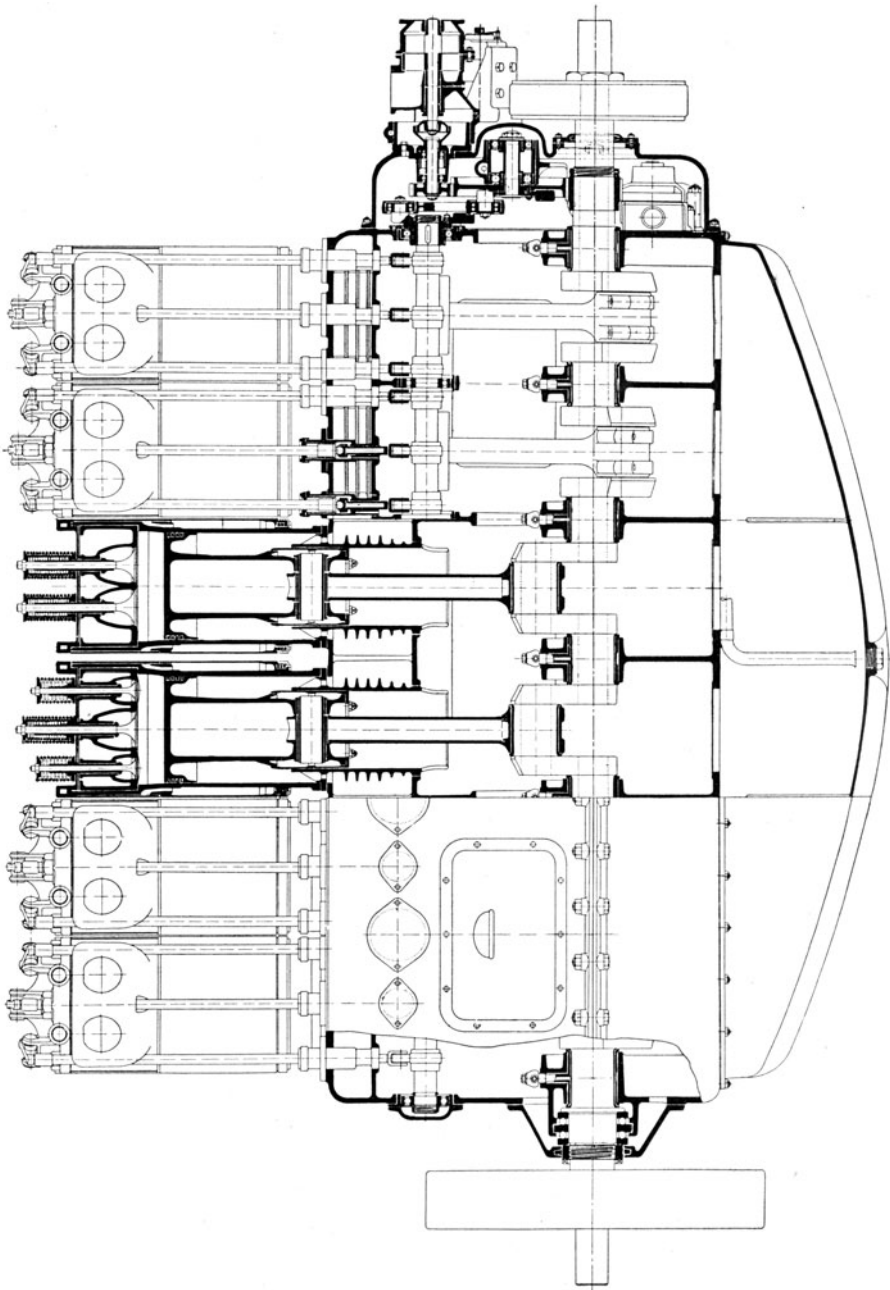


Abb. 27. Längsschnitt einer Sechszylindermaschine nach Ricardo.

Längsschnitt durch die Zylinder einer großen Versuchsmaschine von 209,55 mm Zyl.-Dmr. und 241,3 mm Hub, die etwa 100 PS_e bei 1200 Uml./min leistet und bei Betrieb mit gewöhnlichem Fliegerbenzin auf die indizierte Leistung bezogen, einen thermischen Wirkungsgrad von 35,5 vH ergeben hat.

Diese Bauarten des Verbrennungsraumes mögen aus thermodynamischen Gründen fast ideal sein, vom Standpunkt der Konstruktion sind sie aber nicht besonders bequem; denn sie setzen voraus, daß die im Zylinderkopf hängenden Ventile von zwei Nockenwellen betätigt werden, da die Anordnung der Zündkerzen in der Achse des Zylinders eine gemeinsame Nockenwelle, die über den Zylindermitten gelagert ist, ausschließt. Für Schiebermotoren eignen sich dagegen diese Bauarten besonders gut, und in diesem Merkmal ist nach der Ansicht des Verfassers einer der stärksten Gründe für die Einführung der Schiebermotoren zu erblicken. Für Motoren, die sehr hohe spezifische Leistung und hohen Wirkungsgrad ergeben müssen, wie z. B. Flugmotoren, benutzt man sehr häufig ähnlich gestaltete Verbrennungsräume, wobei aber die Zündkerze an der Seite angeordnet wird. In der Tat sind so gestaltete Zylinder bei Flugmotoren praktisch allgemein gebräuchlich geworden. Die seitliche Lage der Zündkerze hat allerdings die Folge, daß man die Vorzündung verhältnismäßig größer bemessen muß, und daß die Neigung zur Detonation zunimmt. Man muß daher mit etwas niedrigeren Verdichtungsverhältnissen arbeiten und sich infolgedessen mit einer Einbuße an Leistung und Wirkungsgrad abfinden. Indem man an den Seiten des Verbrennungsraumes zwei einander gegenüberliegende Zündkerzen anordnet, kann man allerdings diesem Nachteil zu einem großen Teil begegnen, weil dann der Weg, den die Flamme von der Zündstelle bis zur vollständigen Entzündung der Ladung zurückzulegen hat, beinahe auf die Hälfte vermindert wird. Allerdings gilt dies nur, wenn man annimmt, daß die beiden Kerzen genau synchron Funken erzeugen. Ist die Maschine mit zwei getrennten Zündmagneten versehen, so ist die Voraussetzung ganz unsicher, dagegen kann man synchron arbeitende Zündkerzen erhalten, wenn man zwei Hochspannungsspulen verwendet, deren Primärstromkreis durch einen gemeinsamen Unterbrecher bedient wird.

Die in Abb. 28 und 29 wiedergegebene Bauart des Verbrennungsraumes, wobei zwei wagerecht geführte Ventile einander in einem kurzen Zylinder gegenüberstehen, ist mit Bezug auf Neigung zu Detonation und Wirkungsgrad der Verbrennung eine der besten, die möglich sind, wenn man den Abstand zwischen Kolben und Zylinderboden im oberen Totpunkt so klein macht, wie aus Rücksicht auf die Betriebssicherheit überhaupt zulässig ist, und solange die Maschine mit verhältnismäßig geringer Kolbengeschwindigkeit läuft und daher keine großen Ventil-

querschnitte braucht. Die Bauart eignet sich daher insbesondere für kurzhubige Maschinen; aber, obgleich solche Maschinen ausgezeichnete

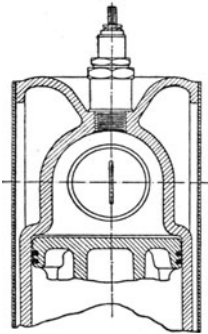


Abb. 28.

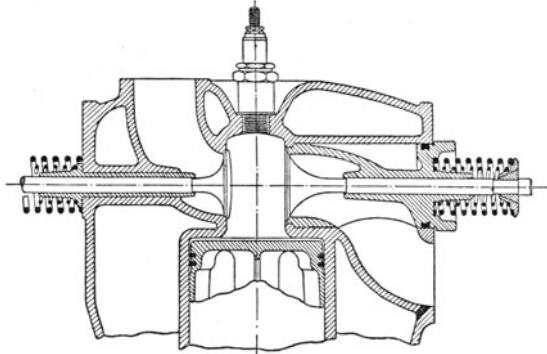


Abb. 29.

Abb. 28 und 29. Verbrennungsraum mit wagrecht gegenüberliegenden Ventilen.

Leistungen und Wirkungsgrade ergeben, ist die Bauart leider für stehende Maschinen wegen der Schwierigkeiten des Ventilantriebes und der Anlage der Leitungen sehr unbequem.

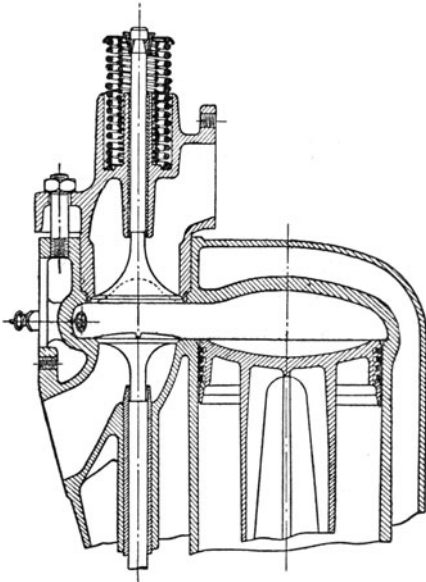


Abb. 30.

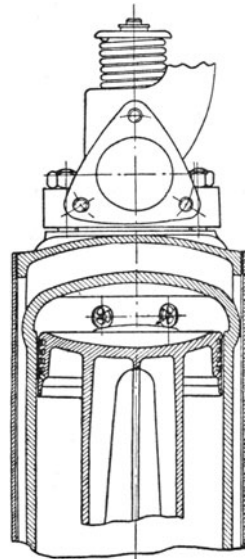


Abb. 31.

Abb. 30 und 31. Einlaßventil über dem seitlichen Auspuffventil.

Die Bauart nach Abb. 30 und 31, bei der das Einlaßventil in einer seitlichen Erweiterung des Verbrennungsraumes senkrecht über dem

Auspuffventil angeordnet ist, und Zylinderboden sowie Kolbenboden ihre hohle Seite dem Verbrennungsraum zuwenden, ist in bezug auf die Aufrechterhaltung der Wirbelung überraschend günstig, obgleich die Ventile in einem Ausbau des Verbrennungsraumes liegen. Hinsichtlich der Neigung zur Detonation ist die Bauart jedoch sehr ungünstig, wie man schon aus dem langen Weg der Flamme schließen kann, und sie läßt daher auch nur ein niedriges Verdichtungsverhältnis zu. Ordnet man die Zündkerze bei einer Maschine mit solchem Verbrennungsraum an der Ventilausnehmung an, so neigt sie stark zur Detonation. Versetzt man jedoch die Zündkerze nach der entgegengesetzten Seite des Zylinderkopfes, so ergibt dies die mit Rücksicht auf die Neigung zu Detonationen denkbar ungünstigste Anordnung, wie in der Tat zu erwarten war. Diese Bauart des Verbrennungsraumes bedingt also niedriges Verdichtungsverhältnis, ergibt aber im Hinblick auf dieses Verdichtungsverhältnis verhältnismäßig hohe Leistung und guten Wirkungsgrad.

Die Bauart des Verbrennungsraumes nach Abb. 32 hat sich der Verfasser vor einigen Jahren in Verbindung mit seitlich nebeneinanderstehenden Ventilen oder senkrecht übereinander in einer seitlichen Ausnehmung angeordneten Ventilen schützen lassen. Bei dieser Bauart drängt sich der ganze Verbrennungsraum im seitlichen Ventilausbau des Zylinders zusammen, die Verbindung zwischen diesem Raum und dem Zylinder hat beschränkten Querschnitt, während der Abstand zwischen Kolben und Zylinderboden im oberen Totpunkt auf ein möglichst geringes Maß verkleinert ist. Die Ziele dieser Bauart sind:

1. Möglichst heftige Wirbelung dadurch zu erzeugen, daß zusätzliche mechanische Störungen der Gasbewegung während des Verdichtungshubes, insbesondere während des letzten Teiles dieses Hubes hervorgerufen werden, wenn die Gase, die in dem Raume zwischen flachem Kolbenboden und dem Zylinderkopf eingeschlossen sind, mit großer Heftigkeit in den Verbrennungsraum hinübergedrückt werden.

2. Den Vorteil der Anwendung seitlich stehender Ventile mit dem Vorteil des tiefen Verdichtungsraumes von gedrungener Gestalt zu vereinigen, wobei die Zündkerze genau in der Achse des Verbrennungsraumes angeordnet werden kann und der größte Weg der Zündflamme auf ein Mindestmaß verringert ist.

Diese Gestalt des Verbrennungsraumes hat sich in bezug auf Leistung und Wirkungsgrad den Bauarten mit hängenden Ventilen fast ebenbürtig gezeigt. Auch mit Bezug auf die Neigung zu Detonationen ist sie sicherlich sehr günstig. Daß sie in bezug auf Leistung und Wirkungsgrad den Bauarten mit hängenden Ventilen nicht ganz gleichwertig ist, hat folgende Gründe:

1. Das Vorhandensein einer dünnen Gasschicht (4 bis 8 vH der gesamten Ladung) zwischen Kolben und Zylinderboden. An dieser Stelle

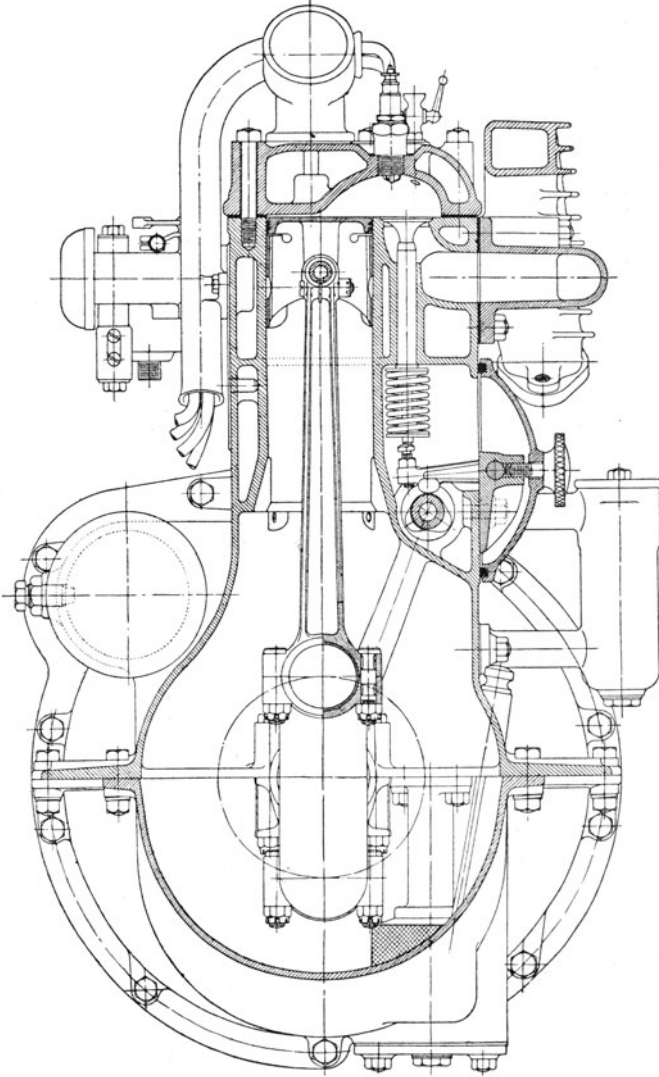


Abb. 32. Maschine mit seitlichen Ventilen nach Ricardo.

wird das Gas so stark gekühlt, daß es sich erst entzündet, wenn der Kolben bereits ein Stück abwärts zurückgelegt hat, also mit schlechterem Wirkungsgrad verbrennt.

2. Da sich die Ventile nicht unmittelbar nach dem Zylinder hin öffnen, so hat die Maschine einen schlechteren volumetrischen Wirkungsgrad; die zusätzliche Wirbelung, die während des Verdichtungs- hubes hervorgerufen wird, macht es allerdings unnötig, auf eine gewisse Höhe der Gasgeschwindigkeit in den Einlaßventilen zu achten. Man kann daher auch größere Ventile anwenden, wenn es die Abstände der Zylinder zulassen oder indem man die Ventile senkrecht übereinander und nicht, wie gewöhnlich, nebeneinander anordnet und hierdurch den volumetrischen Wirkungsgrad etwas verbessern.

Da die Dicke der Gasschicht, die zwischen Kolben und Zylinderboden eingeschlossen wird, durch rein bauliche Rücksichten bestimmt ist und daher als unveränderlich angesehen werden kann, so folgt,

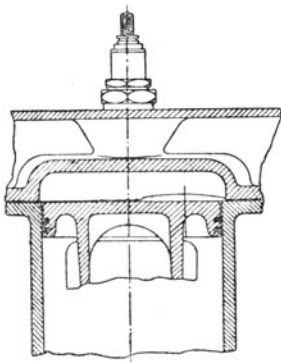


Abb. 33.

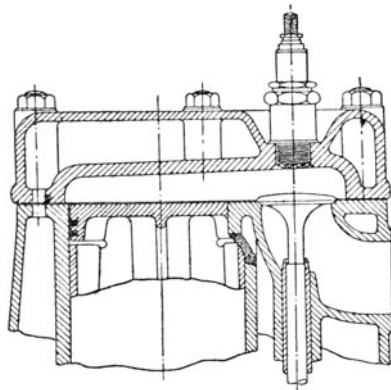


Abb. 34.

Abb. 33 und 34. Übliche Form des Verbrennungsraumes für Motoren mit seitlich stehenden Ventilen.

daß das Verhältnis dieser Schicht zur gesamten Ladung von der Länge des Hubes abhängt. Je länger der Hub ist, um so günstiger wird der Wirkungsgrad eines derartigen Verbrennungsraumes.

Die in Abb. 33 und 34 dargestellte Bauart des Verbrennungsraumes darf man als die übliche für Motoren mit seitlich stehenden Ventilen ansehen. Sie ist sowohl im Hinblick auf das Durchwirbeln der Ladung, als auch im Hinblick auf Vermeidung von Detonation ungünstig, mit dem Ergebnis, daß nicht nur Wirkungsgrad und Leistung bei einem bestimmten Verdichtungsverhältnis niedrig sind, sondern auch wegen der Neigung zur Detonation nur ein verhältnismäßig niedriges Verdichtungsverhältnis Verwendung finden kann. Um die Neigung zur Detonation zu verringern und um im allgemeinen das beste Ergebnis mit dieser Bauart zu erreichen, empfiehlt es sich, die Zündkerze möglichst nahe an der Achse des Verbrennungsraumes anzuordnen. Besonders ungeeignet ist diese Bauart des Verbrennungsraumes für eine

kurzhubige Maschine, weil der Verbrennungsraum dann sehr niedrig wird, mit dem Ergebnis, daß sich die Durchwirbelung der Gase infolge der Reibung an den Wandungen noch weiter verschlechtert. Da ferner die Oberfläche verhältnismäßig sehr groß ist, so stellt die ruhende Gas-schicht, die an der Wand haftet und nur teilweise oder spät und deswegen mit sehr schlechtem Wirkungsgrad verbrennt, einen bedeutenden Teil der gesamten Ladung dar, in vielen Fällen vielleicht bis zu 25 vH.

Auch die Bauart des Verbrennungsraumes nach Abb. 35 und 36 ist gebräuchlich. Vom Standpunkt des Konstrukteurs aus spricht bei Mehrzylindermotoren vieles zu ihren Gunsten, weil sie ohne weiteres gestattet, große Ventile unterzubringen und die Zylindermitten nahe aneinander zu rücken. Auch die Unterbringung der Gasleitungen und

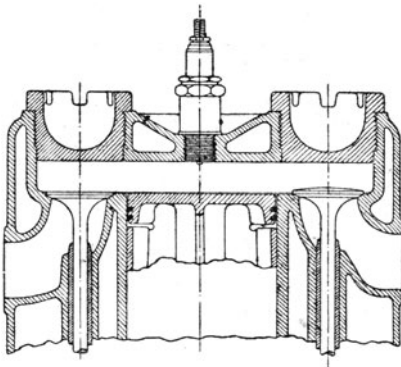


Abb. 35.

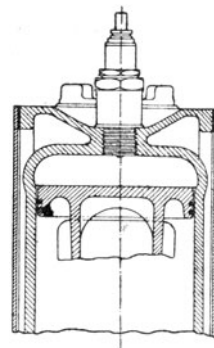


Abb. 36.

Abb. 35 und 36. Maschine mit symmetrischer Ventilanordnung.

des Ventilantriebes gestaltet sich bequem. Aber außer diesen Merkmalen spricht wenig anderes zu ihren Gunsten, denn thermodynamisch läßt sich schwerlich eine schlechtere Bauart finden. Sie bietet der Flamme längere Wege als alle anderen Bauarten und weist auch die größte Oberfläche und Oberflächenreibung auf, ist daher auch mit Bezug auf die Neigung zur Detonation sowie auf Durchwirbelung der Ladung zu verwerfen. Mit Bezug auf diese Eigenschaften ist diese Bauart allerdings nur wenig schlechter als die Bauart mit seitlich stehenden Ventilen, wenn man die Zündkerze in der Achse des Zylinders anbringt.

Die oben beschriebenen verschiedenen Bauarten des Verbrennungsraumes kennzeichnen alle praktisch vorkommenden Fälle mit Ausnahme einiger ungewöhnlichen Bauarten, die nicht zu empfehlen sind und ihre Entstehung nur dem Wunsche verdanken, etwas Ungewöhnliches zu schaffen.

Es ist schwer, den Wert der verschiedenen beschriebenen Bauarten in bestimmten Zahlen auszudrücken, weil bei jedem besonderen Beispiel

zu viel von Einzelheiten des Entwurfes abhängt. Der Verfasser hat in seinem Laboratorium eine große Anzahl von Maschinen nach jeder einzelnen der beschriebenen Bauarten geprüft, und aus diesen Unterlagen kann man durch sorgfältige Untersuchung einige Beispiele von Maschinen auswählen, die sich nur in der Form des Verbrennungsraumes unterscheiden, aber sonst in den meisten Merkmalen ähnlich sind.

Die nachstehende Zahlentafel ist aus den Ergebnissen der Versuche an derartigen Maschinen zusammengestellt. Bei allen Maschinen sind die Gasgeschwindigkeit in den Ventilen, die Diagramme der Ventilöffnungen und mehrere andere Bedingungen genau gleich. Die Reibungsverluste wurden bei jeder Maschine gemessen, und ebenso wurde das höchste Verdichtungsverhältnis bestimmt, bei dem Betrieb mit normalem Benzin noch ohne Detonation möglich war.

Wertung der Bauarten von Zylinderköpfen.

Gestalt des Verbrennungsraumes	Verdichtungsverhältnis	Leistung und Wirkungsgrad vH
Dachform, 4 Ventile, Zündkerze in der Achse	5,4 : 1	100
5 Ventile, senkrecht hängend; Zündkerze in der Achse, Hubverhältnis 2 : 1	5,4 : 1	100
Ventile senkrecht hängend; 2 Zündkerzen einander gegenüber	5,2 : 1	97
Ventile senkrecht hängend; 1 Zündkerze an der Seite	5,0 : 1	94
Einlaßventil über Auspuffventil; Zündkerze in der Achse	4,7 : 1	87
Einlaßventil über Auspuffventil; Zündkerze in der Ventilkammer	4,5 : 1	85
Einlaßventil über Auspuffventil; Zündkerze gegenüber der Ventilkammer	4,2 : 1	80
Seitliche Ventile; besonders gute Wirbelung (Abb. 32); Hubverhältnis 1,4 : 1	4,9 : 1	88
Seitliche Ventile; besonders gute Wirbelung (Abb. 32); Hubverhältnis 2 : 1; sonst ähnlich	5,0 : 1	90
Seitliche Ventile; übliche Bauart; Zündkerze in der Achse des Verbrennungsraumes	4,6 : 1	80
Seitliche Ventile; übliche Bauart; Zündkerze gerade über Einlaßventil	4,4 : 1	77
T-Kopf (Abb. 35 u. 36); Zündkerze in der Achse des Zylinderkopfes	4,6 : 1	80
T-Kopf; Zündkerze gerade über Einlaßventil	4,2 : 1	75

Bei der Aufstellung der Zahlentafel ist vorausgesetzt, bei jeder Art des Verbrennungsraumes sei das Verdichtungsverhältnis so hoch, daß gerade noch Detonation vermieden werde. Dies wurde bei jeder Maschine in der Weise erreicht, daß man die Maschine zunächst mit einer besonderen Art von Benzin speiste, das sehr leicht Detonation hervorrief; dabei wurde dem Brennstoff so lange Toluol zugefügt, bis die

Detonation gerade wieder aufhörte. Die Beziehung zwischen dem benötigten Zusatz von Toluol und dem entsprechenden zulässigen Verdichtungsverhältnis wurde vorher durch Versuche an der bereits beschriebenen Maschine mit veränderlicher Verdichtung festgestellt.

Die Angaben der Zahlentafel sind ferner im Einklang mit den früheren Betrachtungen auch mit Bezug auf den Einfluß des Zylinderinhaltes berichtet worden. Diese Berichtigung mußte notwendigerweise etwas empirisch erfolgen, aber da die Zylinder im allgemeinen nicht sehr verschieden groß waren, so hat diese Berichtigung, wenn überhaupt, nur einen sehr untergeordneten Einfluß.

Der Einfachheit wegen ist der Wirkungsgrad der günstigsten Bauart des Verbrennungsraumes mit 100 vH bezeichnet; Leistungen und Wirkungsgrade der anderen Bauarten sind dann im Verhältnis zur besten Bauart ausgedrückt.

Die vergleichenden Werte dieser Zahlentafel sind natürlich rein empirisch und beruhen auf Mittelwerten der Versuchsergebnisse. Man darf also selbstverständlich nicht glauben, daß man mit irgendeinem von diesen Grundbauarten nicht besseren Wirkungsgrad erreichen könne, wenn man sich Sorgfalt beim Entwurf des Verbrennungsraumes besonders angelegen sein läßt. Aber dies trifft natürlich bei allen Arten zu und berührt den Vergleich höchstens insofern, als die schlechteren Bauarten natürlich einigermaßen größere Möglichkeiten zur Verbesserung bieten.

Wie bereits erläutert worden ist, hängt die Grenze des zulässigen Verdichtungsverhältnisses in gewissem Maße von der Größe der Zylinder ab, weil die Größe der Zylinder einer der Werte ist, welche die Länge des Weges der Flamme von der Zündstelle bis zur äußersten Stelle des Verbrennungsraumes bestimmen. Die Werte in der Zahlentafel beruhen jedoch alle auf der Annahme, daß der Zylinderinhalt bei jeder von den Maschinen in der Gegend von 1640 cm³ liegt und der Zylinderdurchmesser etwa 104—127 mm beträgt.

Bestimmung des Wirkungsgrades des Verbrennungsraumes. Weiter oben ist gezeigt worden, daß der Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes die wichtigste von allen Größen darstellt, welche Leistung und thermischen Wirkungsgrad einer Maschine bestimmen. Leider ist es aber in den meisten Fällen sehr schwer, auch nur verhältnismäßig die Wirkungsgrade zweier verschiedener Bauarten zu ermitteln, insbesondere in dem Falle von Mehrzylindermotoren, weil hier die Unregelmäßigkeiten in der Gemischverteilung eine so große Rolle spielen, daß die Berechnung des Wirkungsgrades auf Grund des Brennstoffverbrauches für die Pferdekraftstunde sehr wenig Wert hat. Man findet sehr häufig, daß der Brennstoffverbrauch für 1 PSh bei zwei Maschinen gleich ist, obgleich vielleicht die eine einen viel günstiger gestalteten Verbrennungsraum als die andere hat. Zunächst könnte es scheinen, die Bauarten

der beiden Maschinen seien gleichwertig, während in Wirklichkeit die eine viel besser entworfen ist, aber der praktische Wert ihres günstigen inneren Wirkungsgrades ist durch größere Unregelmäßigkeiten in der Gemischverteilung zunichte gemacht worden. Wäre es möglich, die ganze Gemischverteilanlage von einer Maschine auf die andere zu übertragen, so würde man sofort eine merkliche Änderung des Wirkungsgrades beobachten; allein das ist in der Praxis, wenn überhaupt, nur selten möglich, weil bei den meisten vorhandenen Mehrzylindermotoren ein erheblicher Teil der Ansaugleitung einen Bestandteil des Zylinderfußstückes bildet. Man kann somit die ganzen Gemischverteilanlagen zweier Motoren mit verschiedenen gestalteten Verbrennungsräumen, wenn überhaupt, nur selten austauschen, und daher bietet es oft sehr große Schwierigkeiten, das Wertverhältnis zweier Gestalten von Verbrennungsräumen zu bestimmen, selbst wenn ihre Unterschiede noch so groß sind.

Das praktisch geeignetste Verfahren, das der Verfasser bisher gefunden hat, um den wahren Wirkungsgrad einer Mehrzylindermaschine ohne Rücksicht auf alle Unregelmäßigkeiten in der Verteilung des Gemisches, auf Fehler in der Vergasung usw. zu ermitteln, beruht darauf, daß bei jedem beliebigen Kohlenwasserstoffbrennstoff oder bei Spiritus die mit Hilfe eines gegebenen Gewichtes von Verbrennungsluft durch Verbrennung frei werdende Wärmeenergie fast genau gleich bleibt, mit wie großem Brennstoffüberschuß immer man auch arbeiten mag, vorausgesetzt, daß stets Brennstoff im Überschuß vorhanden ist. Solange also, mit anderen Worten, das Gemisch überreich an Brennstoff ist, bleibt der thermische Wirkungsgrad, bezogen auf den auch wirklich verbrannten Anteil des Brennstoffes, innerhalb weiter Grenzen des Mischungsverhältnisses auf der Seite des Brennstoffüberschusses der gleiche, mit dem Erfolg, daß über den ganzen Bereich von 5 bis zu 35 vH Brennstoffüberschuß die auf eine Gewichtseinheit von Mischluft frei werdende Verbrennungswärme fast genau konstant bleibt.

Mißt man daher statt des Brennstoffverbrauches den Verbrauch an Verbrennungsluft und bezieht man den gesamten Wärmeverbrauch auf den Verbrauch an Luft für 1 PSh, so bietet dies ein Mittel, um den wirklichen thermischen Wirkungsgrad einer Verbrennungsmaschine ohne Rücksicht auf irgendwelche Verluste infolge von Unregelmäßigkeiten in der Gemischverteilung, fehlerhafte Vergasung, Kondensation von Brennstoffdämpfen usw., zu bestimmen. Ist der auf der Luftmessung beruhende thermische Wirkungsgrad einer Maschine niedrig, so weiß man sofort, daß der Entwurf des Verbrennungsraumes Fehler enthält und daß hiergegen keine Einstellung am Vergaser und keine Änderung der Saugleitung helfen kann.

Andererseits geschieht es häufig genug, daß eine scheinbar gut entworfene und scheinbar auch mit einem Verbrennungsraum von gün-

stiger Gestalt versehene Maschine beim Versuch hohen Brennstoffverbrauch aufweist. Dann kann man durch Messung des Luftverbrauches sofort nachprüfen, ob der Fehler in der Bauart der Maschine oder in der Gemischverteilung liegt. Sind zuverlässige Hilfsmittel für die Messung des Luftverbrauches vorhanden, so braucht man nur den Vergaser so einzustellen, daß er überreiches Gemisch liefert, d. h. in der Praxis den Vergaser auf Höchstleistung einzustellen (bei Betrieb mit Benzin etwa 15 bis 20 vH Brennstoffüberschuß), und den Luftverbrauch abzulesen. Das einzige, was notwendig ist, besteht darin, daß man sich vergewissert, daß auch beim Einstellen von schwächstem Gemisch der Zylinder immer noch mit wenigstens 5 vH Brennstoffüberschuß arbeitet. Da von hier ab ein großer Bereich der Mischungsverhältnisse zur Verfügung steht, nämlich bis zu etwa 40 vH Brennstoffüberschuß, bevor die Geschwindigkeit der Verbrennung ähnlich wie bei Brennstoffmangel des Gemisches wieder abnimmt, so macht es keine Schwierigkeiten, diese Voraussetzung zu erfüllen.

Der auf diese Weise gefundene thermische Wirkungsgrad ist immer etwas höher als der aus dem gemessenen Brennstoffverbrauch berechnete, auch wenn die Maschine mit dem wirtschaftlichsten Mischungsverhältnis arbeitet. Dies ist selbst bei Einzylindermaschinen der Fall, bei denen die Verluste infolge der Gemischverteilung beinahe ganz ausgeschaltet werden können. Der Unterschied beruht auf:

1. der stärkeren Zunahme des spezifischen Volumens beim Betrieb mit Brennstoffüberschuß im Gemisch,
2. dem geringen Verlust infolge der Kondensation von flüssigem Brennstoff an den Zylinderwänden, der der Verbrennung entgeht und schließlich am Kolben vorbei in das Kurbelgehäuse gelangt,
3. dem geringen Verlust infolge der Kondensation von flüssigem Brennstoff an den Wandungen der Ansaugleitung. Dieser Brennstoff gelangt in irgendeinem Zeitabschnitt des Kreisprozesses flüssig und schluckweise in den Zylinder und wird nicht vollständig verdampft,
4. dem geringen Verlust an flüssigem oder verdampftem Brennstoff, der durch das Zurückschwingen der Gassäule oder durch das Zurückfließen flüssiger Brennstoffteile in die Saugleitung entsteht, wenn das Einlaßventil plötzlich schließt.

Sobald der Luftverbrauch bekannt ist, läßt sich der thermische Wirkungsgrad irgendeines Motors nach der Formel

$$\eta = \frac{\text{Indizierte Leistung (PS)}}{\text{Luftverbrauch (kg/h)}} \cdot C$$

berechnen, worin C eine Konstante ist, die der bei Verbrauch von 1 kg Luft durch Verbrennung von Brennstoff frei werdenden Wärme

proportional ist. Für alle Benzinsorten kann diese Konstante mit 87,6 eingesetzt werden.

In der folgenden Zahlentafel sind die berichtigten unteren Heizwerte, die Mischungsverhältnisse für die vollständige Verbrennung, ausgedrückt in Gewichtsanteilen von Luft und Brennstoff, die durch die Verbrennung in 1 kg Luft freiwerdenden Wärmemengen und die Werte der Konstanten C in der obigen Formel für den Wirkungsgrad für eine kennzeichnende Auswahl von Brennstoffen zusammengestellt. Aus dieser Übersicht geht hervor, daß über den gesamten Bereich der verfügbaren Brennstoffe die durch die Verbrennung in 1 kg Luft freiwerdende Wärme ziemlich genau gleich bleibt.

Konstante C für verschiedene Brennstoffe.

Brennstoff	Berichtigter unterer Heizwert kcal/kg	Theoretisches Mischungsverhältnis Luft : Brennstoff nach Gewichtsanteilen	Durch Verbrennung in 1 kg Luft freiwerdende Wärme kcal/kg	Konstante C
Benzin, Sorte 1.	10 680	15,05	708	88
„ „ 2.	10 580	14,7	720	87,2
„ „ 3.	10 620	14,8	719	87,4
„ „ 4.	10 500	14,6	720	87,2
„ „ 5.	10 600	14,9	712,5	88
„ „ 6.	10 700	15,0	714	87,8
„ „ 7.	10 510	14,7	716	87,6
Petroleum	10 610	15,0	708	88
Hexan	10 770	15,2	708	88
Heptan	10 800	15,1	714	87,6
Benzol	9 700	13,2	733	86
Toluol	9 810	13,4	730	86,25
Cyclohexan	10 520	14,7	717	87,6
Heptylen	10 740	14,7	733	86
Äther	9 350	13,0	720	87,2
Äthylalkohol, 99 vH .	6 640	8,95	741	84,9
„ 95 vH .	6 180	8,4	739	85,1

Die Werte in der 4. Spalte der Zahlentafel sind unter der Annahme vollständiger Verbrennung berechnet, der auch die Werte für die Konstante C entsprechen. Soweit es sich aber um Gemische mit Überschuß an Brennstoff handelt, ändert sich diese Konstante innerhalb weiter Grenzen der Mischungsverhältnisse bei allen Brennstoffen in Wirklichkeit nur sehr wenig. Sie ist bei allen leicht flüchtigen flüssigen Brennstoffen anscheinend fast genau gleich groß, so daß etwa mögliche Fehler in der Berechnung infolge von Unterschieden im Mischungsverhältnis auf alle Fälle außerordentlich klein bleiben müssen.

Die folgenden Zahlentafeln 1 bis 3 enthalten kennzeichnende Ergebnisse von Versuchen an der weiter oben beschriebenen Maschine mit ver-

änderlichem Hub bei Betrieb mit Benzin und Spiritus (fast reinem und 95 vH-Spiritus), die einen weiten Bereich von verschiedenen Mischungsverhältnissen vom theoretisch richtigen bis zu 35 vH Brennstoffüberschuß umfassen. Am Fuße einer jeden Zahlentafel ist zum Vergleich der Höchstwert des thermischen Wirkungsgrades angegeben, der aus dem Brennstoffverbrauch beim wirtschaftlichsten Mischungsverhältnis berechnet ist.

Zahlentafel 1. Versuche an der Maschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis.

Brennstoff: Benzin Sorte 4. Verdichtungsverhältnis 5 : 1.

Versuch am 5. VII. 1921.

Mischungsverhältnis	Luft- verbrauch	Indiz. mittlerer Kolben- druck	Indiz. Leistung	Spez. Luft- verbrauch	Indiz. thermischer Wirkungs- grad
	kg/h	at	PS	kg/PS,h	vH
Theoretisch richtig	88,8	9,27	32,5	2,74	32,1
5 vH Brennstoffüberschuß	89,2	9,49	33,2	2,68	32,8
10 „ „	89,4	9,6	33,6	2,66	33,1
15 „ „	89,6	9,66	33,8	2,65	33,2
20 „ „	89,9	9,7	33,9	2,655	33,15
25 „ „	90,2	9,7	33,9	2,665	33,05
30 „ „	90,5	9,66	33,8	2,67	32,85
35 „ „	90,7	9,6	33,6	2,695	32,7

Höchster thermischer Wirkungsgrad, aus dem Brennstoffverbrauch berechnet,
32,1 vH bei 16 vH Brennstoffmangel.

Zahlentafel 2. Versuch an der Maschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis.

Brennstoff: Äthylalkohol 99 vH. Verdichtungsverhältnis 5 : 1.

Versuch am 27. VIII. 1921.

Mischungsverhältnis	Luft- verbrauch	Indiz. mittlerer Kolben- druck	Indiz. Leistung	Spez. Luft- verbrauch	Indiz. thermischer Wirkungs- grad
	kg/h	at	PS	kg/PS,h	vH
Theoretisch richtig	90,3	9,81	34,7	2,60	32,9
5 vH Brennstoffüberschuß	90,5	10,04	35,1	2,58	33,3
10 „ „	90,7	10,15	35,5	2,555	33,65
15 „ „	91,2	10,22	35,75	2,545	33,7
20 „ „	91,7	10,3	36,0	2,54	33,75
25 „ „	92,2	10,32	36,1	2,545	33,7
30 „ „	92,6	10,35	36,2	2,555	33,65
35 „ „	93,1	10,37	36,3	2,56	33,6

Höchster thermischer Wirkungsgrad, aus dem Brennstoffverbrauch berechnet,
33,0 vH bei 15 vH Brennstoffmangel.

Zahlentafel 3. Versuch an der Maschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis.

Brennstoff: Äthylalkohol 95 vH. Verdichtungsverhältnis 5 : 1

Versuch am 16. VIII. 1921.

Mischungsverhältnis	Luftverbrauch	Indiz. mittlerer Kolbendruck	Indiz. Leistung	Spez. Luftverbrauch	Indiz. thermischer Wirkungsgrad
	kg/h	at	PS	kg/PS ₁ h	vH
Theoretisch richtig	92,2	10,19	35,6	2,585	33,1
5 vH Brennstoffüberschuß	92,4	10,3	36,0	2,555	33,6
10 „ „	92,6	10,4	36,3	2,55	33,65
15 „ „	93,1	10,46	36,5	2,545	33,7
20 „ „	93,5	10,5	36,65	2,545	33,7
25 „ „	94,0	10,54	36,75	2,545	33,7
30 „ „	94,4	10,56	36,8	2,55	33,65
35 „ „	94,8	10,58	36,85	2,565	33,4

Höchster thermischer Wirkungsgrad, aus dem Brennstoffverbrauch berechnet, 32,9 vH bei 15 vH Brennstoffmangel.

In Zahlentafel 4 sind die Ergebnisse von Luftverbrauchmessungen bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen zwischen 4,0 : 1 und 7,0 : 1 zusammengestellt. Als Brennstoff diente in diesem Fall Benzol. Auch hier stimmen die thermischen Wirkungsgrade, die aus dem Luftverbrauch bei Betrieb mit Brennstoffüberschuß und aus dem Brennstoffverbrauch beim wirtschaftlichsten Mischungsverhältnis berechnet worden sind, im ganzen gut miteinander überein.

Zahlentafel 4.

Versuche mit verschiedenen Verdichtungsverhältnissen.

Brennstoff: Benzol. Mischungsverhältnis etwa 20 vH Brennstoffüberschuß.

Versuch am 16. X. 1921.

Verdichtungsverhältnis	Luftverbrauch	Indiz. mittlerer Kolbendruck	Indiz. Leistung	Spez. Luftverbrauch	Indiz. thermischer Wirkungsgrad aus Luftmessung	Indiz. thermischer Wirkungsgrad aus Brennstoffmessung (15 vH Brennstoffmangel)
	kg/h	at	PS	kg/PS ₁ h	vH	vH
4 : 1	93,1	8,79	30,8	2,99	28,8	27,7
5 : 1	88,5	9,6	33,6	2,635	32,8	32,0
6 : 1	85,8	10,19	35,7	2,40	35,9	35,0
7 : 1	83,9	10,69	37,3	2,25	38,3	37,3

Ähnliche Versuche an einem Sechszylinder-Flugmotor mit einem Verdichtungsverhältnis von 4,7 : 1 ergaben einen spezifischen Luftverbrauch von 2,86 kg/PS₁h im gesamten Bereich der Mischungsverhältnisse von 10 bis 25 vH Brennstoffüberschuß bei Betrieb mit normalem Fliegerbenzin. Der aus dem Luftverbrauch berechnete ther-

mische Wirkungsgrad betrug in diesem Fall 31 vH und war sehr beträchtlich größer als der aus dem Brennstoffverbrauch berechnete, der beim wirtschaftlichsten Mischungsverhältnis nur 28,2 vH betrug. Der Unterschied stellt in diesem Falle den Verlust durch Unregelmäßigkeiten in der Verteilung des Gemisches usw. dar. Ein Vergleich dieser Ergebnisse mit den weiter oben mitgeteilten Ergebnissen der Versuche an der Maschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis ist um so lehrreicher, als bei beiden Maschinen die Gestalt der Verbrennungskammer fast identisch ist, die Zylinderinhalte ebenfalls fast gleich sind und die Ladung in beiden Fällen durch Zündkerzen gezündet wird, die im Verbrennungsraum in gegenüberliegenden Seitenwänden angebracht sind. Daß der Flugzeugmotor auf Grund der Luftverbrauchsmessung keinen so hohen thermischen Wirkungsgrad wie die Versuchsmaschine beim gleichen Verdichtungsgrad ergeben hat, nämlich nur 31 vH gegenüber 31,7 vH, kann man vielleicht auf folgende Weise erklären:

1. Der Flugmotor war zwar mit zwei Zündkerzen versehen, aber diese wurden aus zwei Zündmagneten mit Strom versorgt und zündeten daher nicht so genau synchron.

2. Der Flugmotor hatte einen verhältnismäßig kürzeren Hub, so daß der Verbrennungsraumflacher und daher etwas weniger wirtschaftlich war.

3. Der mechanische Betriebszustand des Flugmotors war wahrscheinlich nicht so gut, z. B. waren vielleicht seine Verluste durch Undichtheit höher.

Der Unterschied im Brennstoffverbrauch war jedoch wesentlich höher, denn der höchste auf Grund des Brennstoffverbrauches berechnete thermische Wirkungsgrad bei einem Verdichtungsverhältnis von 4,7 : 1 betrug bei der Einzylinderversuchsmaschine 30,9 vH gegen nur 28,2 vH beim Sechszylinder-Flugmotor. Unter Berücksichtigung der Unterschiede in den Wirkungsgraden der Verbrennungsräume betragen daher die Verluste durch Unregelmäßigkeiten in der Verteilung des Gemisches, durch unverbrannten Brennstoff usw. beim Flugmotor etwa 10 vH, während sie bei der Einzylindermaschine nur etwa 2,5 vH betragen. Der mittlere indizierte Kolbendruck ergab sich bei beiden Maschinen genau gleich, nämlich 9,35 at; aber Messungen über den volumetrischen Wirkungsgrad zeigten, daß dieser bei der Versuchsmaschine bei dem betreffenden Verdichtungsverhältnis 76,2 vH, bei dem Flugmotor 78 vH betrug. Dieser Unterschied gleicht den Einfluß des schlechteren Wirkungsgrades des Verbrennungsraumes beim Flugmotor sehr angenähert wieder aus.

Andererseits ergaben Versuche, die an einer Vierzylindermaschine für Lastkraftwagen mit dem Verdichtungsverhältnis von 4,24 : 1 ausgeführt wurden, einen spezifischen Luftverbrauch von 3,46 kg/PS_h,

entsprechend 25,6 vH thermischem Wirkungsgrad, gegenüber einem spezifischen Luftverbrauch von 2,94 kg/PS₁h, entsprechend 30,4 vH thermischem Wirkungsgrad, des Motors mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis beim gleichen Verdichtungsverhältnis. Hieraus kann man den Schluß ziehen, daß bei der Lastkraftwagenmaschine der Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes nur 85 vH vom Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes der Versuchsmaschine beim gleichen Verdichtungsverhältnis betragen hat. Bei dieser besonderen Lastkraftwagenmaschine hatte der Entwurf des Zylinderkopfes insofern einen großen Fehler, als die Ventile in vertieften flachen Ausnehmungen lagen und die Zündkerzen unmittelbar über den Einlaßventilen angeordnet waren. Der thermische Wirkungsgrad auf Grund des Brennstoffverbrauches beim wirtschaftlichsten Mischungsverhältnis betrug immerhin noch etwa 23,8 vH, was beweist, daß die Verteilung des Gemisches — wenn man diesen Ausdruck gebrauchen darf — mit dem hohen Wirkungsgrad von 93 vH erfolgte. Mit anderen Worten: bei dieser Maschine machte, soweit der Brennstoffwirkungsgrad in Betracht kommt, die ganz ungewöhnlich wirksame Verteilung des Gemisches bis zu einem gewissen Grade das wieder gut, was der schlechte Entwurf der Zylinder verdorben hatte, aber die schlechte Bauart der Zylinder zeigte sich an der geringen Höchstleistung, die die Maschine lieferte, da der mittlere indizierte Kolbendruck nur 6,53 at erreichte, gegenüber 9,07 at bei der Maschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis unter genau gleichen Umständen. Wären die volumetrischen Wirkungsgrade in beiden Fällen gleich gewesen, so hätte der mittlere nutzbare Kolbendruck $\frac{85}{100} \cdot 9,07 \approx 7,7$ at betragen; daß er jedoch nur 6,53 at erreichte, lag wieder an der fehlerhaften Bauart der Zylinder, da der freie Eintritt des Gemisches am Einlaßventil vorbei durch die engen die Ventilkammern umschließenden Wände behindert wurde. Ebenso zeigte die Luftmessung, daß der volumetrische Wirkungsgrad der Versuchsmaschine bei diesem Verdichtungsverhältnis und bei gleicher Temperatur 77 vH, der volumetrische Wirkungsgrad der Vierzylindermaschine jedoch nur 66 vH betrug. Der höchste mittlere Kolbendruck konnte unter diesen Umständen nur $\frac{66}{77} \cdot 7,7 = 6,6$ at betragen, was mit dem bei den Versuchen tatsächlich gemessenen (6,53 at) gut übereinstimmt. Die beschriebene Maschine ist ein kennzeichnendes Beispiel für einen von Grund aus mangelhaften Entwurf, bei dem nur dadurch ein verhältnismäßig guter Wirkungsgrad erreicht wird, daß ihre Gemischverteilanlage außergewöhnlich günstig arbeitet.

Wo keine Hilfsmittel zur Messung des Luftverbrauches vorhanden sind, kann man den Wirkungsgrad verschiedener Bauarten von Ver-

brennungsräumen ungefähr schätzen, indem man die höchsten mittleren Kolbendrücke vergleicht; allerdings setzt dies wiederum voraus, daß die volumetrischen Wirkungsgrade der verglichenen Maschinen gleich hoch sind.

Eine derartige Annahme läßt sich allerdings nicht immer rechtfertigen; aber man kann zum mindesten mit Recht annehmen, daß bei zwei ziemlich ähnlichen Bauarten von Maschinen die Unterschiede in den volumetrischen Wirkungsgraden trotz des obigen etwas außergewöhnlichen Beispiels bedeutend geringer sein und auf die Bestimmung der Wirkungsgrade der Verbrennungsräume verschieden gebauter Zylinder weniger Einfluß ausüben dürften als Unterschiede im Mischungsverhältnis. Wo Hilfsmittel zum Messen des Luftverbrauches vorhanden sind, kann man den Wirkungsgrad jeder beliebigen Bauart von Verbrennungsräumen sehr schnell bestimmen.

Eine Maschine, die die Luft wirtschaftlich verbraucht, ist auch eine wirtschaftliche Maschine, und damit sie auch im Brennstoffverbrauch sparsam ist, hat man sich nur noch um die Fragen der Vergasung und der Gemischverteilung zu kümmern. Ist hingegen der Luftverbrauch hoch, dann kann auch noch so feine Einstellung am Vergaser oder noch so gute Bauart der Gemischverteilung zu keinem guten Wirkungsgrade führen.

V. Schmierung und Lagerabnutzung.

Drei Gesichtspunkte müssen beim Entwurf eines beliebigen Lagers berücksichtigt werden: erstens die Fähigkeit, die notwendige Belastung innerhalb des verfügbaren Raumes mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen aufzunehmen, zweitens die Schnelligkeit der Abnutzung der tragenden Oberflächen und endlich der Verlust an Kraft durch die Reibung. An dieser Stelle sollen nur die Lager betrachtet werden, während die Kolbenreibung in einem späteren Abschnitt behandelt werden wird.

Die Lager werden im allgemeinen als glatte oder sog. Gleitlager gebaut. Kugel- oder Rollenlager, deren Wirkungsweise grundsätzlich anders ist, sollen hier nicht eingeschlossen werden.

Wo sich zwei Flächen, die scheinbar einander berühren, relativ gegeneinander bewegen, hat man drei mögliche Fälle zu betrachten:

1. Die trockene Reibung: Die Flächen berühren einander wirklich ohne jegliches Schmiermittel. In diesem Falle ist die Reibung sehr groß, und man kann die Flächen nur geringen Kräften und Geschwindigkeiten aussetzen, wenn sie nicht fressen sollen. Dieser Fall kommt bei richtig arbeitenden Lagern niemals vor, braucht also nicht weiter behandelt zu werden.

2. Die „ölige“ Reibung: Sie liegt vor, wenn die Flächen, obgleich sie sich tatsächlich berühren, durch irgendein Mittel geschmiert werden, das ihre gegenseitige Adhäsion verringert. Das Schmiermittel scheint in derartigen Fällen dadurch zu wirken, daß es irgendeinen chemischen Einfluß auf die metallischen Oberflächen ausübt.

3. Die „viskose“ Reibung. Hierbei werden die Oberflächen durch eine Schicht des Schmiermittels vollständig voneinander getrennt. Das ist offenbar die wünschenswerteste Art der Schmierung, die man glücklicherweise bei einem gut entworfenen und ausreichend geschmierten Lager leicht erreichen kann. Man kann die viskose Reibung als den Normalzustand eines Lagers ansehen.

In einem Wellenlager wird die nötige Ölschicht zwischen den belasteten Oberflächen durch eine Art Keilwirkung aufrechterhalten, die dadurch zustande kommt, daß sich die Welle in ihrem Lager exzentrisch einstellt. In Abb. 37 ist dieser Vorgang dargestellt; das Öl wird durch die Drehung der Welle W aus dem weiten Raum A in den engen Raum B mitgeschleppt und preßt dadurch die Oberflächen auseinander. Unter dieser Annahme kann man die Reibungsverluste und die Dicke der Ölschicht bei irgendwelchen gegebenen Betriebsbedingungen theoretisch berechnen. Die so gefundenen Werte haben sich als mit der Praxis gut übereinstimmend erwiesen, solange das Lager nicht zu hoch belastet wird. Diese beiden Größen: die Dicke der Ölschicht und die Reibung hängen bei einem beliebigen gegebenen Lager lediglich von der Belastung, der Geschwindigkeit und der Viskosität des Schmiermittels ab.

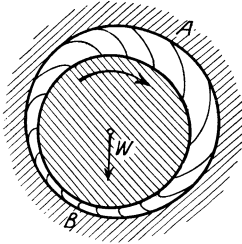


Abb. 37. Keilwirkung in einem Wellenlager.

Roh ausgedrückt, ist der Einfluß dieser Größen folgender: Erhöht man die Belastung, so wächst selbstverständlich auch die Reibung, wenn auch nicht annähernd in gerader Proportion, und gleichzeitig wird die Ölschicht dünner. Steigt die Geschwindigkeit, so nimmt sowohl die Reibung, als auch die Dicke der Ölschicht zu, ebenso auch, wenn die Viskosität des Schmiermittels höher wird. Dagegen wird bei Zunahme der Belastung oder der Geschwindigkeit infolge der höheren Kraftverluste das Öl wärmer, und dies verringert die Viskosität des Öls.

Dieser Umstand gleicht bei einer Zunahme der Belastung bis zu einem gewissen Grade die Erhöhung der Reibung wieder aus, wobei sich auch die Stärke der Ölschicht noch weiter verringert, während bei einer Zunahme der Geschwindigkeit die theoretisch eintretende Zunahme in der Dicke der Ölschicht tatsächlich in eine Abnahme umgekehrt wird. Infolgedessen ist bei Steigen der Belastung und der Geschwin-

digkeit ein Bestreben vorhanden, die Dicke der Ölschicht zu verringern.

Selbstverständlich gibt es, da keine Fläche vollkommen eben ist, eine untere Grenze in der Dicke der Ölschicht, bei der die höchsten Stellen der beiden Oberflächen durch die Ölschicht hindurch miteinander in Berührung kommen.

An diesen Stellen hat die Ölschicht keine merklichen Abmessungen mehr, und es treten dann die Gesetze der „öligem“ Reibung in Kraft. Die Reibungskraft ist unter diesen Umständen an solchen Stellen beträchtlich höher als bei viskoser Reibung und unterliegt auch ganz anderen Gesetzen. Das Hauptmerkmal des Vorganges ist die sog. „Öligkeit“, eine Eigenschaft, die wahrscheinlich chemischer Natur ist und auf Verminderung der Reibung zwischen zwei einander berührenden Flächen hinwirkt. Diese Eigenschaft ist von Viskosität ganz verschieden; denn ganz dünne Öle, wie Samen- oder Rüböl, können sie in höherem Maße aufweisen als dickflüssigere Stoffe wie Sirup, bei dem sie überhaupt nicht vorhanden zu sein scheint. Leider gibt es hierüber nur sehr wenige und vielfach widersprechende Angaben. Aber so viel steht wohl fest, daß tierische oder pflanzliche Öle, wie Samen-, Rüb- oder Rizinusöle, beträchtlich „ölicher“ als Kohlenwasserstoff-Mineralöle sind, während viskose „klebrige“ Stoffe diese Eigenschaft überhaupt nicht haben. Auch die Art der metallischen Oberfläche scheint einen Einfluß auf das Verhalten der Stoffe in dieser Hinsicht auszuüben, aber man ist sich über die Eignung der verschiedenen Metalle nicht einig.

Offenbar wird, wenn das Schmiermittel nur wenig „Öligkeit“ hat, die Reibung an den erhöhten Stellen außerordentlich groß. Die hierdurch entstehende Wärme verringert die Dicke der Ölschicht noch weiter, und alle Verhältnisse verschlechtern sich so, daß schließlich das Lager frißt. Bei einem „öligem“ Schmiermittel dagegen wächst die Reibung an den erhöhten Stellen weniger, und die Gefahr des Fressens ist entsprechend geringer.

Der Einfluß der „Öligkeit“ ist daher nur dort wichtig, wo sich infolge übermäßiger hoher Belastung ungeeignet angeordneter Oberflächen oder infolge unzureichender Ölzufuhr keine zusammenhängende Ölschicht erhalten kann. Sie hat unter normalen Verhältnissen anscheinend keinen Einfluß auf die Reibung, obgleich sie ermöglicht, in einem beliebigen gegebenen Fall ein dünneres Öl mit entsprechend geringerem Reibungswiderstand zu verwenden, indem man sich als Reserve für den Fall der außergewöhnlichen Bedingungen lieber auf die Öligkeit als auf übergroße Viskosität der Schmiermittel verläßt.

Unter normalen Betriebsbedingungen setzt die Aufrechterhaltung einer ausreichenden Ölschicht wirksame Vorkehrungen für die Ab-

leitung der durch Reibung erzeugten Wärme und für stetige Auffüllung des Öles in den Lagern voraus.

Die Wärme wird bis zu einem gewissen Grade durch das Öl selbst abgeleitet, das die wirkliche Ölschicht bildet, zum größten Teil jedoch durch Leitung von den tragenden Oberflächen oder durch das überschüssige Öl, das durch oder über das Lager fließt, ohne wirklich an der Bildung der die Belastung tragenden Ölschicht teilzunehmen. Die Vorteile der Schmierung unter Druck beruhen hauptsächlich auf der Kühlwirkung durch das überschüssige Öl.

Die Zufuhr des Öls zum Lager wird bei wechselnden Belastungen durch die hierbei entstehende „Pumpwirkung“ wesentlich erleichtert. Ein gegebenes Lager kann daher bei wechselnder Belastung beträchtlich höher als bei dauernd gleich gerichteter Belastung beansprucht werden. Ein Lager mit schmalen Tragflächen verliert ferner einen viel größeren Teil des Öls durch seitlichen Austritt als ein Lager mit breiten Flächen und ist daher bei „natürlicher“ Schmierung entsprechend weniger wirksam, während es bei verstärkter Ölzufuhr eine höhere Belastung auf 1 cm² der Projektion seiner Oberfläche aufnimmt, weil man durch das kürzere Lager eine größere Ölmenge hindurchtreiben und es daher auch besser kühlen kann.

Notwendig ist auch, daß die tragenden Flächen des Lagers so gestaltet werden, daß die Keilwirkung, die die Ölschicht an den hoch belasteten Stellen des Lagers aufrecht erhält, auch wirklich eintreten kann; denn der Druck, der zur Aufnahme der Belastung erforderlich ist, ist viel höher als ihn irgendeine Schmierung unter Druck erzeugen kann.

Glücklicherweise eignen sich Wellenlager von Natur aus dazu, solche Keilwirkung des Schmiermittels hervorzurufen, wie bereits oben beschrieben worden ist, aber bei Druckringen muß man, wie in dem Mitchell-Lager, besondere Maßnahmen hierfür treffen. Soweit schnelllaufende Verbrennungsmaschinen in Betracht kommen, kann man allerdings in allen praktischen Fällen die auftretenden Schubbelastungen in sehr bequemer Weise in Kugeldrucklagern aufnehmen.

Sobald die Belastung so hoch ist, daß sich selbst eine molekulare Ölschicht nicht mehr halten kann, kommen die Flächen in unmittelbare metallische Berührung miteinander; sobald also die Ölschicht so dünn wird, daß sich die beiden Flächen bis in den Bereich der molekularen Anziehung nähern, steigt mit einem Mal die Temperatur so übermäßig hoch, daß ein örtliches Verschmelzen der beiden Oberflächen eintritt. In einzelnen Fällen kann ein solches örtliches Verschmelzen insofern, als dadurch irgendeine erhöhte Stelle in der Lauffläche des Lagers beseitigt wird, dazu beitragen, daß die Belastung an dieser Stelle verringert und so die Bildung der Ölschicht wieder ermöglicht

wird. Wenn dies aber nicht geschieht und die Ölschicht nicht augenblicklich wiederhergestellt wird, so breitet sich die Verschmelzung der Oberflächen so weit aus, daß entweder das Lager festfrißt oder das Lagermetall ins Schmelzen kommt und ausläuft. Sind beide Lagerflächen hart und haben sie annähernd die gleiche Schmelztemperatur, so ist die beschriebene Oberflächenverschmelzung im allgemeinen mit einem teilweisen Verschweißen verbunden, und die beiden Flächen haften dann unlösbar aneinander fest.

Ist das Material der einen Fläche verhältnismäßig weich und bei niedriger Temperatur schmelzbar, wie im Falle von Weißmetall, so schmilzt allein dieses Lager entweder teilweise oder ganz. In dem früheren Fall kann, wie bereits erwähnt wurde, das örtliche Verschmelzen der Laufflächen das Vorhandensein einer erhöhten Stelle als Ursache haben und das Abschmelzen dieser erhöhten Stelle sofort die Ursache der Störung beseitigen und ermöglichen, daß die Ölschicht sofort wieder hergestellt und die weitere Ausbreitung der Schmelzstelle verhindert wird. Ein solcher Vorgang ist aber nur möglich, weil die Schmelztemperatur von Weißmetall beträchtlich unter der Siedetemperatur des Schmiermittels liegt. Örtliches Schmelzen kommt bei Lagern mit Weißmetallfutter sehr oft vor, besonders wenn sie neu und nicht übermäßig gut eingepaßt sind und ist oft ganz harmlos.

Die Wärmeentwicklung bei örtlicher Unterbrechung der Ölschicht ist ganz überraschend hoch. Es ist nichts Ungewöhnliches, daß die Oberflächen zweier im Einsatz gehärteter Stahlteile verschmelzen und in einer Entfernung von weniger als 12 mm von dieser Stelle die frühere Oberflächenhärte noch vorhanden ist. Das entspricht einem Temperaturabfall von etwa 1400° auf 12 mm Abstand.

Bei Lagern mit sehr hohen Belastungen und geringen Gleitgeschwindigkeiten liegt der Fall etwas anders, da die Zeit als wichtiger Umstand eintritt. Da bei geringer Geschwindigkeit die Keilwirkung, die bestrebt ist, die Ölschicht aufrechtzuerhalten, nur sehr langsam ist, so erlangt die Pumpwirkung, die bei wechselnder Belastung auftritt, eine entsprechend größere Bedeutung. Man hat zwar reichliche Beweise dafür, daß selbst Bronzelager durch schwere Belastungen und unter ungünstigen Umständen zerstört werden können, auch wenn die Ölschicht keine Unterbrechung erfährt. Aber so lange die Möglichkeiten vorhanden sind, das verbrauchte Öl zu ersetzen, und solange die Gleitgeschwindigkeit in den Grenzen bleibt, daß das Produkt aus Lagerbelastung und Geschwindigkeit einen bestimmten Wert nicht überschreitet, d. h. so lange die Lagerreibung nicht schneller Wärme erzeugt, als das nachfließende kühle Öl und die sonstige Wärmeübertragung durch Leitung beseitigen kann, so lange wird ein Wellenlager wegen zu hoher Belastung nicht versagen. Störungen an schwer belasteten,

langsam laufenden Lagern kann man beinahe immer entweder einer Unterbrechung in der Ölzuführung oder häufiger Verbiegungen oder Verdrehungen irgendeines Lagerteiles zuschreiben, die zu übermäßig hohen örtlichen Drücken und zu Überhitzungen führen. Die einzigen Lager der schnelllaufenden Verbrennungsmaschinen, die hohe Belastung bei geringer Gleitgeschwindigkeit auszuhalten haben, sind die Lager der Kolbenbolzen. Die Erfahrung hat aber gezeigt, daß diese Lager Belastungen bis zu 422 kg/cm^2 ohne Schmierung unter Druck durchaus sicher vertragen können und sich dabei auch nicht wahrnehmbar abnutzen, wenn man den Kolbenbolzen so unterstützt, daß infolge der Bieungsbeanspruchungen seine Form nicht erheblich verändert wird.

Die Abnutzung von Lager und Welle. Mit Rücksicht darauf, daß die meisten Lager vollständig in Öl laufen, mag es vielleicht zunächst überraschen, daß überhaupt eine Abnutzung entsteht, weil die beiden Lagerflächen einander überhaupt nie unmittelbar berühren. Die Erklärung hierfür ist anscheinend, daß jede Abnutzung auf der schabenden Wirkung von kleinen festen Teilchen beruht, die vom Öl mitgeführt werden. Diese Teilchen, die zum größten Teil so klein sind, daß sie durch Filtern nicht abgeschieden werden können, werden vom Öl in das Lager getragen und betten sich dort in die weichere von den beiden Laufflächen ein, also in einem Weißmetallager immer in das weiche Weißmetall. Dann beginnen sie, zum Teil eingebettet, an der Welle zu schaben, natürlich nur diejenigen Teilchen, welche aus dem weichen Metall so weit herausragen, daß sie auch wirklich die Ölschicht überbrücken und so auch wirklich den anderen Teil des Lagers berühren; nur diese können Abnutzung herbeiführen. Unter sonst gleichen Umständen hängt daher die Größe der Abnutzung in einer gegebenen Zeit von der Dicke der Ölschicht, also von der Belastung und der Temperatur des Lagers ab. Je kühler das Schmiermittel oder je geringer die Belastung ist, um so größer ist die Dicke der Ölschicht und daher um so größer der Abstand, über den die festen Teilchen hinwegreichen müssen, bis sie zur Berührung mit dem härteren Teil des Lagers kommen können.

Das Maß der Abnutzung hängt aber auch von der Oberflächenhärte der reibenden Körper ab. Es ist allgemein bekannt, daß sich, wenn man eine Welle aus weichem Stahl in Weißmetall lagert, nicht das Lagermetall, sondern die Welle abnutzt; dies ist ganz natürlich, da die erwähnten reibenden Teilchen immer das Bestreben haben, sich in der weicheren von den beiden Lagerflächen einzubetten und infolgedessen die andere, härtere Lagerfläche angreifen. Um daher die Abnutzung zu verringern, muß man den Härteunterschied zwischen beiden Teilen eines Lagers so groß wie möglich wählen. Beispielsweise im Fall einer in Weißmetallagern laufenden Welle werden sich die reibenden Teilchen um so leichter so weit einbetten, daß sie vollkommen unschädlich

werden, je weicher das Lagermetall ist, und je härter die Welle ist, desto weniger leicht leidet sie durch die Schneidwirkung derjenigen harten Teilchen, welche im Lagermetall nicht vollständig eingebettet sind.

Alle vorliegenden Erfahrungen gehen dahin, daß der früher allgemeine Gedanke, man müsse ein möglichst hartes Weißmetall verwenden und seine Oberfläche durch Hämmern oder Hindurchtreiben eines kegeligen Dornes womöglich noch härter machen, ein großer Irrtum war. Im Gegenteil, die Oberfläche des Weißmetalls soll so weich sein, wie es die notwendige Sicherheit gegen Zerquetschen überhaupt nur zuläßt. Laufen im Lager zwei harte Oberflächen aufeinander, wie im Einsatz gehärteter Stahl auf Gußeisen oder auf gehärtetem Stahl, so tritt wenig Abnutzung ein, wahrscheinlich weil die Härte der beiden Oberflächen größer als die der kleinen festen Teilchen ist, so daß diese Teilchen zwischen beiden Flächen zermahlen werden, aber keine Gelegenheit haben, sich in einem der Lagerteile einzubetten oder diese abzuschleifen.

Man hat festgestellt, daß sich die Laufflächen derartiger Lager nicht schnell abnutzen, selbst wenn sie vollkommen frei dem Straßenstaub ausgesetzt sind; aber wenn man Karborund mit dem Schmiermittel in das Lager einführt, so wird die Abnutzung sehr groß. Am schnellsten nutzen sich solche Lager ab, worin zwei verhältnismäßig weiche Flächen von ziemlich übereinstimmender Härte aufeinander laufen. Eine weiche Stahlwelle nutzt sich z. B. in einem Bronzelager nur dann nicht sehr schnell ab, wenn die Belastung so gering ist, daß sie dauernd die Bildung einer sehr dicken Ölschicht zuläßt.

Ein sehr kennzeichnendes Beispiel übermäßiger Abnutzung von zwei Lagerflächen mit fast gleicher Härte ist der Fall von Kupfer-Aluminiumlegierungen und Phosphorbronze. Eine Legierung aus 88 vH Aluminium und 12 vH Kupfer ergibt ein vorzügliches Lagermaterial für gehärtete Stahlwellen. Sie ist leicht, was oft wichtig ist, sie ist ein vorzüglicher Wärmeleiter und läßt sich leicht gießen und bearbeiten. Läßt man dagegen eine Welle aus Phosphorbronze in Lagern aus dieser Aluminiumlegierung laufen, dann nutzt sich die Welle, die der etwas härtere von beiden Lagerteilen ist, mit beinahe unglaublicher Schnelligkeit ab.

In ähnlicher Weise verliefen Versuche des Verfassers mit Kolbenringen aus Bronze in einem Zylinder aus Aluminium sowie mit Aluminiumkolben in einem mit Bronze gefütterten Zylinder; im ersten Fall waren nach 8 Stunden die Kolbenringe auf die Hälfte ihrer ursprünglichen Dicke abgenutzt, und im zweiten Falle hatte sich die Bronzebüchse des Zylinders nach einem Lauf von 12 Stunden um etwa 0,254 mm unrund ausgelaufen. In beiden Fällen zeigte das Aluminium keine merkliche Abnutzung. Ebenso nutzt sich eine weiche Stahlwelle in einem Kupfer-Aluminiumlager sehr schnell ab.

Vielleicht die schlechtesten Ergebnisse, die überhaupt möglich sind, findet man, wenn man zwei ähnliche und verhältnismäßig weiche Stoffe für die beiden Teile eines Lagers verwendet; denn dann vermindert man nicht nur den Unterschied in der Härte der beiden Oberflächen auf Null, sondern steigert auch die Gelegenheit zum Zusammenschweißen der beiden Lagerteile im Fall eines Versagens der Ölschicht und der infolgedessen eintretenden örtlichen Verschmelzung auf ein Höchstmaß.

Laufen zwei Teile aus Gußeisen oder gehärtetem Stahl aufeinander, so sind beide Oberflächen so hart, daß sie von den kleinen festen Teilchen nur wenig angegriffen werden; dafür aber können sie sehr leicht miteinander verschweißen, im Fall die Ölschicht unterbrochen wird.

Die Erfahrungen mit Aluminiumkolben haben ergeben:

1. Werden sie in Zylinder aus weichem Stahl eingepaßt, so nutzen sich die Zylinderlaufflächen sehr schnell ab.

2. In Zylindern aus hartem Stahl (0,4 vH Kohlenstoff) ist die Abnutzung sehr gering.

3. In gußeisernen geschliffenen Zylindern ist die Abnutzung der Zylinderlaufflächen groß, wenn man den Schleifstaub nicht gründlich entfernt hat. Werden die Zylinder dagegen ausgerieben oder nach dem Schleifen innen poliert, so tritt keine Abnutzung ein.

Der Höchstdruck im Lager. Soweit Lager für hohe Geschwindigkeiten, d. h. für Gleitgeschwindigkeit von mehr als etwa 2,5 m/s, in Frage kommen, braucht man nur die Belastungszahl, d. h. das Produkt aus Belastung und Geschwindigkeit, in Rechnung zu ziehen. Der Höchstdruck hat wenig Einfluß, solange er nicht so hoch ist, daß sich das Lager verzieht oder das Material des Lagers zerquetscht wird, da er nicht solange auf das Lager wirkt, um Einfluß auf die Schmierung ausüben zu können.

Die Grenzen der Belastungszahl. Die höchste Belastungszahl, die ein Lager mit Sicherheit aufnehmen kann, hängt ab

1. von der Art der Schmierung, d. h. ob Druckschmierung, Schmierölzufuhr unter natürlichem Gefälle oder Schmierung durch Zusatz abgemessener Mengen von Frischöl,

2. von der Viskosität und der „Öligkeit“ des Öles,

3. von den vorhandenen Mitteln, die im Lager entstehende Wärme abzuleiten.

Unter den günstigsten Verhältnissen, d. h. bei Druckschmierung und guten Möglichkeiten für die Wärmeableitung, können von einem Wellenlager mit wechselnder Belastung Belastungszahlen von 2766 mkg/s noch mit Sicherheit aufgenommen werden. Bei so hoher Belastungszahl ist die Abnutzung allerdings beträchtlich, aber es gibt viele Beispiele von Kurbelwellenlagern für Flugmotoren, deren Belastungszahlen ebenso hoch sind.

Wo sehr hohe Gleitgeschwindigkeiten in Frage kommen, kann man noch höhere Belastungszahlen zulassen, wenn man lose, bewegliche Lagerbüchsen verwendet. Solche Büchsen, die sich frei zwischen den beiden Teilen des Lagers bewegen können, laufen mit einer mittleren Geschwindigkeit um, so daß an jeder Lauffläche nur die Hälfte der sonstigen Gleitgeschwindigkeit auftritt. Sie ermöglichen auch, viel größere Mengen von kühlendem Schmieröl durch das Lager zu treiben. Unter diesen Umständen kann man die angegebene Belastungszahl noch um 50 vH erhöhen, ohne daß das Lager gefährdet wird.

Die Höchstbelastung. Bei Lagern, deren Gleitgeschwindigkeit gering ist, setzt nur die Starrheit der Lagerteile der Belastung eine obere Grenze. Daß die Ölschicht durch den Lagerdruck allein zerstört werden könnte, braucht man nicht zu befürchten, solange ausreichende Möglichkeit für selbsttätiges Nachfließen des Öles vorhanden ist. Sobald größere Formänderungen der Lagerteile auftreten, kann die Belastungszahl örtlich zunehmen, d. h. der gesamte Lagerdruck kann sich dann in einer Stelle des Lagers vereinigen, und da die Gleitgeschwindigkeit an allen Stellen gleich ist, so kann infolgedessen das Produkt aus Druck und Gleitgeschwindigkeit an dieser Stelle übermäßig groß werden, so daß plötzlich Wärme entwickelt und schließlich die Ölschicht unterbrochen wird.

Die Abmessungen der Lager. Wenn man die Belastungszahl niedrig erhalten will, so ist es offenbar vorteilhafter, eine gegebene Lageroberfläche durch Verlängerung des Zapfens statt durch Vergrößerung seines Durchmessers zu erreichen, da jede Vergrößerung des Durchmessers eine entsprechende Zunahme der Gleitgeschwindigkeit bedingt. Andererseits ist ein langes Lager vom Gesichtspunkt der Starrheit und der Sicherheit gegen Formänderungen sehr unerwünscht, da man die Belastung nicht ganz gleichmäßig verteilen und wegen des erhöhten Widerstandes auch nur geringere Mengen von kühlendem Öl hindurchtreiben kann. Bei den Größen der Belastungen, die bei den Lagern einer schellaufenden Verbrennungsmaschine in Frage kommen, werden die Lagerdrücke so hoch, daß man aus Rücksicht auf die möglichen Formänderungen selten ein Lager länger als mit einundeinhalb Durchmessern bemessen kann. Bei „natürlicher“ Schmierung sind im Gegensatz zur Druckschmierung schmale Lager bedenklich, weil dann der Querschnitt durch den das Öl entweichen kann, so viel größer wird als der Querschnitt, der zum Wiederauffüllen des Öles zur Verfügung steht. Ganz allgemein ist es zweckmäßig, bei Druckschmierung die Breite des Lagers etwa gleich dem Durchmesser, bei natürlicher oder Tauchschmierung gleich etwa einundeinhalb Durchmessern des Zapfens zu wählen.

Belastungszahl und Abnutzung. Unter sonst gleichen Verhältnissen kann man annehmen, daß sich die Abnutzung mit der Belastungszahl

proportional ändert. Allerdings hängt die Abnutzung ferner im hohen Maße von den Möglichkeiten der Kühlung ab. Bei Kurbelwellen mit Druckschmierung ist z. B. auch bei gleicher Höhe der Belastungszahlen die Abnutzung der Hauptlager immer viel größer als die der Kurbelzapfenlager, weil die Kurbelzapfenlager, denen das Öl unter dem Einfluß der Fliehkraft zugeschleudert wird, immer besser mit Öl versorgt werden.

Lager für pendelnde Zapfen. Ist die Bewegung des Zapfens nur pendelnd, so nutzen sich die Lagerteile nicht mehr gleichmäßig ab. Diesem Fehler kann man gewöhnlich dadurch begegnen, daß man den härteren Teil des Lagers frei beweglich macht. Nehmen wir beispielsweise den Fall eines Kolbenbolzens: Wird dieser im Kolben oder in der Pleuelstange festgehalten, so nutzt er sich nur an bestimmten Stellen ab; macht man aber den Kolbenbolzen sowohl im Kolben, als auch in der Pleuelstange frei beweglich, so kann man die örtliche Abnutzung des Bolzens vermeiden und außerdem viel höhere Belastungen zulassen, da seine Gleitgeschwindigkeit gegenüber den Lagerstellen halbiert wird.

Aus den obigen Betrachtungen ergibt sich, daß, unter sonst gleichen Umständen,

1. die Lagerreibung bei guter Schmierung nahezu proportional der Belastungszahl des Lagers ist und, allerdings in geringerem Ausmaß, von der Beschaffenheit der Oberflächen abhängt, derart, daß, je glatter die Oberfläche, desto geringer die Reibung ist,

2. die Größe der Abnutzung ebenfalls proportional der Belastungszahl ist,

3. die Reibung zunächst erheblich zunimmt, wenn man Öl von höherer Viskosität verwendet; aber wegen der größeren Energiemenge, die zum Zerreißen der Ölschicht erforderlich ist, entsteht mehr Wärme, die Temperatur steigt, so daß sich nach einiger Zeit die Abnahme der Viskosität infolge der höheren Temperatur gegen die ursprünglich höhere Viskosität annähernd ausgleicht und schließlich die Verhältnisse im Lager mit Bezug auf Reibung und Dicke der Ölschicht ungefähr die gleichen wie bei dünnerem Öl werden. Sie werden nicht ganz genau die gleichen, weil wegen der höheren Temperatur des Lagers mehr Wärme durch Strahlung und Leitung abgeführt wird und daher das Lager im Verhältnis zur Viskosität niemals eine so hohe Temperatur wie bei Verwendung von dünnerem Öl erreichen kann.

Die Arten von Schmieröl. Die Schmieröle, die man in Verbrennungsmaschinen verwendet, kann man in zwei Hauptgruppen einteilen: Mineralöle und Öle tierischen oder pflanzlichen Ursprunges. Außerdem werden „Compound“-Öle und Mischungen der genannten zwei Hauptarten verwendet.

Mineralöle, die sich aus verschiedenen Kohlenwasserstoffen, meist der Paraffinreihe, zusammensetzen, sind die weitaus gebräuchlichsten. Der Grund hierfür ist zum Teil ihr niedriger Preis, zum Teil auch ihre chemische Beständigkeit, da sie weniger leicht zum Verkoken, zum Oxydieren oder zur Bildung klebriger Verbindungen neigen. Andererseits aber besitzen sie anscheinend die Eigenschaft der „Öligkeit“ nicht im gleichen Maße wie pflanzliche oder tierische Öle. Außer bei Lagern, die sehr hoch und nahezu an der zulässigen Grenze belastet sind, eignen sich Mineralöle noch am besten für Verbrennungsmaschinen, obgleich man sie, wie aus einigen Beobachtungen geschlossen werden kann, durch Zusatz von kleinen Anteilen anderer Öle verbessern könnte.

Für Kugel- oder Rollenlager ist anscheinend ein reines Mineralöl vorzuziehen, da dieses weniger zur Bildung scharfer rostbildender Säuren neigt.

Tierische Öle, wie Wal- oder Specköle, und pflanzliche Öle, wie Rüb- oder Rizinusöle, bestehen hauptsächlich aus Estern von Fettsäuren. Ihren Hauptvorteil bildet ihre hohe Öligkeit, die dann von Wert ist, wenn die Ölerneuerung begrenzt werden muß, wie beispielsweise bei der Kurbelgehäuseverdichtung von Zweitaktmotoren oder, wenn infolge von Formänderungen usw. hohe örtliche Überlastungen der Lagerstellen auftreten können. Ihr Nachteil ist aber ihre verhältnismäßige Unbeständigkeit; denn sie neigen sehr leicht dazu, sich in klebrige Stoffe oder Säuren zu verwandeln, wenn man sie der Luft aussetzt und brennen auch schneller als Mineralöle. Außerdem sind sie auch teurer und, da ihr Vorkommen begrenzt ist, würden sie noch teurer werden, wenn man sie allgemein verwenden wollte. Der Gebrauch solcher Öle beschränkt sich daher, und ganz mit Recht, auf besonders hoch beanspruchte Maschinen und auf einige andere Sonderfälle.

Eine von diesen Anwendungen ist der Fall der Umlauf-Flugmotoren; diese schmiert man mit Rizinusöl, weil es sich angeblich nicht mit dem Benzin mischt, das bei diesen Motoren durch das Kurbelgehäuse zugeführt wird. Diese Eigenschaft des Rizinusöles wäre auch für Petroleummotoren vorteilhaft, bei denen das Schmiermittel durch den an den Zylinderwänden niedergeschlagenen und ins Kurbelgehäuse ablaufenden Brennstoff verunreinigt wird; allerdings ist der Preis des Rizinusöles für den allgemeinen Gebrauch bei solchen Maschinen sehr hoch.

Gemischte Öle, d. h. Mineralöle, die einen ganz geringen Zusatz an andern Ölen enthalten, sind ziemlich viel im Gebrauch; sie scheinen sich im allgemeinen für Betriebe zu eignen, deren Arbeitsbedingungen etwas schwierig sind. Der Anteil an nichtmineralischen Ölen (meistens Rizinusöl) ist bei diesen Ölen anscheinend so gering, daß das Öl dadurch keine große Neigung zur Bildung von klebrigen Verbindungen oder zum Verkoken erlangt, während er doch genügt, um die „Öligkeit“ wesentlich zu steigern.

VI. Die Vergasung.

Die Aufgabe der Vergaser ist nicht, wie oft angenommen wird, den Brennstoff zu vergasen, sondern vielmehr, gleichbleibende Anteile an fein verteiltem flüssigen Brennstoff und an Luft bei allen Verhältnissen von Drehzahl und Belastung zu liefern. Die Vergasung oder Verdampfung des flüssigen Brennstoffes findet dagegen erst teils in der Ansaugleitung, teils im Zylinder der Maschine statt.

Die Anforderungen an einen guten Vergaser sind:

1. Er muß unter sonst unveränderlichen Bedingungen bei jeder Drehzahl und bei jeder Belastung Brennstoff und Luft in vorher festgesetztem, unveränderlichen Verhältnis liefern.

2. Er muß bei allen Betriebsbedingungen den Brennstoff so fein wie möglich zerstäuben.

3. Er muß, wenn man plötzlich die Drossel öffnet, aus Gründen, die später erläutert werden, Gemisch mit Brennstoffüberschuß liefern.

4. Er muß beim Anlassen oder beim Leerlauf mit sehr niedrigen Drehzahlen Gemisch mit Brennstoffüberschuß liefern.

5. Er muß mit selbsttätigen oder zum mindestens leicht nachstellbaren Einrichtungen versehen sein, die ermöglichen, das Gemisch im gesamten Bereich oder wenigstens im unteren Teil der Drehzahlen so lange mit Brennstoff anzureichern, bis der Vergaser und die Ansaugleitung ausreichend warm geworden sind.

6. Er muß von vornherein leicht einstellbar sein und darf sich während des Gebrauches in der Einstellung nicht leicht verändern.

Von allen Vergasern, die man bisher gebaut hat, erfüllt wohl keiner alle diese Bedingungen, obgleich es nicht unmöglich ist, ihnen zu genügen.

Es verlohnt sich, jede von diesen Bedingungen getrennt von den anderen zu prüfen, und zu untersuchen, was ihre Erfüllung voraussetzt:

Die erste Bedingung, die Lieferung eines Gemisches von gleicher Zusammensetzung unter allen Umständen oder die Zumessung des Gemisches, wie man diese Eigenschaft allgemein nennt, ist das Grundproblem des Vergaserentwurfes. Die einfachste mögliche Form des Vergasers ist eine Düse, der flüssiger Brennstoff unter gleichbleibender Druckhöhe zugeführt wird, und diese Düse ist in der Achse einer Venturi-Düse oder eines Drosselrohres angeordnet, durch das die gesamte Luft auf ihrem Wege zur Maschine strömen muß. Der Unterdruck in dem Drosselrohr ist daher unter allen Umständen eine Funktion der indizierten Leistung der Maschine, und dieser Unterdruck dient dazu, um das Benzin aus der Düse herauszusaugen.

Leider sind die Gesetze, denen die Strömung einer Flüssigkeit durch eine Düse und die Strömung der Luft durch ein Venturirohr folgen,

verschieden, weil das eine Mittel flüssig, das andere gasförmig ist. Zwar nimmt die Ausflußgeschwindigkeit des Brennstoffes auch zu, wenn sich die Geschwindigkeit, womit die Luft durch den Trichter strömt, erhöht, aber die Zunahme der Brennstoffgeschwindigkeit ist verhältnismäßig höher. Sind daher die Querschnitte von Lufttrichter und Brennstoffdüse so gewählt, daß sie bei einer gewissen Drehzahl Gemisch vom theoretisch richtigen Mischungsverhältnis ergeben, so wird das Gemisch bei kleinerer Drehzahl zu arm und bei höherer Drehzahl zu reich an Brennstoff, wie dies angenähert in Abb. 38 dargestellt ist.

Diese einfache Form des Vergasers muß daher noch irgendwelche Mittel zum Ausgleich erhalten, die für die meisten Zwecke selbsttätig wirken müssen. Es gibt zahlreiche Verfahren, um diesen Ausgleich zu erzielen, man kann sie aber im allgemeinen in zwei Hauptgruppen einteilen:

1. Selbsttätige Zuführung von Zusatzluft bei Zunahme der Leistung,
2. Selbsttätige Zuführung von Brennstoff bei Abnahme der Leistung.

Zwischen diesen beiden liegen Verfahren, um die Geschwindigkeit des Brennstoffaustritts aus der Düse zu bremsen, z. B. indem man ihn mittels eines entgegengesetzt gerichteten Luftstromes behindert usw.

Die erste Gruppe umfaßt alle Vorrichtungen der Art, wie selbsttätige Zusatzluftventile, die durch die Saugwirkung der Maschine betätigt werden. Ihre Wirkungsweise befriedigt im großen und ganzen nicht, weil sie einen neuen, dauernd bewegten Bauteil des Vergasers bedingen, den man nicht leicht schmieren und der sich stark abnutzen kann, wenn man seine Bewegungen nicht mittels einer wirksamen Dämpfvorrichtung regelt. Andererseits werden die Bewegungen dieses Bauteiles etwas zu träge, wenn sie gedämpft werden, was aber mit Rücksicht auf die Forderung unter 3 nicht unbedingt ein Nachteil zu sein braucht. Jedenfalls ist es aber besser, wenn man einen solchen zusätzlichen bewegten Teil, wenn irgend möglich, vermeiden kann.

Die zweite Gruppe umfaßt alle Vergaser mit einer besonderen Ausgleichdüse, die unter natürlichem Gefälle aus dem Schwimmergehäuse gespeist wird und unter dem Druck der Außenluft steht. Der Ausfluß

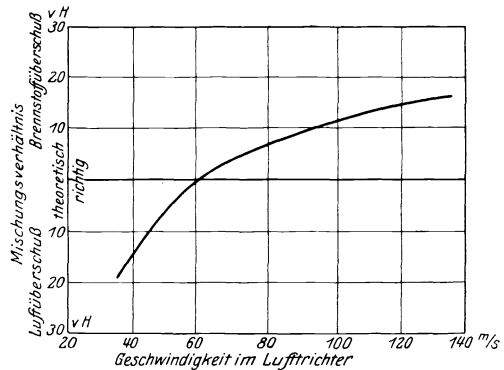


Abb. 38. Einfluß der Geschwindigkeit im Lufttrichter eines Vergasers auf das Mischungsverhältnis.

von Brennstoff aus dieser Düse wird von dem Unterdruck im Lufttrichter nicht beeinflusst. Vergaser, die zu dieser Gruppe gehören, lassen sich so einstellen, daß sie bei allen Verhältnissen von Drehzahl und Belastung ziemlich genau zumessen. Da sie außerdem keine neuen bewegten Teile enthalten, die sich abnutzen oder hängenbleiben könnten, so sind sie nach der Ansicht des Verfassers den anderen vorzuziehen.

Die grundsätzliche Wirkungsweise eines derartigen Vergasers ist aus Abb. 39 zu erkennen, während Abb. 40 ungefähr die Ausflußverhältnisse der Düsen angibt. Man erkennt, daß der Ausfluß von Brennstoff aus der Hauptdüse schnell zunimmt, wenn die Leistung und damit der Unterdruck im Lufttrichter höher wird, während die Abgabe von Brennstoff

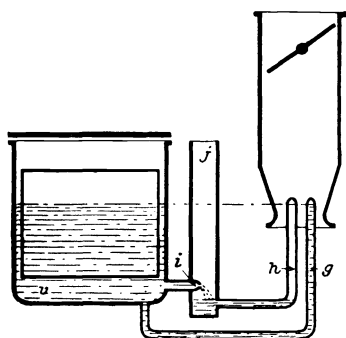


Abb. 39. Schema der Anordnung des Zenith-Vergasers.

h Hauptdüse. k Zusatzdüse.
i Kompensatordüse. j Leerlaufbehälter.
v Schwimmergehäuse.

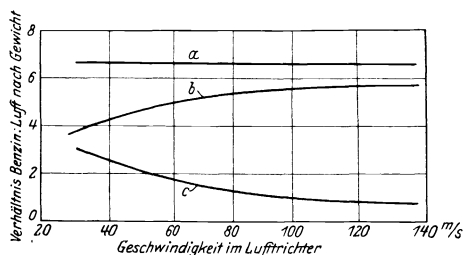


Abb. 40. Verlauf des Mischungsverhältnisses beim Zenith-Vergaser.

a Mischungsverhältnis mit der Lieferung der beiden Düsen zusammen.
b Mischungsverhältnis mit der Lieferung der Hauptdüse.
c Mischungsverhältnis mit der Lieferung der Ausgleichsdüse.

aus der mit natürlichem Gefälle gespeisten Düse, die unter gleichbleibender Druckhöhe von etwa 40 bis 50 mm arbeitet, im wesentlichen unveränderlich bleibt. Ihr Anteil an der Gesamtlieferung von Brennstoff nimmt daher verhältnismäßig ab, wenn die Leistung zunimmt, und es ist offenbar durch geeignete Auswahl der Düsenquerschnitte möglich, das Mischungsverhältnis von Brennstoff und Luft innerhalb weiter Grenzen von Drehzahl und Belastung fast genau gleichförmig zu erhalten.

Außer diesen Hauptgruppen gibt es eine große Anzahl von rein mechanisch wirkenden Einrichtungen, die dazu bestimmt sind, die Zufuhr von Brennstoff, die Zufuhr von Luft oder in einigen Fällen auch beides, in zwangsläufigem Zusammenhang mit der Verstellung des Drosselhebels zu verändern. Mit derartigen Anordnungen kann man aber unmöglich einen vollkommenen Ausgleich des Mischungsverhältnisses unter allen Bedingungen von Drehzahl oder Belastung bewirken, da sie keine Änderung des Mischungsverhältnisses ohne Verstellung der

Drossel zulassen. Für bestimmte Zwecke jedoch, wie beispielsweise im Schiffsbetrieb, wo sich Drehmoment und Drehzahl in feststehendem Verhältnis verändern, erweisen sich Vergaser mit mechanischem Ausgleich wahrscheinlich ganz brauchbar. Der Vorteil dieser Bauart ist, daß man solche Vergaser sehr billig herstellen kann; sie haben nur eine einzige Düse, auf die man zu achten hat, und keine Nachstellvorrichtung, die in Unordnung geraten kann. Das genügt für die Anforderungen bei Schiffsmaschinen, ergibt aber bestimmt keine genaue Zumessung bei Maschinen, bei denen sich Drehzahl oder Drehmoment ändern kann, ohne daß die Drossel verstellt wird.

Die zweite Bedingung, nämlich gründliche Zerstäubung des flüssigen Brennstoffes, ist durchaus nicht leicht erfüllbar. Sie ist jedoch außerordentlich wichtig, weil es in jeder Beziehung höchst erwünscht ist, die Ansaugtemperatur so niedrig wie möglich zu erhalten. Dabei ist es gleichgültig, ob der Brennstoff in flüssigem oder in gasförmigem Zustand in den Zylinder gelangt; sobald er nur fein zerteilt ist, verdampft er nach seinem Eintritt in den Zylinder vollständig, wenn er mit den dort vorhandenen heißen Verbrennungsrückständen in Berührung gelangt.

Weiter oben ist bereits erläutert, daß es immer vorteilhaft ist, die Ansaugtemperatur möglichst niedrig zu erhalten, und daß man es aus diesem Grunde oft vorzieht, den Brennstoff zwar fein verteilt, aber noch flüssig in den Zylinder einzuführen, um durch Ausnutzung der inneren Verdampfungswärme der Flüssigkeit die Temperatur im Zylinder herabzusetzen. Das läßt sich allerdings nur durchführen, wenn die Flüssigkeit sehr fein zerstäubt wird und wenn man die Saugleitung so anordnet, daß man ausreichend gleichförmige Verteilung des Gemisches erzielen kann, ohne allzuviel Rücksicht auf die Unterschiede in der Trägheit von Luft und Flüssigkeitsteilchen nehmen zu müssen; denn wenn der Brennstoff nur in der Form von groben Tropfen angeliefert wird, zieht er sich leicht zu größeren Tropfen zusammen, die sich an den Wänden der Saugleitung niederschlagen und schließlich in Schüssen von Flüssigkeit in den Zylinder gelangen, die niemals verdampfen. Sie gehen vielmehr unverbrannt durch den Zylinder in den Auspuff, während ein Teil des flüssigen Brennstoffes seinen Weg am Kolben vorbei in das Kurbelgehäuse findet und dort das Schmieröl verschlechtert.

Bei den meisten Vergasern benutzt man nur die Luftgeschwindigkeit hinter der Düse, um den Brennstoff zu zerstäuben, und daher strebt man mit allen Mitteln danach, hohe Luftgeschwindigkeiten mit möglichst geringer Einbuße an Leistung zu erreichen. Leider wird die Zerstäubung des Brennstoffes gerade dann besonders wichtig, wenn die Maschine mit geringer Drehzahl oder niedriger Belastung arbeitet, d. h., wenn die von der Maschine angesaugte Luftmenge und daher auch ihre Ge-

schwindigkeit ihre Mindestwerte haben. Auch wenn man eine Venturiöffnung von möglichst vollkommener Form verwendet, kann man es nicht vermeiden, daß der volumetrische Wirkungsgrad und damit die Leistung der Maschine erheblich beeinträchtigt wird, wenn die Luft-

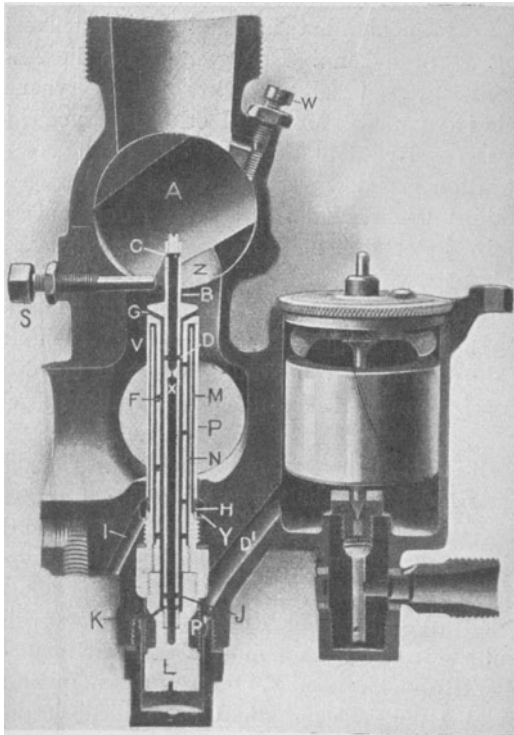


Abb. 41. Senkrechter Schnitt durch einen Claudel-Vergaser.

A Drossel-Drehschieber.	J Düsenstock.
B Leerlaufrohr.	M Trennungsrohr.
C Leerlaufaustritt.	N Schaumbildner.
D Luftlöcher.	P Luftrohr.
D' Brennstoffkanal.	P' Reinigungssieb.
E Schaumlöcher.	V Lufttrichter.
F Schaumaustritt.	W Leerlaufregler.
G Luftlöcher.	X Leerlaufdüse.
H Zusatzluft-Eintrittsrohr.	Y Ringförmiger Luftraum.
J Brennstoffeintritt zum	Z Leerlauföffnung des Dreh-
Leerlaufrohr.	schiebers.
K Hauptdüse.	

geschwindigkeit an der Mündung der Brennstoffdüse 120 m/s übersteigt. Der Verfasser hat gefunden, daß sich ein annehmbarer Ausgleich zwischen den Ansprüchen an hohe Leistung auf der einen Seite und an die Wirtschaftlichkeit der Maschine bei verringerter Belastung auf der anderen Seite erreichen läßt, wenn man bei einem Vergaser, der vier Zylinder versorgt, die Geschwindigkeit in der Luftdüse nicht über 120 m/s, bei einem Vergaser für drei Zylinder nicht über 100 m/s und bei einem Vergaser für einen einzelnen Zylinder nicht über 75 m/s steigen läßt.

Daß die zulässige Luftgeschwindigkeit bei Abnahme der Zylinder kleiner werden muß, hat folgende Ursachen:

a) Sind weniger als vier Zylinder vorhanden, so sind die Pausen in der Saugwirkung länger und

die Höchstgeschwindigkeit der Luft daher beträchtlich größer.

b) Je weniger Zylinder aus einem Vergaser gespeist werden, um so geringer wird die Gesamtlänge der Saugleitung.

Um bessere Zerstäubung des Brennstoffes zu erzielen, kann man das eine oder andere von folgenden Mitteln anwenden:

1. Man bemißt die Luftdüse, welche die Brennstoffdüse umgibt, sehr klein und leitet den Hauptteil der Luft an einer anderen Stelle durch. Bei Abnahme der Belastung vermindert man den Querschnitt für diesen Teil der Luft. Das ergibt somit eine Verbindung von mechanischem und Strömungsausgleich.

2. Man verwendet eine sog. Mantel- oder Diffuserdüse für den Brennstoff, welche einen geringen Teil der Luft durch die Flüssigkeit hindurchsaugt und einen Schaum bildet, der dann in den Luftstrom austritt. Solche Düsen verwendet man bei dem Claudel-Vergaser, Abb. 41 und 42.

Das erste Mittel hat den Vorteil, daß man auch bei geringer Belastung nicht nur an der Düse, sondern auch in einem beträchtlichen Teil der Saugleitung hohe Geschwindigkeit behält. Es hat allerdings den Nachteil, daß der Vergaser etwas verwickelt wird.

Die Mantel- oder Diffuserdüse ergibt an der Düse selbst eine gute Zerstäubung, aber wegen der niedrigen Geschwindigkeit, die in der ganzen Sauganlage bei geringer Belastung oder insbesondere bei niedrigen Drehzahlen herrscht, erhalten die fein zerstäubten Brennstoffteilchen zuviel Gelegenheit, sich wieder zu Tropfen zusammenzuziehen. Außerdem hat jedoch diese Düse den Vorteil, daß die Führung eines Teiles der Luft durch die Brennstoffdüse, wenn auch in begrenztem Maß, auf einen Ausgleich des Mischungsverhältnisses hinwirkt.

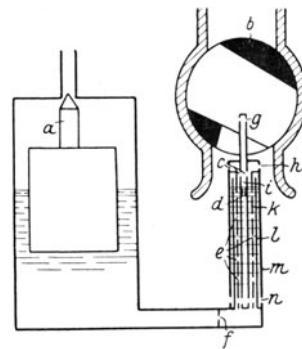


Abb. 42. Schematische Darstellung des Claudel-Vergasers.

- | | |
|-------------------------|---------------------|
| a Schwimmerventil. | g Leerlaufaustritt. |
| b Drossel-Drehschieber. | h Schaumaustritt. |
| c Luftlöcher. | i Leerlaufrohr. |
| d Leerlaufdüse. | k Schaumbildner. |
| e Schaumlöcher. | l Trennungrohr. |
| f Hauptdüse. | m Luftrohr. |
| | n Luftlöcher. |

Bei allen Maschinen, wo plötzliche Änderungen der Belastung auftreten können, d. h. bei allen Maschinen für Straßenfahrzeuge oder Maschinen mit sehr empfindlichem selbsttätigen Regler, ist es besonders wichtig, daß der Vergaser imstande ist, bei plötzlichem Öffnen der Drossel augenblicklich an Brennstoff überreiches Gemisch zu liefern. Solange nämlich die Maschine mit kleiner oder stark verringerter Belastung läuft, beträgt der Druck in der Ansaugleitung nur etwa 0,35 at abs. Bei diesem Druck wird selbst bei ganz niedrigen Temperaturen beinahe der ganze durch die Ansaugleitung strömende Brennstoff verdampft, so daß die Wände der Ansaugleitung trocken sind. Wird jetzt die Drossel plötzlich geöffnet, so steigt mit einemmal der Druck in der Ansaugleitung z. B. von 0,35 auf beinahe 1,05 at abs. während die Temperaturverhältnisse unverändert bleiben. Während der Brennstoff

nun bei 0,35 at abs. noch vollständig verdampft werden konnte, wird dies nicht mehr der Fall sein, wenn der Druck dreimal so hoch ist, es sei denn, daß die Ansaugleitungen sehr heiß sind. Die unmittelbare Folge hiervon ist, daß sich ein Teil des Brennstoffes, der sofort nach dem Öffnen der Drossel eintritt, an den Wänden der Saugleitung niederschlägt und das Gemisch, das den Zylinder erreicht, viel zu arm an Brennstoff ist, um sich entzünden und verbrennen zu können, außer, wenn der Vergaser ein Gemisch mit sehr großem Brennstoffüberschuß liefert.

Dieser Zustand hält so lange an, bis die Wände der ganzen Saugleitung gründlich mit Brennstoff angefeuchtet sind; denn beim Betrieb der Maschine mit voll geöffneter Drossel sind die Wände der Saugleitung normalerweise von einer Schicht von Flüssigkeit überzogen, deren Dicke von der Temperatur der Wände und von der Geschwindigkeit in der Saugleitung abhängt. Praktisch haben diese Verhältnisse meistens die Wirkung, daß die Maschine, sobald man die Drossel nach langsamem Lauf plötzlich öffnet, während einigen Umdrehungen spuckt und rückzündet oder sogar vollständig mit den Zündungen aussetzt; wenn man die Drossel jetzt wieder schließt, verdampft die bereits zur Hälfte gebildete nasse Schicht in der Saugleitung wieder, und der Motor läuft wieder ruhig. Durch wiederholtes Öffnen und Schließen der Drossel kann man dann die nötige Flüssigkeitsschicht allmählich aufbauen, ohne daß die Maschine ganz stehenbleibt.

Diese Schwierigkeiten kann man vermeiden, wenn man das eine oder das andere von folgenden Hilfsmitteln anwendet:

1. Der Vergaser wird so eingestellt, daß er immer Gemisch mit Brennstoffüberschuß liefert.

2. Die Wände der Ansaugleitung werden auf so hoher Temperatur erhalten, daß sich selbst bei atmosphärischem Druck, wenn überhaupt, so doch nur wenig Brennstoff darauf flüssig erhalten kann.

3. Man stattet den Vergaser mit irgendeiner Einrichtung aus, die bewirkt, daß sich bei langsamem Lauf eine geringe Menge von flüssigem Brennstoff im Vergaser ansammelt, die beim plötzlichen Öffnen der Drossel in die Ansaugleitung abgegeben wird.

Das erste Hilfsmittel kann übergangen werden, da es überhaupt zu unwirtschaftlich ist. Dabei ist es das Mittel, das am meisten angewandt wird; denn von 10 Kraftwagenführern kann man 9 darüber klagen hören, daß sie schnelles Beschleunigen des Wagens und geringen Brennstoffverbrauch nicht miteinander vereinigen können. Das zweite Mittel kann bestenfalls nur teilweise Heilung des Übels bringen. Ein gewisses Maß von Vorwärmung ist allerdings bei den heutigen Benzinsorten wesentlich, da sie nur geringe mittlere Verdampfbarkeit aufweisen und der Endpunkt ihrer Verdampflinie zumeist über 200° liegt. Es ist aber praktisch vollkommen ausgeschlossen, die Ansaugleitung auf eine so

hohe Temperatur zu erwärmen, daß sich daran auch die höchst siedenden Bestandteile nicht niederschlagen; denn dies würde in einem Grade die Leistung verringern, die Neigung zur Detonation steigern und durch Erhöhung der Temperatur des ganzen Kreisprozesses den Wirkungsgrad der Maschine erniedrigen, daß dieses Mittel praktisch gar nicht in Erwägung gezogen werden kann.

Das dritte Mittel, nämlich die vorübergehende Abgabe eines mit Brennstoff stark angereicherten Gemisches, löst dagegen die Aufgabe in durchaus zufriedenstellender Weise. Es vermindert nicht die Leistung und ermöglicht, sowohl bei normaler Belastung mit dem wirtschaftlichsten Mischungsverhältnis zu arbeiten, als auch die Zufuhr von Wärme zur Ansaugleitung zu beschränken. Bei Vergasern, deren Ausgleichdüse mit natürlichem Gefälle gespeist wird, kann man die Voraussetzungen für die Anwendung dieses Hilfsmittels leicht dadurch schaffen, daß man sie mit einer Vertiefung versieht, die von der Ausgleichdüse aus ständig aufgefüllt wird und aus deren Inhalt man etwa drei bis vier Arbeitsprozesse der Maschine mit Gemisch von 100 vH

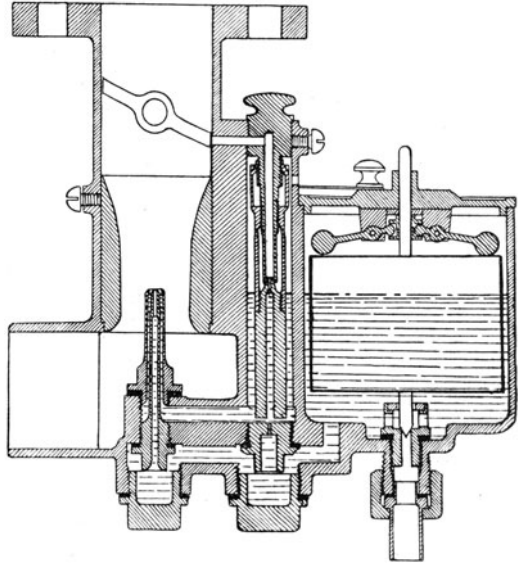


Abb. 43. Einzelheiten der Ausgleich- und Leerlaufdüse beim Zenithvergaser.

Brennstoffüberschuß versorgen kann. Läuft die Maschine mit vollgeöffneter Drossel, so ist dann diese Vertiefung gewöhnlich leer, bei langsamem Lauf der Maschine füllt sie sich dagegen beinahe bis zur Höhe des Brennstoffspiegels im Schwimmergehäuse. Sobald man dann die Drossel plötzlich öffnet, reißt der plötzlich durch das Einströmen der Luft in die Saugleitung entstehende Unterdruck den ganzen Inhalt des Vorratsbehälters in die Saugleitung mit und reichert so augenblicklich das Gemisch an.

Bei Mantel- oder Diffuser-Düsen kann man die gleiche Wirkung dadurch erreichen, daß man den ringförmigen Raum an der Außenseite der Düse ausreichend groß macht, so daß er den plötzlichen Anforderungen an flüssigem Brennstoff genügen kann. Sowohl der Zenith-, als auch der Claudel-Vergaser wird nach diesen Gesichtspunkten entworfen; der erstere hat, wie Abb. 43 zeigt, einen Vorratsbehälter, der

von der Ausgleichdüse gespeist wird, der zweite einen Mantel von ausreichendem Fassungsvermögen, der die Brennstoffdüse umgibt und aus der Brennstoffleitung gefüllt wird.

Für einen Vierzylindermotor, dessen Ansaugleitung verhältnismäßig kühl ist, dürfte aber bei beiden Vergasern das Fassungsvermögen der Vorratsbehälter nach Ansicht des Verfassers nicht ausreichen.

Die vierte Bedingung, nämlich die Lieferung eines brennstoffreichen Gemisches beim Anlaufen, erfüllt man fast in allen Fällen durch Anwendung einer besonderen sog. Leerlaufdüse; in der Regel richtet man es auf irgendeine Weise so ein, daß die Leerlaufdüse außer Wirkung kommt, sobald die Maschine eine für die Tätigkeit der Hauptdüse ausreichende Drehzahl erreicht hat. Bei Vergasern, deren Ausgleichdüse durch natürliches Gefälle gespeist wird, wird die Leerlaufdüse von der Ausgleichdüse versorgt und selbsttätig ausgeschaltet, wenn der Brennstoffspiegel im Vorratsbehälter unter eine bestimmte Höhe sinkt.

Um im kalten Zustand, d. h. bei rund 15° , mit gewöhnlichem Handelsbenzin anfahren zu können, muß man der Maschine je nach der Dampfspannung des Brennstoffes und der jeweiligen Temperatur der ganzen Anlage ein Gemisch liefern, das mindestens drei- bis viermal soviel Brennstoff wie das gewöhnliche Gemisch enthält. Solange man derart übermäßig brennstoffreiches Gemisch nur für die Zwecke des Anlassens verwendet, hat dies keine Bedenken, vorausgesetzt, daß die Zufuhr dieses Gemisches unterbrochen wird, sobald die Maschine in Gang ist. Wird die Leerlaufdüse mit Brennstoff aus dem Vorratsbehälter gespeist, der seine Füllung von der Ausgleichdüse erhält, so taucht die zugehörige Leitung nur wenig unter den Brennstoffspiegel dieses Behälters ein. Wie beim Zenith- oder Claudel-Vergaser liefert die Leerlaufdüse nur dann ein übermäßig brennstoffreiches Gemisch, wenn der Brennstoffspiegel seinen höchsten Stand hat. Dies ist aber nur der Fall, wenn die Maschine still steht; denn schon bei langsamstem Lauf der Maschine senkt sich der Brennstoffspiegel im Vorratsbehälter der Leerlaufdüse, so daß sie teilweise oder ganz außer Wirkung gesetzt wird. Bei Vergasern jedoch, deren Leerlaufdüse unmittelbar aus dem Schwimmerbehälter gespeist wird, muß man, um beim Anlassen ein genügend reiches Gemisch zu erhalten, entweder den Vergaser überschwemmen, also den Brennstoffspiegel in der Leerlaufdüse künstlich heben, und gleichzeitig an der Öffnung für den Lufteintritt eine beträchtliche Brennstoffoberfläche der Verdampfung aussetzen, oder man muß die Öffnung für den Luftzutritt zum Vergaser teilweise schließen, um übermäßig starke Saugwirkung an der Hauptdüse zu erreichen.

Die fünfte Bedingung, nämlich die Möglichkeit, das Mischungsverhältnis zu verändern, um Temperaturänderungen auszugleichen, erfüllen nur solche Vergaser, die entweder mit verstellbaren Düsen

oder mit einem Regler für die Luftzufuhr versehen sind. Die Bedingung ist wichtig, aber im allgemeinen geschieht nichts, um ihr zu entsprechen, und es ist auch tatsächlich durchaus nicht einfach, dieser Anforderung angemessen nachzukommen. Obgleich nämlich eine Maschine, sobald sich einmal die Ansaugleitung innen mit flüssigem Brennstoff beschlagen hat, gleichgültig, ob sie heiß oder kalt ist, immer das gleiche Mischungsverhältnis verlangen sollte, ist es doch sehr zweckmäßig, den Brennstoffquerschnitt ein wenig zu verringern, wenn der Vergaser wärmer wird, weil sich die Viskosität von Benzin und tatsächlich der meisten leichtflüchtigen Brennstoffe mit der Temperatur beträchtlich ändert und dann bei gleichbleibendem Brennstoffquerschnitt und gleichbleibendem Unterdruck infolge der geringeren Viskosität mehr Brennstoff durch die Düse fließt, wenn die Temperatur des Brennstoffes steigt. Der Einfluß der Änderung der Viskosität läßt sich jedoch auf ein Mindestmaß verringern, indem man stets sehr kurze Düsen verwendet oder wenigstens die Länge der engen Düsenmündung sehr klein wählt, aber man kann diesen Einfluß durch diese Hilfsmittel niemals ganz ausschalten.

Bei allen Vergasern für Luftfahrzeuge, die also unter stark wechselnden Drücken und Temperaturen betrieben werden, sind Mittel, um das Mischungsverhältnis wesentlich zu verändern, unbedingt notwendig. Hierzu verwendet man die sog. Höhenregler, die nach sehr verschiedenen Verfahren arbeiten. Das gebräuchlichste ist, den Schwimmerbehälter vollkommen luftdicht abzuschließen und seinen Luftraum mit zwei Stellen des Vergasers zu verbinden, nämlich einer Stelle vor dem Lufttrichter und einer Stelle zwischen dem Lufttrichter und der Drossel. Zwischen diesen beiden Stellen herrscht infolge des Widerstandes im Lufttrichter ein beträchtlicher Druckunterschied. In die Verbindung zwischen dem Schwimmer und der Stelle hinter dem Lufttrichter, deren Querschnitt wesentlich größer als der der anderen Verbindung bemessen wird, schaltet man einen Drosselhahn ein. Die zweite dünnere Verbindung des Schwimmergehäuses mit dem Vergaser wirkt nur wie eine dauernde kleine Undichtheit.

Ist der Drosselhahn geschlossen, so herrscht im Schwimmerbehälter der Druck der Außenluft, da die dauernd offene Verbindung mit der Stelle vor dem Lufttrichter den Ausgleich herstellt. Wird jedoch der Drosselhahn geöffnet, so sinkt der Druck im Schwimmerbehälter und stellt sich auf eine Höhe ein, die zwischen dem Druck der Außenluft und dem Druck in der Saugleitung hinter dem Lufttrichter liegt; die Höhe dieses Druckes hängt vom Verhältnis der Querschnitte der beiden Verbindungen ab. Mit abnehmendem Druck im Schwimmerbehälter fällt auch der Brennstoffspiegel in der Düse, die infolgedessen weniger Brennstoff abgibt. Durch Verstellung des Drosselhahnes kann man daher den Brennstoffspiegel in der Düse in

beliebigem Maß absenken und so das Mischungsverhältnis verändern. Dieses Verfahren, das mit vielen Abänderungen ausgeführt worden ist, eignet sich in ganz hervorragender Weise für Luftfahrzeuge, wo der Motor eine Luftschaube antreibt und die Änderungen des Drehmomentes mit wechselnder Drehzahl oder die Charakteristik für den ganzen Drehzahlbereich festliegt; aber es ist nach Ansicht des Verfassers zweifelhaft, ob sich dieses Verfahren der Regelung auch für andere Zwecke, z. B. Kraftfahrzeuge, eignet, da in diesem Fall die mit natürlichem Gefälle arbeitende Ausgleichdüse oder Diffuserdüse in ihrer Wirkungsweise beeinflusst werden würde. Bei Vergasern mit mechanischer Ausgleichvorrichtung wäre dagegen das Verfahren zweifellos ausgezeichnet verwendbar.

Die sechste Bedingung, nämlich daß der Vergaser von vornherein leicht einstellbar sein und daß sich seine Einstellung während des Betriebes nicht leicht verändern soll, ist auch sehr wichtig, weil es tatsächlich in der Praxis oft schwierig ist, festzustellen, ob die Zumessung durch den Vergaser richtig erfolgt oder nicht. Zu schwaches Gemisch, sei es durchweg oder nur bei bestimmten Drehzahlen, macht sich allerdings sofort durch Rückzündungen in die Ansaugleitung bemerkbar, aber nicht immer läßt sich ebenso leicht feststellen, ob der Vergaser zu starkes Gemisch liefert. Vergaser, deren Ausgleichdüsen mit natürlichem Gefälle arbeiten, kann man schon in der Fabrik immer nur mit einiger Schwierigkeit genau einstellen, außer wenn man sie an der zugehörigen Maschine auf dem Prüfstand erproben und Brennstoffverbrauch usw. bei allen Belastungen und Drehzahlen leicht genau messen kann. Andererseits bleiben aber solche Vergaser für alle Zeiten richtig eingestellt, wenn diese Einregelung erfolgt ist.

Vergaser mit bewegten Teilen, die den Ausgleich des Mischungsverhältnisses steuern, sind im allgemeinen in der Fabrik viel leichter einstellbar, aber sie können auch infolge von Abnutzung, Undichtheiten usw. viel leichter ihre richtige Einstellung verlieren. Schließlich gibt es mehrere Vergaser auf dem Markte, die zwar überhaupt keine genaue Zumessung ermöglichen, die man jedoch nichtsdestoweniger leicht auf ein im Mittel günstiges Mischungsverhältnis einstellen kann; man kann daher oft feststellen, daß solche Vergaser in ungeübten Händen ebenso günstige oder gar bessere Ergebnisse liefern, als solche Vergaser, die auf hoch wissenschaftlicher Grundlage entworfen sind.

Wie bereits weiter oben erwähnt, gibt es, soweit dem Verfasser bekannt, keinen einzigen Vergaser, der alle oben angeführten sechs Bedingungen gleichzeitig erfüllt. Trotzdem ist ein guter, neuzeitlicher Vergaser, wenn er sorgfältig eingestellt ist, eine Vorrichtung von bemerkenswert günstigem Wirkungsgrad. Obgleich man oft über den Vergaser schimpft, liegt der Fehler doch viel häufiger an der Ansaugleitung als am Vergaser selbst.

Man muß immer wieder daran erinnern, daß der Vergaser und die Saugleitung unmittelbar voneinander abhängen. Ist die Saugleitung so gebaut, daß sich darin die Brennstoffdämpfe leicht niederschlagen, sei es, weil die Saugleitung dem Gemischstrom zu große Wandflächen aussetzt oder, daß in der Saugleitung zu geringe Geschwindigkeit oder zu niedrige Temperatur herrscht, so empfiehlt es sich, daß man einen Vergaser verwendet, der den Brennstoff besonders gründlich zerstäubt, auch wenn man dabei einige Verluste durch Drosseln in den Kauf nehmen muß und der Vergaser besonders hohen Brennstoffüberschuß liefert, wenn man die Drossel plötzlich öffnet. Bei anders gearteter Ansaugleitung können dagegen wieder andere Merkmale des Vergasers erwünscht sein. Es ist jedenfalls vollständig falsch, anzunehmen, daß irgendein bestimmter Vergaser an jede beliebige Ansaugleitung angeschlossen werden dürfte, ohne daß man auf die besonderen Merkmale von beiden Rücksicht nimmt.

VII. Die Zündung.

Infolge eines Ausscheidungsverfahrens haben sich im Verlauf der Entwicklung die Zahl der Bauarten von Zündungen für schnelllaufende Verbrennungsmaschinen auf zwei Hauptarten verringert:

1. Die Hochspannungs-Magnetzündung.
2. Die Zündungen mit Hochspannungsspule und Batterie.

Bis vor einigen Jahren war die erste ganz allgemein im Gebrauch. Die zweite ist eine Rückkehr zu einer früheren Bauart und ist jetzt wieder in den Vordergrund gerückt, weil fast alle Straßen- und Luftfahrzeuge mit elektrischer Beleuchtungsanlage ausgerüstet werden, so daß niedrig gespannter Strom stets reichlich zur Verfügung steht.

Die Intensität des Zündfunkens. Obgleich die Intensität des Zündfunkens eine sehr geringe Bedeutung hat, so lange die Maschine mit voll geöffneter Drossel und mit theoretisch richtigem Gemisch oder etwas Brennstoffüberschuß arbeitet, spielt doch diese Intensität bei verringerten Belastungen oder bei Betrieb mit brennstoffarmen Gemischen eine sehr hervorragende Rolle. Durch Versuche hat man zwar festgestellt, daß die Intensität des Funkens keinen großen Einfluß ausübt, wenn Art, Zustand oder Zusammensetzung des Brennstoffluftgemisches die sehr schnelle Verbrennung der Ladung begünstigen. Tatsächlich konnte man unter diesen Bedingungen keinen Unterschied in der Leistung oder im Wirkungsgrad wahrnehmen, wenn man die Intensität des Funkens verringerte, ausgenommen, daß die Verringerung so weit getrieben wurde, daß der Funke überhaupt nicht mehr zwischen den Elektroden überspringen konnte. Andererseits wurde aber die Intensität des Funkens eine wichtige Sache, wenn die Brenngeschwindig-

keit infolge eines übermäßig hohen Anteils von Verbrennungsrückständen oder infolge zu geringen Brennstoffgehaltes der Ladung oder aus anderen Gründen abnahm. Mit andern Worten: die Intensität des Funkens ist ohne besondere Bedeutung, soweit nur die Höchstleistung allein in Frage kommt; dagegen übt sie einen beträchtlichen Einfluß auf den höchsten erreichbaren Wirkungsgrad aus, da sie in gewissem Maße den Bereich der Zündfähigkeit von brennstoffarmen Gemischen und die Brenngeschwindigkeit bei gedrosseltem Betrieb der Maschine beherrscht.

Bei gewöhnlichen Hochspannungszündmagneten erreicht die Intensität des Funkens nur in der Stellung ihren Höchstwert, wo der Anker durch den Höchstwert des magnetischen Kraftflusses hindurchgeht; die Intensität des Funkens nimmt daher ab, sobald man den Zündzeitpunkt gegenüber dieser Stellung vor- oder zurückrückt. Bei der Zündvorrichtung mit Spule und Batterie dagegen bleibt die Intensität ohne Rücksicht auf die Einstellung des Zündzeitpunktes immer gleich, was sehr wesentlich zugunsten dieses Systems spricht.

Daß in früheren Jahren das Zündsystem mit Spule und Batterie durch die Hochspannungs-Magnetzündung aus Gründen der Zuverlässigkeit verdrängt wurde, hatte zwei Gründe:

1. Es gab damals im Kraftwagen keine Dynamomaschine zum Aufladen; die Batterie blieb daher nicht dauernd voll aufgeladen und wurde oft ganz entladen, so daß die Zündung infolgedessen vollständig versagte.
2. Die früheren Unterbrecher für den niedrig gespannten Primärstrom waren im allgemeinen schlecht entworfen und ebenso schlecht ausgeführt und litten andauernd unter Störungen.

Als der Hochspannungszündmagnet zuerst auf dem Markt auftauchte, bot er gegenüber dem anderen System der Zündung zwei wesentliche Vorteile: ununterbrochen gesicherte Lieferung von niedrig gespanntem Strom und einen wirklich gut entworfenen und gut hergestellten Stromunterbrecher für niedrige Spannung. Diese Vorteile bietet er aber heute nicht mehr, denn fast jede schnellaufende Fahrzeugmaschine wird heute mit einer Ladedynamo für die Zwecke der Beleuchtung und oft auch des Anlassens ausgerüstet, und ebenso kann man heute in Entwurf und Ausführung einwandfreie Unterbrecher für den niedrig gespannten Strom erhalten.

Es wird hier im übrigen nicht beabsichtigt, die Einzelheiten der beiden Anordnungen für Zündeinrichtungen zu beschreiben, da sie bereits allgemein bekannt sind und in jedem beliebigen einschlägigen Lehrbuch nachgelesen werden können.

Die Zündkerzen. Über keinen Teil einer Verbrennungsmaschine wird wohl mehr geklagt als über die Zündkerze, obgleich die Klagen, die dagegen erhoben werden, oft ungerecht sind. Im allgemeinen klagt

man am meisten entweder darüber, daß die Zündkerzen verölen und dann wirkungslos werden, oder daß sie Frühzündungen verursachen. Aber der Fehler liegt genau ebenso oft daran, daß man für die Maschine eine ungeeignete Zündkerze gewählt hat und daß der Kolben falsch entworfen ist, so daß zuviel Öl in den Verbrennungsraum gelangt.

Für jede Bauart von Zündkerzen gibt es einen begrenzten Bereich von Temperaturen, innerhalb dessen die Elektroden wohl so heiß werden, daß sie das Öl verbrennen, das sich daran abgesetzt hat, und trotzdem kühl genug sind, um Frühzündungen zu vermeiden.

Bei Maschinen, bei denen infolge fehlerhafter Bauart des Kolbens übermäßig viel Öl am Kolben vorbei in den Verbrennungsraum gelangt, muß man Zündkerzen mit dünnen Elektroden verwenden, die auch bei verminderter Belastung heiß bleiben und das Öl verbrennen. In diesem Zusammenhang sei daran erinnert, daß in einer durch Drosseln auf verminderte Leistung eingestellten Maschine die tatsächliche Temperatur des brennenden Gemisches bei jeder Drosselstellung fast gleich ist, und daß sich beim Drosseln nur die insgesamt umgesetzte Wärmemenge, aber nicht die Temperatur im Zylinder verändert. Wenn somit die Elektroden der Zündkerze dünn sind und daher die Wärme schlechter ableiten können, so nehmen sie eine Temperatur an, die ohne Rücksicht auf die im Zylinder umgesetzte Wärmemenge der mittleren Temperatur des Kreisprozesses entspricht. Leiten dagegen die Elektroden die Wärme, die sie aufnehmen, schnell ab, dann richtet sich ihre Temperatur eher nach der im Zylinder umgesetzten Wärmemenge, sie ist jedoch immer etwas niedriger als dieser entsprechen würde. Mit anderen Worten: bei Zündkerzen mit langen, dünnen Elektroden sind die Elektroden stets heiß, aber sie behalten bei jeder Belastung ziemlich die gleiche Temperatur; bei Zündkerzen mit kurzen, dicken Elektroden und guten Möglichkeiten für die Wärmeableitung erhalten sich die Elektroden bei jeder Belastung kühler, aber ihre Temperatur ändert sich in höherem Maß, als sich die Belastung ändert. Vom Gesichtspunkt der Erhaltung ausreichender Temperaturen an den Elektroden bei allen Belastungen sind also verhältnismäßig lange, dünne Elektroden vorzuziehen, die, solange das Verdichtungsverhältnis niedrig ist und keine Detonation auftritt, die Temperatur und Geschwindigkeit der Wärmeentwicklung erhöhen könnten, auch keinen Anlaß zu Frühzündungen geben werden. Ist jedoch das Verdichtungsverhältnis hoch und der Anteil der Ladung an verdünnenden nichtbrennbaren Gasen daher gering, so treten bei solchen Zündkerzen viel leichter Frühzündungen ein. Dazu kommt, daß unter diesen Umständen auch Detonationen leichter vorkommen können; und all dies kann leicht, wie weiter oben gezeigt, dazu führen, daß sich die Zündkerzenelektroden überhitzen. Für derartige Maschinen empfiehlt es sich daher, eine Art von Zündkerzen zu verwenden, deren

Elektroden sich möglichst kühl erhalten. Bei sorgfältigem Entwurf kann man erreichen, daß möglichst wenig Öl in den Verbrennungsraum gelangt, und dann kann man auch „kühle“ Zündkerzen verwenden, ohne Störungen durch Verölen fürchten zu müssen. Sie sind unter diesen Umständen vorzuziehen, denn dicke Elektroden halten natürlich länger aus und neigen nicht so leicht dazu, sich bei vorübergehenden Detonationen oder aus anderen Gründen zu überhitzen.

Für Motoren mit niedrigem Verdichtungsverhältnis und solche, deren Belastung verhältnismäßig gering ist, können somit „heiße“ Zündkerzen vorteilhafter sein, besonders dann, wenn die Motoren zum Verölen des Verbrennungsraumes neigen, während man bei Motoren mit hohem Verdichtungsverhältnis „kühle“ Zündkerzen verwenden und die Neigung zum Verölen durch richtigen Entwurf des Kolbens überwinden soll. Eine Zündkerze für hochverdichtende Motoren, bei denen viel Öl in den Verbrennungsraum gelangt, kann zur Zeit nicht hergestellt werden; aber die Lösung liegt in der Bauart des Motors, und es ist ungerecht, dann die Zündkerze zu beschuldigen, denn man verlangt hier von ihr die Wirksamkeit unter Bedingungen, für die sie eigentlich nicht bestimmt ist.

VIII. Entwurf der Maschine.

Wie bei jeder Schöpfung dieser Art, so darf man auch beim Entwurf einer Verbrennungsmaschine die ästhetische Seite nicht übersehen. In erster Linie sind Schönheit der Form und Proportion der Abmessungen an und für sich hervorragende Wegweiser mechanisch richtiger Bauweise; denn die Menschen haben heute einsehen gelernt, daß, was mechanisch richtig gebaut ist, auch in der Natur, in der Architektur und im Maschinenwesen als schön gelten kann.

Eigentlich bedeuten Schönheit und Wirksamkeit, im weitesten Sinne ausgelegt, genau dasselbe, und die Prüfung eines beliebigen Entwurfes vom ästhetischen Standpunkt ist oft ein ebenso zuverlässiger Wegweiser wie die mechanische Untersuchung des Entwurfes auf mathematischer Grundlage. Daneben wirken die ästhetischen Eigenschaften eines Entwurfes stark und dennoch unbewußt auf den Verbraucher, dessen künstlerischen Sinn sie immer anregen, auch wenn er noch so stumm und ungeklärt bleibt.

Das erste Streben des Konstrukteurs müßte dahin gehen, zu erreichen, daß den Ergebnissen seiner Arbeit beim Verbraucher auch wirklich Sorgfalt, ja sogar Liebe gewidmet wird, wie er es hofft. Gerade deshalb müßte er trachten, eher an das künstlerische Gefühl der Verbraucher zu rühren, als sich nach Liebhaberei und Mode zu richten; denn künstlerisches Gefühl ist allen Menschen gegeben, während Liebhaberei und Mode ganz verschieden sein können.

Ein weitverbreiteter, aber ganz irriger Glaube lehrt, daß Zuverlässigkeit und sogar hohe Wirksamkeit einer Maschine zum großen Teil eine Funktion der Zahl bewegter Teile sei, die sie wirklich enthält. Es kann, ganz allgemein gesprochen, keinen größeren Irrtum geben. Natürlich ist es klar, daß man so wenig wie möglich Teile verwenden muß, als sich mit der Rücksicht auf Wirkungsgrad und richtiges Arbeiten der Maschine verträgt, aber auch dies kann leicht übertrieben werden, denn zu oft bedeutet geringe Zahl von Teilen ein Übermaß an Kompromissen. Jeder Entwurf muß notwendigerweise auf Kompromissen aufgebaut werden, und der Erfolg einer Maschine hängt letzten Endes nur davon ab, ob es ein gesundes Urteil war, das zu diesen Kompromissen geführt hat.

Bei einer Verbrennungsmaschine sind viele von den Bestandteilen verwickelten Beanspruchungen, Wärmebeanspruchungen sowohl als auch Druckbeanspruchungen, unterworfen, und wenn man durch Vermehrung von Teilen solche Beanspruchungen vermindern oder getrennt aufnehmen kann, so soll man dies ohne Zögern tun. Kein Teil der Maschine soll mehreren Beanspruchungen auf einmal ausgesetzt werden, wenn man die Beanspruchungen durch zusätzliche Bauglieder aufteilen kann. Ist beispielsweise ein Teil gleichzeitig auf Drehung und Biegung beansprucht, so ist es zweckmäßiger, ihn, wenn irgend möglich, durch zwei getrennte Glieder zu ersetzen, von denen das eine so entworfen ist, daß es nur die Biegebbeanspruchungen aufnimmt und frei von Drehbeanspruchungen bleibt, während das andere nur auf Drehung, aber nicht auf Biegung beansprucht werden kann. Dadurch kann man manchmal gezwungen werden, an dem bestimmten vorliegenden Getriebe sechs- oder achtmal so viel Teile zu verwenden, als bei anderer Bauart, trotzdem können Sicherheit und Zuverlässigkeit in noch viel höherem Maß vervielfacht werden.

Andererseits liegt oft beim Entwurf eines Motors die Aufgabe vor, eine Welle in zwei Lagern aufzunehmen, deren Achsen bei der Bearbeitung nicht genau gegeneinander ausgerichtet werden oder infolge von Formänderungen usw. leicht außer Übereinstimmung kommen können. In derartigen Fällen hat man die Wahl, entweder eine genügend nachgiebige Welle zu verwenden, die sich durch ihre Biegsamkeit geringen Fehlern in der Achsenrichtung anpaßt, oder zwischen den beiden Lagern zwei Kreuzgelenke in die Welle einzuschalten. Bei der ersten Lösung kann die Welle infolge der Ermüdung durch die dauernden, wenn auch nur kleinen Verbiegungen schließlich brechen, während die Lager selbst zu Störungen neigen und jedenfalls viel höhere Reibungsverluste hervorrufen. Bei der zweiten Lösung sind zwar höhere Sicherheit und das Mindestmaß an Reibungsverlusten erreichbar, aber nur auf Kosten mehrerer weiterer Teile.

Die Aufgabe, zwischen derartigen Lösungen zu entscheiden, tritt jedem Konstrukteur fast täglich entgegen; er hat dabei stets die Wahl, ob er die einfache Bauart wagen kann oder die verwickeltere Bauart vorziehen soll. Er wird im allgemeinen nur zu sehr geneigt sein, wegen der geringeren Herstellungskosten den ersten Weg zu beschreiten, aber dann kann er sich nicht rühmen, er komme mit weniger Teilen aus, denn er tut dies allein aus dem Grunde, weil er es sich nicht leisten kann, mehr Teile zu verwenden oder weil ihm die Kenntnis und die Erfahrung fehlen, das Wagnis, das er eingeht, richtig abzuschätzen.

Bei Maschinen von größeren Abmessungen empfiehlt es sich weiter oft, die Anzahl der Auspuffventile zu verdoppeln, und zwar auch dann, wenn damit eine Verdoppelung der zugehörigen Ventilsteuerung verbunden ist. Diese Lösung ermöglicht, kleinere Ventile zu verwenden und hierdurch sowohl die Temperaturen der Ventilteller, als auch die Beanspruchungen in der Steuerung zu verringern, so daß sich die Ventile auf weit längere Dauer in brauchbarem Zustand erhalten und die Betriebssicherheit der Ventilsteuerung erhöht wird. Die Verdoppelung der Auspuffventile bringt also letzten Endes den Erfolg, daß die ganze Maschine während eines viel längeren Zeitraumes ihren guten Wirkungsgrad beibehält und auf alle Fälle zuverlässiger ist. Es ist hiernach weit besser, nötigenfalls 500 Teile zu verwenden, um gesunden Anforderungen der Mechanik zu genügen, als sie zu verletzen, indem man auch nur einen einzigen Teil fortläßt. Manchmal fällt es vielleicht schwer, der Verlockung zu widerstehen, einem einzigen Teil mehrere Aufgaben zu übertragen, aber man sollte diese Neigung streng im Zaume halten.

Es ist denkbar, eine Verbrennungsmaschine herzustellen, die, ausgenommen die Schraubenbolzen und Muttern, nur aus sieben Teilen besteht. Wäre die Spärlichkeit der Teile ein brauchbarer Maßstab für die Güte, so müßte eine solche Maschine alle anderen aus dem Felde schlagen. In Wirklichkeit hat man diese Maschine wegen ihrer Unzuverlässigkeit und, weil sie mit besonderer Genialität auf verschiedene verkehrte Wege hinweist, beinahe allgemein verworfen. Am anderen Ende der Reihe stand der Rolls-Royce „Eagle“-Flugmotor, der während des Krieges bewiesen hat, daß er imstande ist, bei weitem die längste Zeit ohne Überholung zu laufen; das ist aber eine Maschine, die um mindestens 50 vH mehr Teile als irgendeine andere Maschine dieser Art enthält.

Daß größere Anzahl von Teilen notwendigerweise erhöhte Sorgfalt und Erhaltungskosten für den Benutzer bedeutet, ist ein glatter Fehlschluß. Bei geringerer Anzahl von Teilen spart man zwar in einem gewissen geringen Maß an Herstellungskosten; davon hat aber sicherlich der Verbraucher keinerlei wie immer gearteten Vorteil. Selbst für den Fabrikanten ergibt das nicht immer eine Ersparnis, weil die nötige Arbeit des Zusammenpassens oft im umgekehrten Verhältnis zur Anzahl der

Teile steht und Montage heutzutage die teuerste von allen Arten von Arbeiten ist. Der Konstrukteur tut daher gut, sich zu vergegenwärtigen, daß „Einfachheit“, wie man sie gewöhnlich versteht, durchaus nicht immer ein Vorzug ist; im Gegenteil, in neun von zehn Fällen ist sie geradezu ein Fehler.

Die vorstehenden Bemerkungen mögen nicht so verstanden werden, als sollten die Kosten der Herstellung unterschätzt werden. Im Gegenteil, die Herstellungskosten sind ganz allgemein das weitaus Wichtigste, das man berücksichtigen muß, sobald einmal den allgemeinen Ansprüchen an Wirkungsgrad genügt ist; unter Wirkungsgrad ist dabei nicht lediglich der thermische Wirkungsgrad gemeint, sondern dieser Begriff schließt auch Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit in sich ein.

In Zeiten, die heute vorüber sind, waren Material und gelernte Schlosser verhältnismäßig billig, während die Bearbeitung auf Maschinen eine kostspielige Sache war. Heutzutage dagegen sind Maschinenbearbeitung und Schleifen infolge der ungeheuren Verbesserungen im Entwurf der Werkzeugmaschinen verhältnismäßig billig geworden, während die Materialkosten enorm gestiegen und geschickte Schlosser fast überhaupt nicht mehr zu finden sind. Der Konstrukteur muß sich daher diesen veränderten Bedingungen anpassen und an Material sowie an Handarbeit sparen, wo es möglich ist. Hierbei wird er oft finden, daß es eine wirkliche Ersparnis bedeutet, eine größere Anzahl von Teilen zu verwenden, wenn das Gesamtgewicht des verbrauchten Materials nicht größer, aber dadurch einige Handmontage gespart wird.

Bei gut durchdachter Bauart und genauer Maschinenarbeit müßte es heute möglich sein, Handarbeit beinahe vollständig auszuschalten. Viel von der Handarbeit, die heute noch geleistet wird, ist überflüssig und sogar unerwünscht; das Einschaben von Lagern beispielsweise ist eine Gewohnheit, die noch aus der Zeit stammt, als man sich noch nicht auf genaue Maschinenarbeit verlassen konnte und die Konstrukteure noch nicht den Wert des selbsttätigen Ausrichtens der Lagermitten erkannt hatten. Heute, wo man Kurbelwellen mit außerordentlich kleinen Toleranzen fertigschleifen und alle zugehörigen Lagergehäuse in einem einzigen Gang auf der Maschine bearbeiten kann, ist kein Einschaben mehr nötig. Tatsächlich kann man durch das Einschaben mit der Hand niemals eine so genaue und gleichmäßige Auflagerung erzielen, wie sie durch Maschinenarbeit möglich ist.

Vom wirtschaftlichen wie vom konstruktiven Standpunkt ist es ferner sogar wichtig, alle Gehäuse der Wellenlager in einem Gang auf der Maschine zu bearbeiten oder sie durch Aufdornen auszurichten. Wo aus irgendeinem Grunde keine dieser Arten der Bearbeitung möglich ist, ist es nicht nur besser, sondern oft auch billiger, Universalgelenke einzubauen und sich von der genauen Übereinstimmung der Lager-

achsen unabhängig zu machen, als sich auf das zweifelhafte Ausrichten durch das kostspielige Handeinpassen zu verlassen; denn Handarbeit ist nicht nur teuer und unzuverlässig, sondern sie ist auch das wirksamste Hindernis für die Austauschbarkeit. Der alte Glaube, daß ein „handgearbeitetes“ Stück besser sei als ein „maschinengearbeitetes“, ist im Aussterben; aber je eher er begraben wird, um so besser. Heutigentages ist er ein Anachronismus.

Entwurf und Baustoff.

Man nimmt allgemein an, daß eine schnellaufende Verbrennungsmaschine, die Erfolg haben soll, notwendigerweise aus sorgfältig ausgewählten und hochwertigen Sonderbaustoffen hergestellt werden müsse. Selbstverständlich ist es immer um so besser, je hochwertiger die benutzten Baustoffe sind, aber bei geeignetem Entwurf ergibt auch gewöhnliches Handelsmaterial vollkommen zufriedenstellende Maschinen, und tatsächlich wird dieses Material auch in weit größerem Umfange verwendet, als man allgemein annimmt. Nur wenn die Grenzen für das zulässige Gewicht sehr eng gesteckt sind, wie bei einem Flugmotor, oder wenn besonders hohe Leistung verlangt wird, dann werden besondere Baustoffe unentbehrlich.

Die gewöhnliche schnellaufende Mehrzylindermaschine bedingt notwendigerweise die Verwendung einiger sehr verwickelter Gußstücke, deren Material in der Praxis fast nur nach gießereitechnischen Gesichtspunkten ausgewählt wird. Der Baustoff für den Zylinderblock und das Kurbelgehäuse muß beispielsweise derart sein, daß es leicht in die Form fließt und einen gleichartigen Guß ergibt, und diese Rücksicht wird allgemein für wichtiger als alle anderen gehalten.

Im allgemeinen ist bei solchen Teilen die Oberflächenhärte bei weitem wichtiger als die Zugfestigkeit; denn die Forderung höchster Steifigkeit die beim Entwurf von schnellaufenden Maschinen an erster Stelle steht, setzt bereits auf jeden Fall so starke Abmessungen voraus, daß die Zugfestigkeit nur eine sehr untergeordnete Rolle spielt. Vom Standpunkte der Steifigkeit aus sind alle Stahlsorten im wesentlichen gleichwertig, weil die Elastizitätszahl praktisch bei allen gleich hoch ist.

Kurbelgehäuse. Für das Kurbelgehäuse kann man Gußeisen oder Aluminium verwenden, je nachdem, ob man auf das Gewicht besondere Rücksicht zu nehmen hat oder nicht. Hauptsächlich muß man beim Entwurf eines Kurbelgehäuses für Mehrzylindermaschinen darauf achten, daß es genügende Tiefe erhält, damit es das Biegemoment der entgegengesetzt wirkenden Kräftepaare in einer Vier- oder Sechszylindermaschine aufnehmen kann. Dieses Biegemoment ist zwar nicht so groß, als daß es die bauliche Festigkeit des Gehäuses berühren könnte, aber es genügt oft durchaus, um bei gewissen kritischen Drehzahlen sehr lästige Schwingungen hervorzurufen. Um dies zu verhindern, muß

man das Kurbelgehäuse gegen Biegungs- und Drehbeanspruchungen so widerstandsfähig entwerfen, daß es, vom Standpunkt der reinen Festigkeit aus gesehen, eine außerordentlich hohe Sicherheitszahl hat. Da die Steifigkeit mehr von der Bauart als vom Baustoff abhängt, so genügt innerhalb bestimmter Grenzen jedes Material, das sich gut gießen läßt und leidliche Festigkeitseigenschaften hat.

Aus Rücksicht auf die Widerstandsfähigkeit des Kurbelgehäuses gegen Biegung und Verdrehung ist es sehr erwünscht, wenn nicht gar wesentlich, daß die untere Hälfte des Kurbelgehäuses einen organischen Bestandteil des Ganzen bildet, insbesondere, wenn einzeln stehende Zylinder verwendet werden. Teilt man, wie üblich, das Kurbelgehäuse in der Höhe der Mittelachse der Kurbelwelle, so muß man die beiden Hälften des Gehäuses mittels einer großen Anzahl von Schrauben in enger Teilung verbinden, damit eine gute Reibungsverbindung zwischen beiden gesichert wird. Der Unterteil muß, für sich selbst als Träger betrachtet, reichlich starr bemessen sein. Die oft angewandte Ausführung, wobei nur eine leichte Ölwanne mit ein paar lose passenden Schrauben an das Oberteil angehängt wird, kann nicht streng genug verurteilt werden; denn obgleich der Kurbelgehäuseunterteil gewöhnlich keinen Anteil an der Lagerung der Kurbelwelle zu haben pflegt und auch nicht haben soll, obgleich er daher auch keine unmittelbare Beanspruchung erfährt, so hat er doch insofern, als er das ganze Kurbelgehäuse zu einem geschlossenen Bauteil ergänzt, eine äußerst wichtige Aufgabe zu erfüllen, indem er dazu beiträgt, die Steifigkeit des Gehäuses zu erhöhen, und ihm erst die notwendige Sicherheit verleiht. Diese Betrachtungen werden besonders wichtig, wenn es sich um Sechszylindermaschinen handelt, bei denen Schwingungen des Kurbelgehäuses eine sehr häufig auftretende Quelle von Schwierigkeiten bilden oder zu bilden pflegten. Der in Abb. 44 dargestellte leichte 150-PS-Motor kann in dieser Beziehung als ein gutes Beispiel angesehen werden.

Auch der Frage des Geräusches, das durch Schwingungen ebener Zwischenwände usw. verursacht werden kann, muß man in diesem Zusammenhang immer Beachtung schenken. Soweit wie irgend möglich, soll man alle ebenen Wandflächen vermeiden oder sie, wenn das nicht zweckmäßig ist, mindestens im Innern des Gehäuses durch Verrippung unterbrechen. Aus einigen ausgeführten Beispielen kann man anscheinend schließen, daß bei gleicher Bauart und gleichen Abmessungen der Gehäuse Gußeisen leichter Resonanz als Aluminium hervorruft. Die Maschinen, die der Verfasser für die englischen Tanks entworfen hatte, wurden zunächst mit Kurbelgehäusen aus Gußeisen ausgeführt; als jedoch später, gegen den letzten Abschnitt des Krieges, leichte, schnelllaufende Maschinen für die Tanks angefordert wurden, ersetzte man das Gußeisen durch Aluminium. Diese Gehäuse wurden nach genau den

gleichen Entwürfen wie die früheren gußeisernen hergestellt und waren tatsächlich in jeder Beziehung gegen diese austauschbar. Dabei wurde festgestellt, daß die Maschinen nach erfolgtem Umtausch der Gehäuse wesentlich ruhiger liefen, und die Berichte der Offiziere und der diensttuenden Führer der Tanks haben diese Beobachtung später auch bestätigt.

Noch eine weitere wichtige Erwägung spricht zugunsten der Verwendung von Aluminium für Kurbelgehäuse, nämlich seine bessere

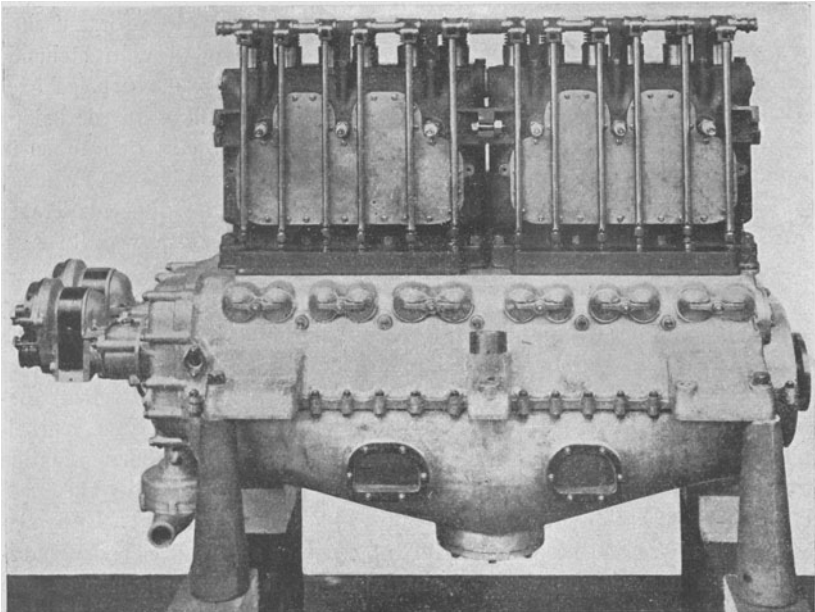


Abb. 44. Beispiel einer schnellaufenden Sechszylindermaschine von 150 PS.

Wärmeleitfähigkeit. Diese Eigenschaft ist sehr wertvoll, denn sie trägt dazu bei, die Wärme von den Kurbelwellenlagern schneller abzuleiten und zu zerstreuen, infolgedessen die Abnutzung der Lager und die Gefahr des Versagens von Lagern zu verringern.

In der Hauptsache kommen als Mängel der Verwendung von Aluminium seine höheren Kosten und die Schwierigkeit in Betracht, Stiftschrauben darin sicher zu befestigen. Der hohe Preis des Aluminiums ist kein so ernster Nachteil, wie es zunächst scheinen könnte, weil

a) bei Gußstücken von verwickelter Bauart Aluminiumlegierungen im ganzen und großen vom gießereitechnischen Standpunkt aus verlässlicher als Gußeisen sind, also verhältnismäßig geringere Zahl von Ausschußabgüssen ergeben, deren Fehler oft erst nach mehreren Stufen der Bearbeitung entdeckt werden,

b) die Kosten der Bearbeitung von Aluminium beträchtlich geringer als die von Gußeisen sind, und da zur vollständigen Bearbeitung eines Kurbelgehäuses gewöhnlich eine sehr große Anzahl von Arbeitsstufen gehört, so wiegt dieser Unterschied oft die höheren Anfangskosten des Materials ganz auf.

Dagegen ist die Schwierigkeit, Stiftschrauben in Aluminium sicher zu befestigen, tatsächlich vorhanden; es ist aber in der Regel möglich, ein Kurbelgehäuse so zu konstruieren, daß man Stiftschrauben ganz oder wenigstens fast ganz entbehren kann. Beispielsweise ergibt sich eine sehr gesunde mechanische Lösung der Aufgabe, indem man die Befestigungsschrauben der Hauptlager für die Kurbelwelle bis über den Oberteil des Kurbelgehäuses hinauf verlängert und sie dazu benutzt, den Zylinderblock festzuhalten; dadurch hat man gleich zwei Arten von Stiftschrauben vermieden. Wo man Stiftschrauben unbedingt verwenden muß, soll die Länge des eingeschraubten Gewindes das Zwei- bis Dreifache des Bolzendurchmessers betragen, und sie halten dann auch ausreichend fest, wenn sie gleich ordentlich eingesetzt werden.

Der Zylinderblock. Werden mehrere Zylinder in einem Block zusammengegossen, so verwendet man ganz allgemein Gußeisen als Baustoff. In neuerer Zeit hat man allerdings für Flugmotoren und einige wenige Fahrzeugmaschinen auch schon Zylinderblöcke aus Aluminium mit eingesetzten Laufbüchsen aus Stahl oder Gußeisen benutzt. Über den eigentlichen Gußeisenblock ist wenig zu sagen, außer daß bei der Auswahl des Materiales zwei Gesichtspunkte berücksichtigt werden sollen: es muß sich leicht gießen lassen, frei von Blasen und porösen Stellen und so hart sein, wie es mit Rücksicht auf die Gießbarkeit überhaupt nur zulässig ist. Feinkörniger Guß, der in Materialvorschriften so oft gefordert wird, scheint gar keinen besonderen Vorzug zu verdienen, da ein Gußeisen mit grobkörnigem Gefüge genau so gut sein kann und manchmal sogar besser ist. In erster Linie steht aber die Forderung der Oberflächenhärte, die besonders wichtig wird, wenn man Aluminiumkolben verwendet; diese schleifen immer leicht die Zylinderbohrungen aus, wogegen man sich nur durch die Oberflächenhärte sichern kann.

In diesem Zusammenhang sei erwähnt, daß sich Zylinder, die durch Schleifen fertiggestellt worden sind, im Gebrauch selten so gut halten wie solche, die ausgerieben werden; anscheinend ist der Grund der, daß kleine Reste des Schleifmittels in der Oberfläche der Zylinderbohrung zurückgehalten werden. Diese betten sich dann bald in die Kolben, besonders in solche aus Aluminiumlegierungen ein und nutzen die Zylinderwände schnell ab. Das Verfahren, die Zylinderbohrungen auszuschleifen, kam zu einer Zeit auf, wo es schwierig war, diese Flächen mit ausreichender Genauigkeit mit Werkzeugen allein zu bearbeiten. Man fand bald, daß das Schleifen billiger und ein geeignetes Verfahren

war, um eine ausreichend genaue Bohrung sowie gleichzeitig eine glatte Oberfläche zu erzielen, und daher fand das Verfahren in den Fabriken allgemeine Aufnahme.

Mit den heutigen Verbesserungen der Bearbeitungsmaschinen lassen sich aber durch Aufreiben der Zylinder hervorragende Ergebnisse erreichen, und diese Art der Bearbeitung ist anscheinend vorteilhafter. Unzweifelhaft kann man durch Sorgfalt und passende Wahl von Schleifscheiben vermeiden, daß sich das Schleifmittel in der Zylinderbohrung festsetzt, aber in den meisten Fällen wird das heutzutage nicht erreicht.

In den letzten Jahren ist es sozusagen Mode geworden, den ganzen Zylinderkopf abnehmbar zu machen. Diese Bauart hat viele wichtige Vorteile. In erster Linie vereinfacht sie ganz beträchtlich das Gußstück für den Zylinderblock und ermöglicht, den Zylinder gerade durchzu bohren, was einen sehr bedeutenden Vorteil darstellt. Zweitens gestattet diese Bauart, die Ventile dichter aneinander anzuordnen und hierdurch bei Maschinen mit seitlich stehenden Ventilen die Oberfläche der Ventilkammern sowie den Abstand der Zylindermitten voneinander zu verkleinern, beides sehr wertvolle Ergebnisse. Drittens entfallen bei dieser Bauart die Ventilverschraubungen, die niemals ganz einwandfrei sind, weil sie nicht gekühlt werden und zum Undichtwerden neigen.

Der Haupteinwand gegen abnehmbare Zylinderköpfe ist, daß sie die Notwendigkeit mit sich bringen, eine Verbindung von großer Oberfläche gas- und wasserdicht zu machen, und daß man diese Verbindung immer wieder lösen muß, wenn man an die Ventile gelangen oder die Verbrennungsräume reinigen muß. Dieser Schwierigkeit kann man jedoch begegnen, indem man geeignete Kupfer-Asbestdichtungen verwendet, eine große Anzahl richtig verteilter Stiftschrauben zum Festhalten des Zylinderkopfes anordnet und die Höhe des Zylinderkopfes reichlich bemißt. Wo sich Störungen infolge der Abdichtung des Zylinderkopfes ergeben haben, kann man sie im allgemeinen entweder auf unzureichende Steifigkeit des Zylinderkopfes oder auf ungenügende Anzahl oder schlechte Verteilung der Befestigungsschrauben zurückführen. Bei sorgfältigem Entwurf und genügender Steifigkeit sind jedenfalls abnehmbare Zylinderköpfe viel empfehlenswerter.

Es ist heute gebräuchlich geworden, die Ansaugleitung in einem Stück mit dem Gußstück für den Zylinderblock auszuführen. Das verbessert sicherlich die äußere glatte Linie und verringert auch durch den Fortfall einer Teilfuge die Möglichkeiten für Undichtheit. Dies zugegeben — und es sind anerkannt wichtige Gesichtspunkte —, so ist doch sonst die Anordnung in keiner Weise zu empfehlen; denn sie hat drei schwerwiegende Fehler:

1. Die Bauart der Ansaugleitung und daher die Wirksamkeit der Gemischverteilung muß den gießereitechnischen Anforderungen unter-

geordnet werden. Es ist, wenn überhaupt, nur selten möglich, eine Ansaugleitung von guter Wirkung zu entwerfen, die man mit dem Zylinderblock zusammengeießen kann.

2. Bei heutigem Benzin, dessen Verdampfungslinie bei etwa 200° endigt, hat die Heizung der Ansaugleitung mit warmem Wasser sehr wenig Wert; denn auf diese Weise führt man dem Gasgemisch vor seinem Eintritt in den Zylinder nur Wärme zu, ohne die Verdampfung der schwereren Bestandteile zu sichern. Weiter oben wurde bereits ge-

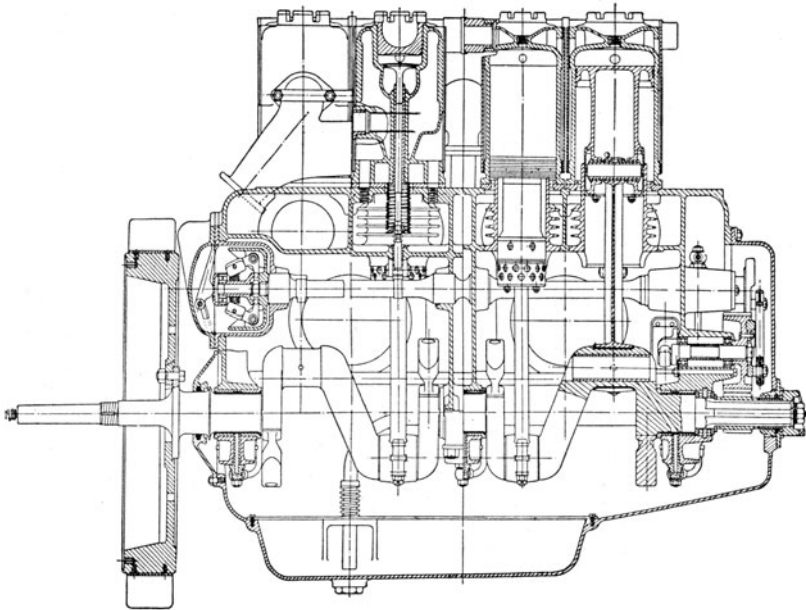


Abb. 45. Vierzylindermaschine mit seitlich offenen getrennten Zylindern.

zeigt, daß es vorteilhaft ist, dem Gemisch vor seinem Eintritt in den Zylinder möglichst wenig Wärme zuzuführen. Um aber zu vermeiden, daß sich die Brennstoffdämpfe niederschlagen, muß man zwar etwas vorwärmen, aber diese Wärme ist nur dann wirklich wirksam, wenn sie bei hoher Temperatur zugeführt wird. Es ist daher viel besser, gerade diejenigen Stellen, wo sich infolge Änderungen in der Richtung oder Geschwindigkeit des Gasstromes flüssiger Brennstoff am leichtesten niederschlagen könnte, rein örtlich durch eine geringe Wärmemenge auf hohe Temperatur zu heizen, als daß man der gesamten Ansaugleitung ununterbrochen Wärme von geringer Temperatur zuführt, die nur dazu dient, die Leistung zu verringern, ohne aber andere als die leichten Bestandteile des Brennstoffes zu verdampfen.

3. Die Saugleitung, die in den Zylinderblock eingegossen wird, ist auf ihrer ganzen inneren Oberfläche rauh. Das begünstigt das Niederschlagen flüssiger Teile des Brennstoffes und vergrößert auch die Druckverluste durch Reibung.

Es empfiehlt sich daher nicht, die Saugleitung in einem Stück mit dem Zylinderblock zu gießen, wenn hohe Leistung und hoher Wirkungsgrad wichtig sind. Bei kleinen Maschinen jedoch, wo niedrige Kosten der Herstellung, einfache Bauart und Vermeidung von Undichtheiten

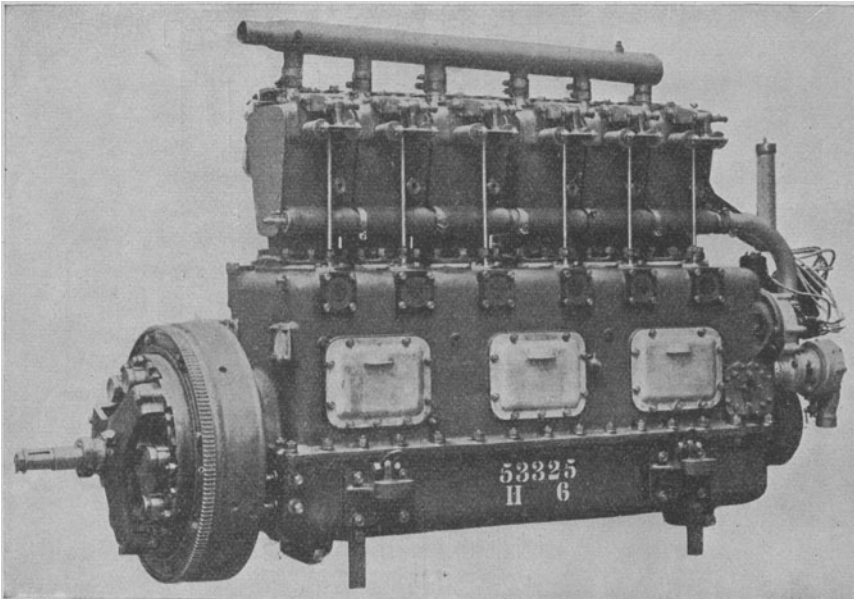


Abb. 46. 225-PS-Tankmotor mit enggestellten Zylindern.

eine verhältnismäßig größere Rolle spielen, bietet dieses Verfahren zweifellos Vorteile.

Außer den normalen einteiligen Mehrzylinderblöcken gibt es noch viele andere Arten von gußeisernen Zylindern. Abb. 45 stellt eine ziemlich gebräuchliche Bauart für getrennte Zylinder dar, wobei die Wasserräume seitlich offen gegossen und mittels dünner Stahlblechdeckel abgeschlossen werden. Hierdurch wird das Gußstück sehr einfach und auch von innen nachprüfbar, ferner kann der Kernsand vollständig entfernt werden. Die Bauart gestattet auch, eine Anzahl von Zylindern dichter aneinanderzusetzen, als es in anderer Weise bei getrennten Zylindern möglich wäre, und so die Länge der Kurbelwelle zu vermindern sowie die Steifigkeit des Kurbelgehäuses zu erhöhen, wie Abb. 46 erkennen läßt.

Abb. 47 zeigt eine Bauart für große Zylinder im dargestellten Beispiel von 100 PS Leistung; der Zylinderkopf ist lediglich ein runder Einsatz mit den eingebauten Ventilen, den man leicht herausnehmen kann, wobei die Rohrverbindungen usw. fast gar nicht gelöst zu werden brauchen.

Bei Flugmotoren ist noch eine große Anzahl verschiedener Zylinderbauarten im Gebrauch, wovon einige weiter unten bei der Behandlung

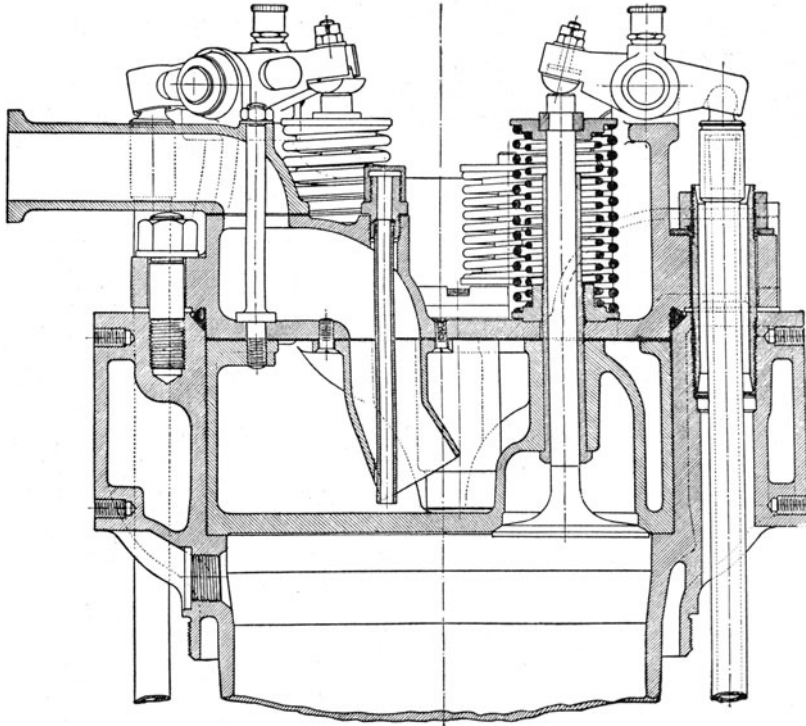


Abb. 47. Zylinderkopf einer 100-PS-Maschine, 209,55 mm Zylinder Dmr., 241,3 mm Hub, 1150 Uml./min.

der Flugmotoren in weiteren Einzelheiten besprochen werden sollen. Eine Zylinderblockbauart, die sich für sehr leichte oder hochbelastete Motoren eignet, besteht darin, daß man das Aluminiumkurbelgehäuse bis zur Höhe der Zylinderköpfe verlängert und in das Gehäuse auf allen Seiten bearbeitete Stahllaufbüchsen lose einsetzt, deren Flanschen zwischen dem oberen Rand des Kurbelgehäuses und dem Zylinderkopf eingeklemmt werden. Das untere Ende jeder Führungsbüchse dringt durch eine Zwischenwand im Kurbelgehäuse, die gleichzeitig den Boden des Wassermantels bildet. In dieser Wand wird die Büchse durch einen

Gummiring, ähnlich wie bei Gasmaschinen, abgedichtet. Diese Bauart, wovon wirkliche Ausführungen in Abb. 48 und 49 wiedergegeben sind, ist allerdings nur die Anwendung einer bei gewöhnlichen liegenden Gasmaschinen üblichen Bauart, aber sie hat doch folgende Vorteile:

1. Sie ist zugleich leicht und billig.
2. Sie macht den Oberteil des Kurbelgehäuses gegen Biegung oder Verdrehung äußerst widerstandsfähig.
3. Sie ist einfach und leicht gießbar.
4. Die Wasseranschlüsse können am Hauptgußstück statt an dünnen Blechmänteln befestigt werden.
5. Da die Laufbüchsen sehr einfache und symmetrische Gestalt haben, kann man sie aus weichem Stahl anfertigen und im Einsatz härten.

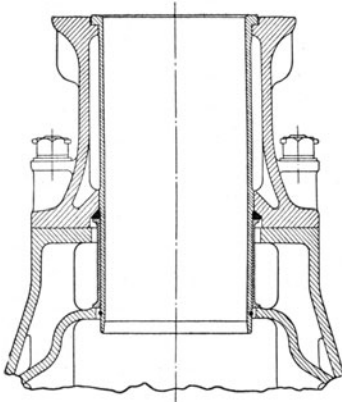


Abb. 48. Zylinderbauart mit lose eingesetzter, durch Gummiring abgedichteter und im Einsatz gehärteter Stahllaufbüchse.

Das zuletzt genannte Merkmal ist sehr wertvoll, denn die Erfahrung lehrt, daß sich die Laufflächen der im Einsatz gehärteten Büchsen im Gebrauch am besten bewähren. Infolge ihrer großen Oberflächenhärte sind sie selbst bei Verwendung von Aluminiumkolben sozusagen sicher gegen Abnutzung, und man kann sie auch schleifen, ohne Gefahr zu laufen, daß sich das Schleifmittel darin einbettet. Nach wenigen Betriebsstunden erhält die Lauffläche einen Spiegel, der vollständig frei von Kratzern ist, und behält diesen Spiegel auch unbegrenzt lange. Allerdings kann man im Einsatz gehärtete Laufbüchsen nur dann verwenden, wenn sie als glatte, an

beiden Enden offene Rohre von nahezu gleichmäßiger Wandstärke und vollständig symmetrisch entworfen sind. Ist die Bauart der Laufbüchsen irgendwie weniger einfach oder unsymmetrisch, oder haben die Wandungen stark wechselnde Dicke, so kommt die Einsatzhärtung wegen des Verziehs der Laufbüchsen beim Härten überhaupt nicht in Frage.

Eine weitere Bauart für Zylinder, die man manchmal bevorzugt, besteht darin, daß man den Zylinderblock ganz aus Aluminiumlegierung mit eingegossenen Ventilsitzen herstellt und die Laufbüchsen entweder einschraubt oder einpreßt. Gegen diese Bauart kann man einwenden, daß es immer schwierig ist, eine gute wärmeleitende Berührung zwischen den Laufbüchsen und den Aluminiumwänden zu erreichen, weil erhebliche Unterschiede zwischen den Ausdehnungszahlen der beiden Baustoffe bestehen.

Eine Zylinderbauart, die man mit großer Vorliebe für Flugmotoren verwendet, ist die, wobei die Zylinder und die Wassermäntel durch Schweißung aus Stahlteilen zusammengesetzt werden. Bei derartigen Zylindern schmiedet man gewöhnlich den Zylinder mit dem Zylinderkopf in der Form eines glatten Fingerhutes aus und schraubt und schweißt die Ventilöffnungen und Ventilführungen in dieses Stück ein. Schließlich wird ein leichter Wassermantel, der aus dünnem Stahlblech in zwei Hälften gepreßt ist, über das Ganze aufgeschweißt. Diese Bauart ist sehr leicht und zweckmäßig und, da mit den Gußteilen auch ein Teil der Ausschußstücke entfällt, nicht annähernd so teuer, wie es auf den ersten Blick scheinen würde. Was man hauptsächlich dagegen einwenden könnte, ist:

1. Man kann die Bauart nur bei getrennten Zylindern anwenden, oder sie wird mindestens sehr verwickelt, wenn ein Wassermantel mehr als einen Zylinder umschließt.

2. Die Wasseranschlüsse sind nur an dünnen Blechwänden befestigt, die infolge der Erschütterungen leicht reißen können.

3. Die Freiheit im Entwurf wird durch bauliche Schwierigkeiten ziemlich beschränkt.

Als Material für so zusammengesetzte Zylinder scheint sich

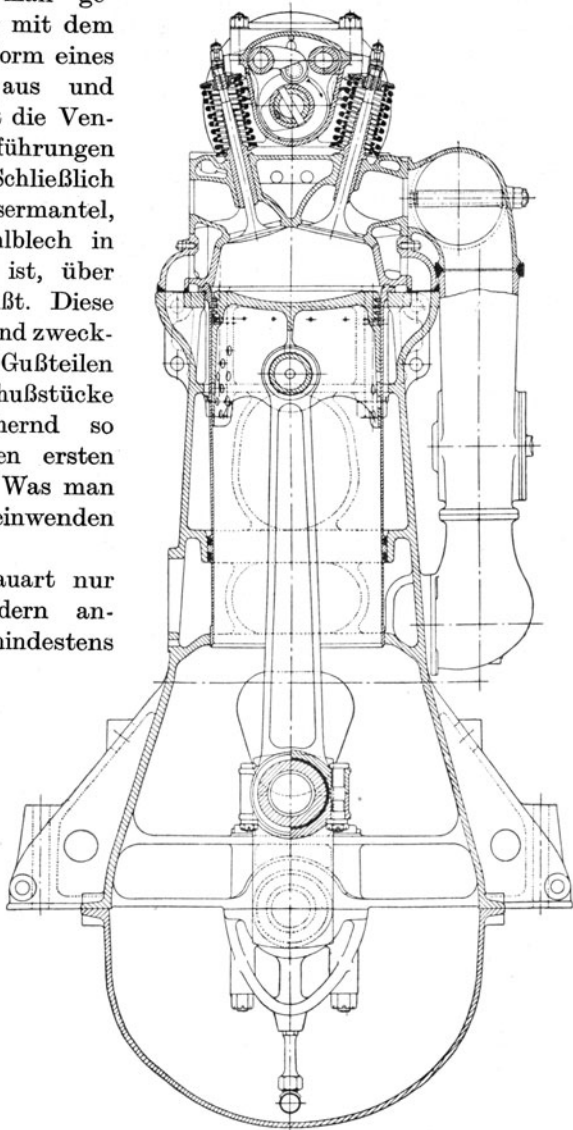


Abb. 49. Zylinder eines Versuchs-Großflugmotors von 130 PS Leistung bei 203,2 mm Dmr., 279,39 mm Hub und 1400 Uml./min.

an Kohlenstoff reicher Stahl mit 0,4 bis 0,5 vH Kohlenstoffgehalt vom Standpunkt der Abnutzung aus gut zu bewähren; allerdings ist solcher Stahl in der Bearbeitung schwierig und teuer. Für glatte, offene Laufbüchsen, die ausreichende Wandstärke erhalten können, gibt es nichts besseres als einen gewöhnlichen weichen Stahl mit geringem Kohlenstoffgehalt, der im Einsatz gehärtet werden kann. Glatte Zylinder aus Gußeisen gießt man aus einer Gattierung, die leicht fließt und einen gleichmäßigen Guß mit möglichst harter Oberfläche ergibt. Ob dabei das Gefüge fein- oder grobkörnig wird, ist gleichgültig.

Von den drei erwähnten Baustoffen für Zylinderbüchsen ist nach den vorliegenden Erfahrungen im Einsatz gehärteter Stahl vom Standpunkte der Abnutzung und des Spiegels, der sich im Gebrauch ausbildet, weitaus der beste. Gußeisen ist vielleicht der zweitbeste, wenn es ausreichend hart ist und man die Zylinder durch Aufreiben, nicht durch Ausschleifen, fertig bearbeitet, während Stahl mit hohem Kohlenstoffgehalt an dritter Stelle kommt. Stahl mit geringem Kohlenstoffgehalt ist für Zylinderlaufflächen gänzlich unbrauchbar, wenn er nicht im Einsatz gehärtet wird. Bronze hat man ebenfalls versucht. Das Ergebnis war ein zwar höherer mechanischer Wirkungsgrad, anscheinend, weil wegen des besseren Wärmeleitvermögens der Bronze die an der Wand haftende Ölschicht nicht so leicht verpörrt. Die Verwendung von Bronze für Zylinder ist jedoch praktisch ausgeschlossen, weil sie sich wegen ihrer fehlenden Oberflächenhärte mit erstaunlicher Schnelligkeit abnutzt.

Kurbelwellen. Über den geeigneten Baustoff für Kurbelwellen gibt es immer beträchtliche Unterschiede in den Ansichten. Ausgenommen den Fall von Flugmotoren, braucht man Zugfestigkeit und Streckgrenze kaum zu berücksichtigen, denn wenn die Welle allen Anforderungen an Steifigkeit gegenüber Verdrehungen, an Freiheit von Schwingungen, an Steifigkeit und Festigkeit der Kurbelzapfen und Lager und an die ausreichende Bemessung der Lagerflächen bei begrenzter Länge erfüllt, dann sind die Abmessungen der Welle so groß, daß die Gefahr eines Versagens infolge irgendeiner Ursache, ausgenommen wegen Ermüdung des Materials, ganz außerhalb des Bereiches der Wahrscheinlichkeit liegt. Widerstand gegen Ermüdung und Oberflächenhärte sind die beiden wichtigsten Forderungen der Kurbelwellen. Nach Ansicht des Verfassers ist es beinahe Zeitvergeudung, die Beanspruchungen einer Kurbelwelle zu berechnen; denn wenn die Bauart nach den angeführten Gesichtspunkten richtig ist, ergeben sich die berechneten Beanspruchungen der Welle stets als ganz außerordentlich niedrig. Da der Elastizitätsmodul bei allen Stahlsorten im wesentlichen gleich ist, und da es die Rücksicht auf die Steifigkeit ist, die den Entwurf einer Kurbelwelle beherrscht, so sind alle Stahlsorten für Kurbelwellen in dieser Hinsicht

gleichwertig. Ein gewöhnlicher Kohlenstoffstahl von etwa 0,35 vH Kohlenstoffgehalt erfüllt somit alle Anforderungen bei den meisten Gebrauchsmotoren in ausreichender Weise, nur nicht bei Flugmotoren, die aus folgenden Gründen ausgenommen werden müssen:

1. Da Flugmotoren kein Schwungrad haben, treten bei ihnen Dreh-schwingungen in der Kurbelwelle weniger leicht auf; die Welle kann daher beträchtlich leichter bemessen werden.

2. Um am Gewicht der Welle und der ganzen Bauart zu sparen, lagert man die Welle zwischen je zwei Kröpfungen, so daß die Neigung der Welle zu Durchbiegungen stark verringert wird.

3. Die Lagerabmessungen werden zum Zwecke der Gewichtersparnis stark beschränkt, da die Lebensdauer der Flugmotoren verhältnismäßig kurz ist.

Aus diesen Gründen kann eine Kurbelwelle für Flugmotoren viel leichter als für andere Maschinen bemessen und infolgedessen auch viel höher beansprucht werden. Abgesehen von der Frage der Materialkosten hat die Verwendung von gewöhnlichem Kohlenstoffstahl für die gebräuchlichen Motoren folgende Vorteile:

1. Jede Fabrik ist mit den Arbeiten des Schmiedens, der Wärmebehandlung und der Bearbeitung für diesen Stahl vertraut.

2. Solcher Stahl ist in der Güte gleichmäßig erhältlich und weniger empfindlich gegen Fehler in der Wärmebehandlung. Der gewöhnliche Kohlenstoffstahl ist, mit anderen Worten, entschieden zuverlässiger als hochwertig legierte Stähle, die alle sorgfältige Wärmebehandlung erfordern und gefährlich werden können, wenn sie falsch behandelt worden sind.

Brüche von Kurbelwellen aus Kohlenstoffstahl sind bei vernünftigem Entwurf tatsächlich äußerst seltene Vorfälle, die man im allgemeinen jedesmal entweder auf das Fehlen ausreichender Abrundungen an den Hohlkehlen der Kurbel- und Lagerzapfen oder auf Resonanz von Dreh-schwingungen zurückführen kann. Beide Ursachen können gegebenenfalls Brüche durch Ermüdung herbeiführen, gleichgültig, welches Material verwendet wird. Die erste Ursache kann man durch ausreichend große Bemessung der Abrundungshalbmesser vermeiden, die zweite durch Vermeidung kritischer Schwingungen, sei es, daß man einen Schwingungsdämpfer einbaut oder daß man die Abmessungen der Welle ändert, derart, daß die kritische Drehzahl über oder unter den Bereich der normalen Drehzahlen gelangt. Bei Vierzylindermaschinen mit ausreichend leichten hin- und hergehenden Teilen ist es im allgemeinen durchaus einfach, die Kurbelwelle so zu entwerfen, daß darin bei keiner Drehzahl, die der Motor annehmen kann, gefährliche Dreh-schwingungen auftreten. Bei Sechszylindermaschinen ist das jedoch durchaus nicht so leicht zu erreichen; in diesem Fall empfiehlt es sich,

Schwingungsdämpfer oder andere Mittel zum Beschränken der Dreh-
schwingungen anzuwenden.

Die wichtigste Aufgabe des Konstrukteurs ist heutzutage, die Ab-
nutzung zu verzögern. Diese hängt, wie schon bei der Behandlung der
Schmierung gezeigt wurde, von der Oberflächenhärte, und zwar sowohl
der Welle selbst, als auch des Lagermetalls ab, in dem die Welle läuft,
und die Verhältnisse werden um so günstiger, je härter die Welle und
je weicher das Lagermetall ist, vorausgesetzt, daß das Lagermetall nicht
so weich ist, daß es zerdrückt wird. Abnutzung entsteht scheinbar
immer dadurch, daß sich harte Teilchen im weichen Lagermetall ein-
betten und dann an der Welle schaben. Die Geschwindigkeit, mit der
sie die Welle abnutzt, hängt 1. von der Oberflächenhärte, 2. von der
Belastung ab, da diese wieder die Dicke der Ölschicht und daher den
Abstand bestimmt, über den die harten Teilchen hinwegreichen müssen,
ehe sie mit der Welle in Berührung kommen.

Im allgemeinen ist die Belastung der Kurbelwellenlager so hoch,
daß man nicht immer sehr weiche Lagermetalle verwenden kann; aber
man sollte sich immer vor Augen halten, daß unter sonst gleichen Um-
ständen die Abnutzung um so geringer wird, je weicher das Lager-
metall ist.

Gegengewichte. Bei Vier- oder Sechszylindermaschinen wird der
mittlere Kurbelwellenzapfen sehr hoch beansprucht, da er die ver-
einigten Flieh- und Massenkräfte der Kurbeln an jeder Seite, die stets
in der gleichen Ebene liegen, aufzunehmen hat. Man muß daher das
Lager für diesen Zapfen entweder mit viel größerer Lauffläche aus-
statten, oder die Kurbelwelle mit Gegengewichten versehen, die den
Fliehkräften der beiden mittleren Kurbeln entgegenwirken.

Leider müssen auch die andern Kröpfungen Gegengewichte erhalten,
wenn die beiden mittleren damit ausgerüstet werden. Obgleich die
Gegengewichte die Belastung der Wellenlager, insbesondere des mittleren,
verkleinern und auch für die Vermeidung von Schwingungen des Kurbel-
gehäuses günstig sind, hat ihre Verwendung doch viel Bedenkliches,
weil durch sie neue Massen mit großem Trägheitsmoment den ver-
schiedenen Kröpfungen der Kurbelwelle hinzugefügt werden. Sie er-
höhen daher die Neigung der Kurbelwelle, in Torsionsschwingungen zu
geraten und haben gleichzeitig die Wirkung, daß die kritische Drehzahl
der Kurbelwelle herabgesetzt wird. Das kann einen sehr schwerwiegenden
Grund gegen die Verwendung von Gegengewichten bilden und ist es
auch oft, weil Torsionsschwingungen der Kurbelwelle in ihrer Aus-
wirkung viel schlimmer und in der Behandlung schwieriger sind als die
des Kurbelgehäuses.

Die Anwendung von Gegengewichten kann daher durchaus nicht in
jedem Falle empfohlen werden; sie mögen vorteilhaft sein, wo es darauf

ankommt, die Abnutzung zu verringern, aber sie können auch je nach den Umständen schwere und gefährliche wiederkehrende Schwingungen hervorrufen. Wo man die Laufflächen des Mittellagers aus Rücksicht auf möglichst geringe Baulänge der Maschine oder aus anderen Gründen beschränken muß, wird es manchmal notwendig sein, Gegengewichte anzubringen. In derartigen Fällen kann man aber den Nachteilen der Gegengewichte durch Verwendung eines *Lanchester*-Drehschwingungsdämpfers entgegenwirken.

Eine ideale Kurbelwelle sollte ohne Zweifel im Einsatz gehärtete Wellen- und Kurbelzapfen haben. Nun ist es außerordentlich schwierig,

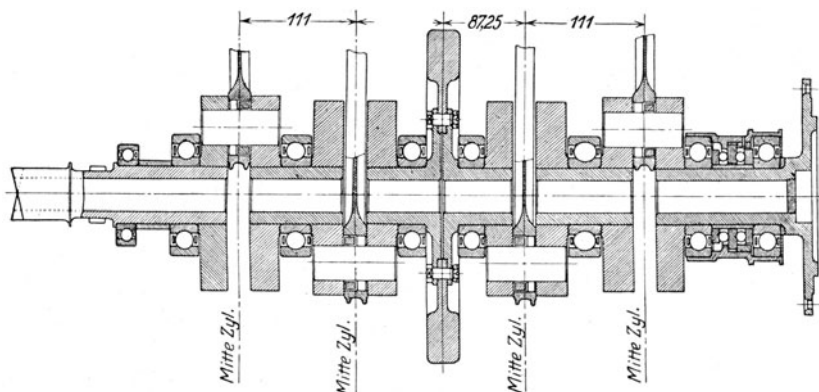


Abb. 50. Zusammenstellung der Kurbelwelle des 3-Liter-Vauxhall-Rennmotors 1922.

mehrfach gekröpfte, aus einem Stück geschmiedete Kurbelwellen im Einsatz zu härten, weil sie sich beim Abschrecken leicht verbiegen. Nur die ganz kurzen Kurbelwellen, die bei Maschinen mit zwei gegenüberliegenden Zylindern verwendet werden, bilden hiervon Ausnahmen. Es ist aber eine noch offene Frage, ob nicht die Vorteile der im Einsatz gehärteten Laufflächen von Kurbelwellen so groß sind, daß sie sogar die Verwendung von geteilten Kurbelwellen rechtfertigen, bei denen die Kurbelarme auf die Lagerzapfen aufgeschraubt und die Kurbelzapfen eingepreßt oder festgeklemmt werden. Abb. 50 stellt eine in dieser Weise wirklich ausgeführte Kurbelwelle für eine Maschine von 125 PS Leistung dar, die normal 4000 bis 5000 Uml./min hat und sehr zufriedenstellende Ergebnisse geliefert hat.

Abb. 51 zeigt eine andersgeartete Ausführung, bei welcher die Kurbelzapfen festgeklemmt und durchgehend Rollenlager verwendet werden. Diese Bauart ist für eine Maschine von normaler Drehzahl und Leistung bestimmt, und die Lager einer derartigen Welle müßten fast ewig aushalten; im Fall von Abnutzung oder eines Zufalls, wie dem Bruch einer

Rolle, kann man den ganzen Kurbelzapfen einschließlich des zugehörigen Rollenlagers leicht herausnehmen und ersetzen. Kugel- oder Rollenlager haben außer ihrer beinahe vollkommenen Sicherheit gegen Ab-

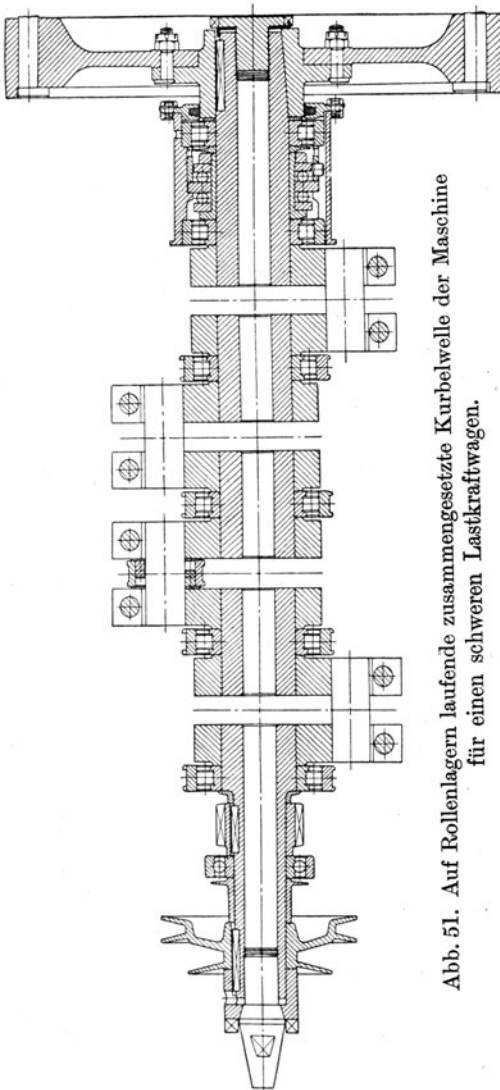


Abb. 51. Auf Rollenlagern laufende zusammengesetzte Kurbelwelle der Maschine für einen schweren Lastkraftwagen.

nutzung noch den Vorteil, daß sie auf die ununterbrochene Schmierung und Aufrechterhaltung einer Ölschicht nicht angewiesen und daher zuverlässiger sind. Obgleich ferner der Reibungsverlust von gewöhnlichen Gleitlagern irgendeiner mittleren Bauart bei hoher Drehzahl und normalen Betriebstemperaturen weniger als 2 vH von der Höchstleistung der Maschine beträgt, ist doch dieser Verlust von der Belastung nahezu unabhängig; er hat sogar eher das Bestreben, zuzunehmen, wenn die Drehzahl vermindert wird. Während also die Reibungsverluste der Gleitlager einer Kurbelwelle bei hohen Drehzahlen und voller Belastung verhältnismäßig klein sind, beginnen sie bei verminderten Drehzahlen und Belastungen eine wichtige Rolle zu spielen. Bei Fahrzeugmaschinen, die während des größten Teils ihrer Lebensdauer mit sehr geringen Belastungen laufen und deren mittlerer Belastungsfaktor nur 30 bis 40 vH beträgt, kann sich daher die Verwendung einer Kurbelwelle mit Kugel- oder Rollenlagern in einer sehr wesentlichen Brenn-

stoffersparnis vielleicht von 6 bis 8 vH geltend machen.

Abnutzung der Kurbelwellen. Im allgemeinen kann gesagt werden, daß die größte Abnutzung bei Kurbelwellen gewöhnlich an den mittleren Hauptlagern auftritt; dennoch treten wirkliche Störungen auch

bei sonst gleich hoher Belastung von Haupt- und Kurbelzapfenlagern häufiger am Lagermetall der Kurbelzapfen als am Lagermetall der Wellenzapfen auf. Die Gründe hierfür liegen sehr nahe. Daß die Lager der Kurbelzapfen oder in den Köpfen der Pleuelstangen leichter versagen können als die Hauptlager, auch wenn beide die gleiche mittlere Belastung auf 1 cm^2 aufzunehmen haben, beruht

1. auf der geringeren Wärmeaufnahmefähigkeit der Kurbelzapfenlager, die das Lager vor Überhitzung schützen könnte,

2. auf der unzureichenden Stützung dieser Lager in den Pleuelstangen, deren augenförmige Kurbelenden im allgemeinen nicht genügend steif sind.

Sobald daher der Ölumlaufl im Kurbelzapfenlager zufälligerweise vorübergehend versagt oder verlangsamt wird, erreicht dieses Lager in einer gegebenen Zeit eine viel höhere Temperatur als die Hauptlager, und wenn die Unterbrechung der Schmierung länger dauert, erreicht dieses Lager die kritische Temperatur, bei der das Lager versagt (etwa 180° bei gewöhnlichem Weißmetall), lange bevor dies bei den Hauptlagern eintritt, deren Wärmeaufnahmefähigkeit durch das dahinter befindliche Metall des ganzen Kurbelgehäuses wesentlich erhöht wird.

Was jedoch die Abnutzung anbetrifft, so muß man berücksichtigen, daß bei den meisten Schmierungen das Öl zuerst den Hauptlagern zugeführt wird und über diese Lager den Kurbelzapfenlagern zufließt. Infolgedessen setzt sich in den Hauptlagern der größte Teil der vom umlaufenden Öl mitgeführten harten Teilchen ab, so daß sich die Welle an den Lagerzapfen schneller als an den Kurbelzapfen abnutzt. Im allgemeinen scheint der Grad der Abnutzung direkt proportional dem Belastungsfaktor des Lagers und der Oberflächenhärte der Welle zu sein, doch nutzt sich dasjenige Lager beinahe immer am schnellsten ab, in das das Öl zuerst eintritt und das daher die meisten harten Teilchen zurückhält.

Pleuelstangen. Die Hauptgesichtspunkte für den Entwurf einer Pleuelstange sind:

1. Sie muß steif genug sein, um nicht nur den Biegungs- und Knickbeanspruchungen, sondern auch den Schwingungen Widerstand leisten zu können.

2. Sie muß so leicht wie möglich sein.

3. Der Stangenkopf für den Kurbelzapfen muß so starr sein, daß er der Lagerschale ausreichende Unterstützung bieten kann.

Um die Bedingungen 1. und 3. zu erfüllen, muß man in der Praxis die Abmessungen der Stange so groß wählen, daß sie reichliche Sicherheit gegenüber der Höchstbeanspruchung bieten. Bei I-förmigem Querschnitt, der vom Standpunkt der Herstellung und der Materialverteilung in der Stange vielleicht am meisten zu empfehlen ist, muß der Quer-

schnitt ausreichende Breite erhalten, damit die Stange den Schwingungen in der Ebene der Kurbelwelle Widerstand leisten kann, und außerdem so hoch bemessen werden, wie es die Biegungskräfte bedingen. Das letztere vergessen die Konstrukteure zu oft, so daß viele geheimnisvolle Störungen und Geräusche möglicherweise auf solche seitlichen Schwingungen der Pleuelstangen zurückgeführt werden könnten.

Es ist natürlich äußerst wichtig, das Gewicht der Pleuelstange so niedrig zu erhalten, wie es sich mit der Erfüllung der anderen Bedingungen verträgt. Hierbei sei besonders betont, daß es auf das Gewicht der ganzen Stange, und nicht nur des hin- und hergehenden Endes allein ankommt. In vielen Fällen ist es genau ebenso wichtig, das Gewicht des umlaufenden Endes der Stange einzuschränken, wie das des hin- und hergehenden; denn während die hin- und hergehende Masse der Pleuelstange den Ausgleich der Maschine berührt, ist das umlaufende Gewicht insofern von größerer Wichtigkeit, als seine Fliehkraft die mittlere Belastung der Kurbelzapfen- und Wellenlager bestimmt. Besonders bei Sechszylindermaschinen, deren hin- und hergehende Massen schon an und für sich ausgeglichen sind, spielt das umlaufende Gewicht eine größere Rolle als das hin- und hergehende. Bei Vierzylindermaschinen dagegen, wo sich die störenden Einflüsse der hin- und hergehenden Massen addieren, muß das Gewicht des hin- und hergehenden Teiles der Pleuelstange in erster Reihe in Betracht gezogen werden.

Beim Entwurf des Kurbelkopfes der Pleuelstange ist besondere Sorgfalt erforderlich. Die erste Forderung ist, daß die Lagerschale eine gleichmäßige Unterstützung erhalten soll. Aus diesem Grunde muß man das Auge nicht nur selbst so starr wie irgend möglich entwerfen, sondern auch die vom Schaft her auf den Kopf übertragene Last über diesen möglichst gleichmäßig verteilen. Im allgemeinen ist es nutzlos, die Stange breiter zu machen, weil man dann praktisch weder die nötige Starrheit erreichen, noch die Belastung gleichmäßig über das Lager verteilen kann. Es ist sogar sehr zweifelhaft, ob man eine brauchbare Auflagefläche erhält, wenn die Breite des Pleuelkopfes am Kurbelende größer als der Durchmesser des Kurbelzapfens ist. Jedenfalls muß man die Flanschen des Schaftes dort, wo sie in den Kopf übergehen, stark verbreitern, damit sie die Kräfte richtig überleiten.

Eine andere schwache Stelle, die man oft bei Entwürfen von Pleuelstangen findet, ist der Mangel ausreichender Führung für die beiden Hälften des Pleuelstangenlagers. Der Lagerdeckel ist als Bogen zu betrachten, der in der Mitte auf Zug und nicht auf Druck beansprucht wird. Er hat daher das Bestreben, sich zusammenzubiegen und die Kurbelzapfen seitlich einzuklemmen, wenn die Anschläge am anderen Teil des Lagers nicht breit genug sind. Bei schnelllaufenden Motoren pflegt man die Breite dieser Anschläge möglichst zu vermindern, um

Gewicht zu ersparen; viele Störungen an den Pleuellagern können aber unmittelbar auf diese Ursache zurückgeführt werden. Abb. 52 und 53 stellen z. B. das Kurbelende einer Pleuelstange dar, das bei einigen Flugmotoren verwendet wurde und andauernd Störungen an den Kurbellagern verursachte. Abb. 54 und 55 zeigen dieselbe Stange nach Verbreiterung der Auflage, bei der keine Störungen mehr auftraten.

Die Befestigung der Lagerschalen in der Pleuelstange war immer eine schwierige Aufgabe. Am zuverlässigsten ist wohl noch das Verfahren, das Weißmetall unmittelbar in den Kopf der Pleuelstange einzugießen, denn nur dann erreicht man eine gut wärmeleitende Verbindung. Vom Standpunkte der Praxis sprechen aber mehrere Gründe gegen dieses Verfahren.

1. Wenn das Lager ausläuft, läßt es sich nicht leicht erneuern.

2. Wenn das Lager ausläuft, kommt die Stahloberfläche der Pleuelstange unmittelbar mit dem Kurbelzapfen in Berührung, was schwere Beschädigungen herbeiführen kann.

3. Bei Pleuelstangen aus hochwertigen Stahlsorten macht es Schwierigkeiten, gleichmäßiges Haften des Lagermetalles an der Stange zu erreichen. Stangen aus gewöhnlichem Kohlenstoffstahl kann man leicht verzinnen, so daß das Lagermetall

daran ohne Schwierigkeit haftet, aber legierte Stähle verzinnen sich nicht so leicht, so daß der gute Kontakt mit dem Weißmetall leidet.

Trotz dieser Bedenken ist das unmittelbare Ausgießen der Pleuelstange dennoch das einzige zufriedenstellende Verfahren für hochbelastete Maschinen. Andere Möglichkeiten sind, aus Weißmetall gegossene Lagerschalen oder Bronzelagerschalen, die mit Weißmetall ausgegossen sind, zu verwenden. Der erste Weg scheint nur für geringe Beanspruchungen brauchbar, weil es schwierig ist, gleichmäßige Unterstützung und innige Berührung der Schalen mit dem Metall der Pleuelstange zu erreichen. Auch gegen diese Bauart kann man einwenden, daß der Stahl der Stange unmittelbar mit dem Kurbelzapfen in Berührung kommt, wenn das Weißmetall ausschmilzt. In dieser Hinsicht

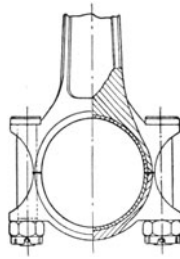


Abb. 52.

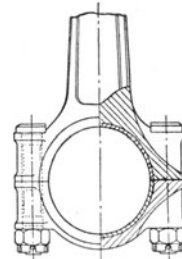


Abb. 54.

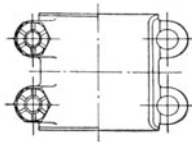


Abb. 53.

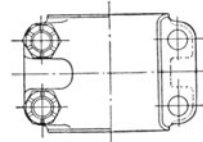


Abb. 55.

Abb. 52 und 53. Pleuelstangenkopf für Flugmotoren mit zu schmalen Anschlägen. Abb. 54 und 55. Pleuelstangenkopf für Flugmotoren in verbesserter Ausführung.

ist sogar diese Anordnung viel schlechter, als wenn man das Weißmetall unmittelbar in die Stange gegossen hätte, weil der Zapfen im Kopf der Pleuelstange größeres Spiel hat. Für mittelhoch belastete Maschinen scheinen Bronzelagerschalen mit einem dünnen Ausguß von Weißmetall den besten Ausweg zu bieten; denn sie lassen sich leicht ersetzen, wenn sie beschädigt werden, und sie verringern die Gefahr für den Kurbelzapfen im Fall des Auslaufens des Weißmetalls wesentlich. Die Weißmetallschicht soll in jedem Fall sehr dünn ausgeführt werden, etwa 0,8 bis 1,6 mm. Andererseits haftet das Weißmetall leicht und sicher an der Oberfläche einer Bronzeschale.

Über das Lager am Kolbenende der Pleuelstange ist wenig zu sagen, höchstens daß es aus Rücksicht auf Festigkeit kurz und mit großem Durchmesser ausgeführt werden soll. Wenn man die Büchse aus abgeschreckter Phosphorbronze gießt, so dürfte sie niemals Anlaß zu Störungen geben oder sich meßbar abnutzen, vorausgesetzt daß der Kolbenbolzen so steif ist, daß er keine Durchbiegungen erleidet (was jedoch nur selten der Fall ist), und daß er im Kolben ausreichend gestützt wird. Schwierigkeiten mit den Kolbenenden von Pleuelstangen beruhen fast immer auf Durchbiegung des Kolbenbolzens und den dadurch verursachten zu hohen örtlichen Belastungen. Solange der Bolzen steif genug ist, so daß er auf der Büchse gleichmäßig aufliegt, genügt ihm auch eine sehr kleine Auflagefläche. Wie bei dem Pleuellager für den Kurbelzapfen ist es auch hier ganz zwecklos, die Breite des Lagers für den Kolbenbolzen wesentlich größer als den Bolzendurchmesser zu wählen, da es dann nicht möglich ist, die Büchse ausreichend gleichmäßig abzustützen und weil sich ferner der Bolzen dann zu leicht durchbiegt.

Bei der Wahl des Baustoffes für Pleuelstangen treten ungefähr die gleichen Schwierigkeiten wie im Falle der Kurbelwellen auf, aber mit dem einen wichtigen Unterschied, daß nämlich das Material der Pleuelstange nicht als Lagerfläche zu wirken braucht und daher keine Oberflächenhärte gefordert wird. Hochwertige legierte Stähle braucht man nur selten zu verwenden, da die Anforderungen an die Steifigkeit nur dann erfüllt werden können, wenn bereits reichlich hohe Sicherheit vorhanden ist. Gewöhnliche Kohlenstoffstähle oder niedrig legierte Nickelstähle, die sich leicht schmieden oder pressen lassen, genügen daher in allen außer ganz ungewöhnlichen Fällen.

In der neuesten Zeit hat man versucht, besondere Aluminiumlegierungen für Pleuelstangen zu verwenden. Diese haben sich, soweit man nach den Erfahrungen mit mehreren Maschinen beurteilen kann, in allen Fällen, in denen sie benutzt wurden, durchaus gut bewährt. Die Vorteile von Aluminiumpleuelstangen sind in der Tat sehr wertvoll, denn sie wiegen nicht nur weniger als die Hälfte dessen, was Stahlpleuelstangen von gleicher Festigkeit wiegen, sondern, und das ist vielleicht

noch wichtiger, ihre Wärmeleitfähigkeit ist vier- bis fünfmal so groß, so daß sie die Wärme aus dem Lager des Kurbelzapfens schneller ableiten können. Nach den bis jetzt vorliegenden Erfahrungen kann man jedenfalls in Aluminiumpleuelstangen mit Bronzelagerschalen und Weißmetallfutter das Lager des Kurbelzapfens beträchtlich höherer mittlerer Belastung aussetzen, oder, umgekehrt, bei gleicher Belastung wesentlich geringere Abnutzung des Kurbelzapfens erreichen. Solange aber nicht Erfahrungen aus längerem Gebrauch von vielen Hunderten von Stangen vorliegen, kann man doch nicht abschließend entscheiden, ob sich Aluminiumpleuelstangen auch ganz gleichmäßig im Gebrauch bewähren. Immerhin hat man bereits eine beträchtliche Anzahl solcher Pleuelstangen in schnellaufende Maschinen eingebaut, wobei sie sich in harter Erprobung in länger als ein Jahr dauerndem Betrieb durchaus bewährt haben.

Kolbenbolzen. Mangel an Steifigkeit und unzureichende Lagerung der Kolbenbolzen in den Kolben sind gewöhnliche Fehler bei schnellaufenden Maschinen. Ebenso treten übermäßige Abnutzung und gelegentliches Fressen eines Kolbenbolzens bei manchen Maschinen noch immer epidemisch auf. Während man die Ursache solcher Störungen im allgemeinen auf ungenügende Lagerfläche oder unzureichende Schmierung zurückführt, kann man bei sorgfältiger Untersuchung fast jedesmal entdecken, daß die eigentliche Schuld an der Durchbiegung des Bolzens liegt, in deren Folge übermäßig hohe örtliche Drücke auftreten.

Der Druck im Kolbenbolzenlager ist zwar sehr hoch, dafür ist aber die Gleitgeschwindigkeit niedrig. Die mittlere Belastung ist sicherlich auf keinen Fall hoch. Wenn man voraussetzt, der Druck wäre gleichmäßig über die ganze Lagerfläche verteilt, so dürften die Abnutzung und die Gefahr des Fressens bedeutungslos sein. Bei den üblichen Bauarten von Tauchkolben wird der Kolbenbolzen von zwei Augen gehalten, die nur mit dem Kolbenmantel verbunden sind. Infolgedessen wird der Explosionsdruck auf den Kolbenbolzen über dessen beide äußeren Enden übertragen, da wohl die Augen selbst, aber nicht ihre Verbindungen mit dem Kolben genügend starr sind. Eine Nachrechnung ergibt dann auch in den meisten Fällen übermäßig große Durchbiegungen des Bolzens unter dem Einfluß des höchsten Zylinderdruckes, was durchaus genügt, um die Belastung tatsächlich auf die beiden äußersten Enden der Auflagerung des Bolzens zu konzentrieren. Es ist selbstverständlich äußerst wichtig, die Last vom Kolbenboden auf den Kolbenbolzen entweder an Stellen zu übertragen, die so nahe an der Kolbenmitte liegen, wie es das Lager in der Pleuelstange erlaubt, oder den Durchmesser des Bolzens so groß zu bemessen, daß er sich selbst bei Belastung an den äußersten Enden nicht merklich durchbiegt. Diese letztere Anforderung zu erfüllen, ist jedoch fast unmöglich, weil dann in vielen Fällen der

Bolzen so großen Durchmesser und so großes Gewicht erhalten müßte, daß man ihn nicht verwenden könnte. Wenn man jedoch die Belastung an zwei Stellen auf den Bolzen überträgt, die etwa einen halben Kolbendurchmesser voneinander entfernt sind, dann ist es nicht schwierig, einen ausreichend starren Bolzen bei vernünftigen Durchmesser zu erhalten. Bei Maschinen mit üblichem Verdichtungsverhältnis kann man als allgemeine Regel anwenden, daß der Kolbenbolzendurchmesser ein Viertel vom Kolbendurchmesser betragen soll und daß seine wahren Auflagerpunkte etwa einen halben Kolbendurchmesser voneinander entfernt sein dürfen. Bei solchen Abmessungen und bei vollkommen frei drehbarem Bolzen ist die Lebensdauer dieses Lagers selbst bei knapper Schmierung nahezu unbegrenzt.

Solange der Kolbenbolzen keinen abnormal kleinen Durchmesser hat, ist es durchaus zwecklos, sein Lager im Kolbenende der Pleuelstange breit zu bemessen; das hat nur die Folge, daß die Auflagerpunkte des Bolzens auseinandergerückt werden müssen und daher die Durchbiegung vergrößert wird, so daß der Gewinn an Lauffläche des Lagers überhaupt nicht ausgenutzt werden kann. Man darf stark bezweifeln, ob es überhaupt einen Zweck hat, dieses Lager breiter als mit 35 vH des Kolbendurchmessers zu bemessen. Ist der Kolbenbolzen ausreichend starr, so ist die Abnutzung seines Lagers außerordentlich gering, aber sie drängt sich wegen des kleinen Winkelausschlages der Pleuelstange auch an einer kleinen Stelle zusammen und hat daher das Bestreben, den Bolzen oval abzunutzen. Diesem Bestreben kann man entgegenwirken, indem man einen lose drehbaren Bolzen verwendet, d. h. einen Bolzen, der sich sowohl im Pleuelstangenlager, als auch in den Kolbenaugen frei drehen kann. Ein solcher Kolbenbolzen dreht sich im Betrieb langsam herum und läuft sich daher auf seinem ganzen Umfang gleichmäßig ab.

Die Verwendung von lose drehbaren Kolbenbolzen beseitigt auch die Schwierigkeit, den Bolzen in der Achsrichtung im Kolben zu sichern; diese Aufgabe ist sehr lästig und bei Aluminiumkolben besonders unangenehm, weil in solchen Kolben der Bolzen wegen der großen Wärmeausdehnung des Aluminiums nur im kalten Zustande wirklich festsitzen kann. Abb. 56 und 57 zeigen einen Einbau und die Art einer Befestigung für lose drehbare Kolbenbolzen, die sich auf Grund langer Erfahrung als die am besten geeignete erwiesen hat. Bei dieser Bauart werden die Beanspruchungen auf den Kolbenboden durch zwei kräftige Rippen übertragen, die vom Kolbenboden geradezu bis zu den Kolbenbolzenaugen reichen und nach der Mitte des Kolbens hin so breit sind, wie es das Lager in der Pleuelstange gestattet. Der Kolbenbolzen bewegt sich frei in den Augen des Kolbens und wird in der Achsrichtung durch dünne Unterlegscheiben gehalten; diese werden nach außen hin durch

Sprengringe gesichert, die sich in Rillen an den Enden des Bolzens einlegen.

Bei der Auswahl des Stahles für den Kolbenbolzen muß in erster Linie Rücksicht auf Oberflächenhärte genommen werden; denn wenn ein Bolzen so starr ist, daß er sich unter der großen Belastung nicht merklich durchbiegt, so ist er auch gegen Bruch ausreichend sicher. Vom Standpunkt der Oberflächenhärte am besten ist ein weicher Einsatzstahl, der so ausgewählt werden soll, daß er eine glasharte Oberfläche erlangt. In ganz außergewöhnlichen Fällen kann man, was jedoch selten notwendig wird, auch luftverhärtenden Stahl verwenden.

Ventile. Beim Entwurf der Ventile muß man sich stets gegenwärtig halten, daß folgende Ziele angestrebt werden:

1. Eintritt und Austritt der Gase müssen möglichst frei stattfinden.

2. Die Abmessungen der Ventile müssen so klein sein, wie der freie Durchtritt der Gase irgend zuläßt.

Will man diesen Bedingungen entsprechen, so muß die Durchflußzahl der Ventile und ihrer Umgebung möglichst hoch sein, damit ein Höchstmaß an Gasgewicht mit einem Mindestmaß von Druckunterschied hindurchströmen kann. Zu diesem Zweck muß man dafür sorgen:

1. Daß die freie Gasströmung auf allen Seiten der Ventilöffnung möglichst wenig behindert wird. Soweit wie möglich muß man daher plötzliche Ablenkungen oder Querschnittveränderungen auf allen Seiten des Ventiltellers vermeiden.

2. Der Ventilhub soll mindestens $\frac{1}{4}$ oder, noch besser, sogar 30 vH vom lichten Durchmesser des Ventils betragen.

3. Die Neigung des Ventilsitzes soll ziemlich schwach sein; etwa 30° scheinen in der Praxis am besten.

4. Es empfiehlt sich, die Unterseite des Ventiltellers, insbesondere bei dem Einlaßventil, zum Zwecke guter Stromlinienführung gut abzurunden, wobei der Bogen fast vom Ventilsitz ausgeht.

Die Verwendung übermäßig großer Ventile und insbesondere großer Ventile mit kleinem Hub sollte man aus folgenden Gründen stets vermeiden:

1. Außer bei sehr langsam laufenden Maschinen bedingt der Einbau verhältnismäßig großer Ventile fast stets eine Beeinträchtigung der geschlossenen Form des Verbrennungsraumes.

2. Bei gegebenem Reibungswiderstand und daher feststehendem volumetrischen Wirkungsgrad und Pumpverlust kann man viel



Abb. 56.

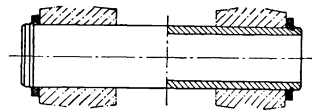


Abb. 57.

Abb. 56 und 57. Sicherung eines lose drehbaren Kolbenbolzens.

höhere Gasgeschwindigkeiten anwenden, wenn das Ventil klein und sein Hub groß sowie gute Stromlinienführung vorhanden ist, weil dadurch die Stärke der Wirbelung zunimmt und infolgedessen Leistung und Wirkungsgrad verbessert werden.

3. Da sowohl Einlaß-, als auch Auspuffventile den größten Teil ihrer Wärme durch die Sitze ableiten müssen, wird ihre Temperatur um so höher, je größer ihr Durchmesser ist. Möglichst niedrige Temperaturen sind jedoch bei beiden Arten von Ventilen sehr wichtig; bei den Auspuffventilen hängt die Lebensdauer unmittelbar von ihrer Betriebstemperatur ab, und aus den Einlaßventilen nehmen die eintretenden Gase besonders leicht Wärme auf, was den volumetrischen Wirkungsgrad verschlechtert. Die aus den Einlaßventilen aufgenommene Wärme kann man sogar als durchaus schädlich ansehen, denn sie tritt so spät in den Ansaugvorgang ein, daß sie auch als Unterstützung für die gleichmäßige Verteilung des Gemisches wertlos ist. Der Zutritt von Wärme aus dieser Quelle hat somit nur die Wirkung, daß die Dichte der Ladung verringert und die Temperatur des Kreisprozesses erhöht wird. Beides ist in jeder Beziehung unerwünscht.

4. Ventile von großem Durchmesser, insbesondere Auspuffventile, haben unnötig hohe Inanspruchnahme des Ventiltriebes zur Folge, weil bei voller Leistung die Auspuffventile gegen einen Druck von 3,5 bis 5,5 at geöffnet werden. Daß man die Ventile stets so leicht baut, wie es sich mit den Ansprüchen an ihre Festigkeit und an die Wärmeableitung vereinen läßt, ist selbstverständlich; manche Konstrukteure von schnelllaufenden Maschinen neigen jedoch dazu, die Sparsamkeit im Gewicht der Ventile etwas zu weit zu treiben; es kommt dann leicht vor, daß sich die Ventile strecken, verziehen und überhitzen. Wenn man die gesamte hin- und hergehende Masse des Ventiles mit allen Hilfsmitteln für seinen Antrieb bis herab zum Nocken berücksichtigt, dann findet man, daß das Gewicht des Ventiltellers allein nur einen geringen Teil des Gesamtgewichtes bildet, und daß es daher ein falscher Weg ist, am Metall des Ventiltellers und der Ventilspindel zu sparen, nur um dadurch eine verhältnismäßig kleine Ersparnis am Gesamtgewicht zu erreichen.

Da ein Ventil seine Wärme hauptsächlich durch den Ventilsitz ableitet, so folgt, daß der Sitz genügend breit sein muß, damit in der Ruhestellung eine ausreichend große Berührungsfläche vorhanden ist. Sehr schmale Ventilsitze ersparen wohl Schwierigkeiten, sei es, wenn sie neu sind, oder auch später beim Einschleifen, aber bei Verwendung breiterer Ventilsitze kann man zweifellos erwarten, daß die Maschine einen höheren Wirkungsgrad ergeben und ihn auch länger behalten wird.

Abb. 58 und 59 zeigen im richtigen maßstäblichen Verhältnis zwei ausgeführte Bauarten von Ventilen mit den sie umgebenden Wänden, beide in voll geöffneter Stellung. Die Bauart nach Abb. 59 liefert dabei die besseren Ergebnisse; wegen der besseren Stromlinienführung und höheren Durchflußzahl kann das Ventil beträchtlich kleiner bemessen werden. Trotz des massiveren Ventiltellers fällt dieses Ventil bei gleichem durchströmenden Gasgewicht bedeutend leichter aus, und es hat auch viel größere Lebensdauer.

Anzahl der Ventile. Bei großen Maschinen ist es in der Regel vorteilhafter, die Anzahl der Einlaß- und Auspuffventile zu verdoppeln, als sehr große Ventile zu verwenden, wenn man die Temperatur der Ventilteller möglichst niedrig erhalten und hierdurch die Lebensdauer der Auspuffventile sowie den volumetrischen Wirkungsgrad der Maschine verbessern will. Als grobe allgemeine Regel kann gelten, daß bei mehr oder weniger normal gebauten Maschinen für leicht

flüchtigen flüssigen Brennstoff das einzelne Ventil, sei es Einlaß- oder Auspuffventil, nicht mehr als 90 kg Luft in der Stunde durchlassen soll, was einer mittleren indizierten Leistung der

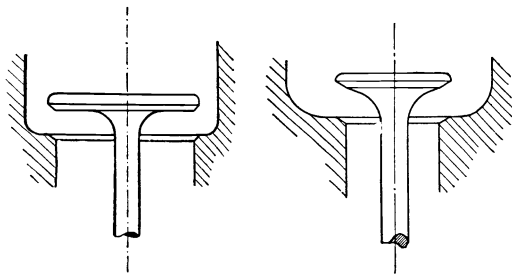


Abb. 58.

Abb. 59.

Abb. 58 und 59. Verschiedene Ausführungsformen von Ventilen.

Maschine von 30 bis 35 PS entsprechen dürfte. Diese Regel gilt annähernd ohne Rücksicht auf die Drehzahl, womit die Maschine betrieben wird. Sie darf natürlich nur als eine erste Annäherung angesehen werden, denn es gibt noch viele andere Umstände, die hier in Betracht kommen und deren Einfluß oft so groß ist, daß sie Ausnahmen von der Regel bedingen.

In erster Linie spielt die Form des Verbrennungsraumes eine Rolle. Baut man, wie gewöhnlich bei größeren Abmessungen der Maschinen, die Ventile senkrecht im Zylinderkopf ein, so schafft die Verdopplung der Einlaß- und Auspuffventile keine neue Schwierigkeit und beeinträchtigt auch in keiner Beziehung den Wirkungsgrad des Verbrennungsraumes. In anderen Fällen empfiehlt es sich, zwei Einlaß- und drei Auspuffventile für jeden Zylinder zu verwenden, eine Anordnung, die sich sehr bequem dazu eignet, einen Zylinderkopf von günstiger Form zu entwerfen. Abb. 60 und 61 zeigen als ein Beispiel dieser Anordnung den Zylinderkopf und die Ventile einer Maschine, die 80 PS in jedem Zylinder leistet. Bei dieser Bauart kommen zwei kleine Auspuffventile

und ein großes Auspuffventil zur Verwendung; die kleineren Ventile öffnen sich um etwa 30° früher, so daß sie den größten Teil der hoch-

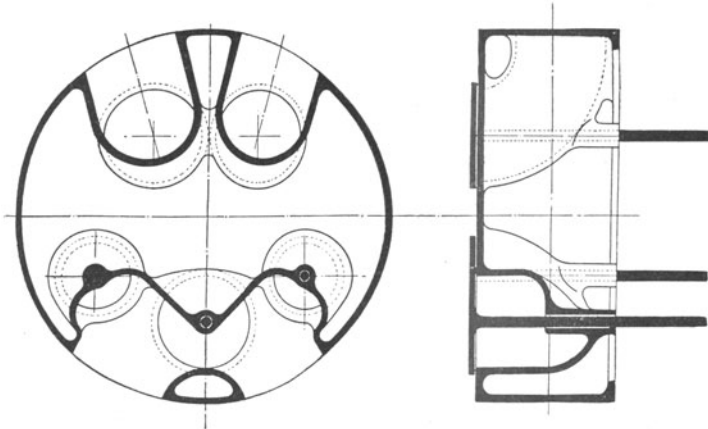


Abb. 60.

Abb. 61.

Abb. 60 und 61. Ventilkopf einer Maschine von 80 PS Leistung mit 2 Einlaß- und 3 Auspuffventilen.

gespannten und hoch erhitzten Verbrennungsgase durchlassen, ehe sich das große Ventil öffnet. Sie entlasten in dieser Weise das große Ventil und seine Steuerung.

IX. Einzelne Bauteile.

Kugel- und Rollenlager. Die Anwendung von Kugel- und Rollenlagern bei Verbrennungsmaschinen gewinnt immer größere Verbreitung. Solche Lager haben folgende große Vorteile:

1. geringe Reibungszahlen,
2. Unabhängigkeit in bezug auf die Schmierung,
3. Freiheit von Abnutzung unter günstigen Arbeitsbedingungen.

Dagegen haben diese Lager folgende Nachteile:

1. hohe Beschaffungskosten,
2. die Neigung, unter gewissen Umständen ein unangenehmes brummendes Geräusch zu verursachen.

Im allgemeinen empfiehlt es sich, Kugel- oder Rollenlager zu verwenden:

1. für alle Lagerstellen, bei denen es Schwierigkeiten bereitet, für ausreichende Schmierung zu sorgen,
2. für Stellen, an denen es Schwierigkeiten bereitet oder unbequem ist, die für gewöhnliche Traglager ausreichende Oberflächenhärte herzustellen.

Kugel- und Rollenlager bewähren sich anscheinend ganz besonders schlecht und laufen geräuschvoll, wenn man sie für Wellen verwendet, die sich verbiegen können, beispielsweise als Hauptlager für eine sehr leicht bemessene Kurbelwelle.

Im Gegensatz zu Traglagern sind Lebensdauer und Sicherheit der Kugellager oder Rollenlager von der Drehzahl fast unabhängig, wohl aber abhängig von der höchsten Belastung, die sie aufnehmen sollen. Vom Standpunkt der Zuverlässigkeit erweisen sich solche Lager daher in solchen Fällen vorteilhaft, wo die mittlere Belastung und die Gleitgeschwindigkeit hoch sind, d. h. wo der Belastungsfaktor im Verhältnis zur auftretenden Höchstbelastung sehr groß ist.

Abb. 62 zeigt ein kennzeichnendes Beispiel für ein Kugeltraglager und Abb. 63 ein ähnliches Beispiel für ein Rollenlager.

Geeignete Anwendungsgebiete für Kugel- und vorzugsweise Rollenlager sind die Lager von Pleuelstangen und von Kurbelwellen; erstens sind diese Lager sehr hoch belastet, und da man die Welle nicht gut vollständig im Einsatz härten kann, so können die in Betracht kommenden Oberflächen der Zapfen nicht in dem Maße hart sein,

daß man Abnutzung ausschließen könnte. Zweitens verzehren diese Lager,

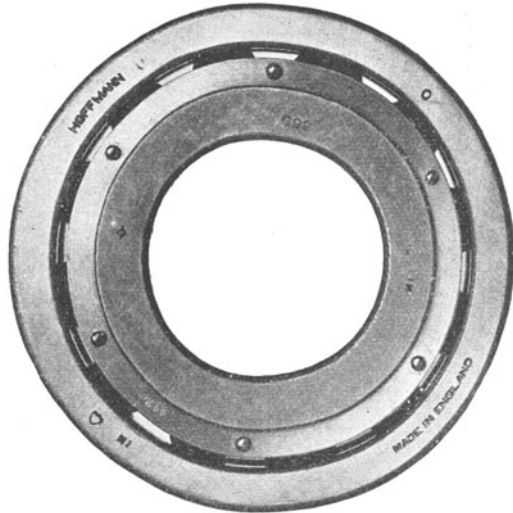


Abb. 62. Hoffmann-Kugel-Traglager.



Abb. 63. Hoffmann-Rollen-Traglager.

und zwar von allen Lagern eines Motors gerade diese, einen beträchtlichen Teil der gesamten Reibungsarbeit in der Maschine, da ihre mittlere Belastung notwendigerweise sehr hoch ist. Durch Verwendung von Kugel- oder Rollenlagern an diesen Stellen trägt man daher dazu bei, nicht nur die Reibung wesentlich zu verringern und damit den mechanischen Wirkungsgrad der Maschine zu verbessern, sondern auch infolge der geringeren Reibungsarbeit den Unterteil des Maschinen-

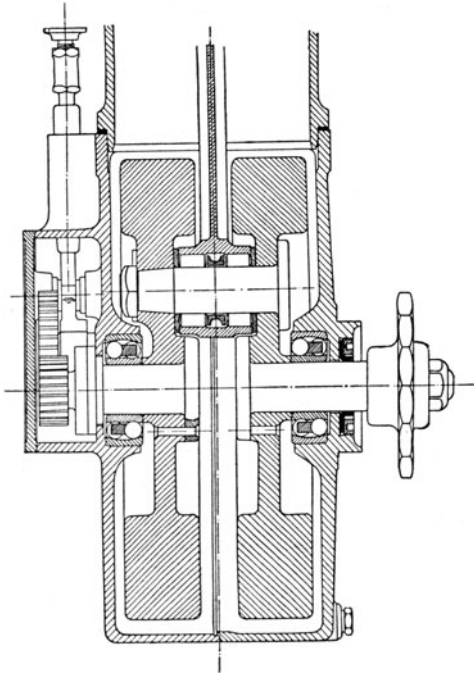


Abb. 64. Kurbelwellen-Anordnung mit Kugellager beim Motor des „Triumph“-Motorrades.

gehäuses sehr viel kühler zu erhalten, was besonders für große Maschinen wichtig ist.

Gegen die Verwendung von Kugel- oder Rollenlagern für die Lagerungen von Kurbelwellen und Pleuelstangen spricht vor allem ein außerordentlich praktisches Bedenken. Es ist nämlich schwierig, solche Lager auf einer mehrfach gekröpften Welle anzubringen, da man die Lager nicht teilen kann, sondern überschieben muß. Das erfordert aber die Verwendung einer leichten und dünnen Kurbelwelle, also gerade das, was man eigentlich mit besonderer Sorgfalt vermeiden müßte; denn bei solchen Kurbelwellen treten ziemlich starke Durchbiegungen auf, die, weil sich hierdurch die inneren Laufringe schief stellen, zur Folge haben, daß ein Teil der Kugeln oder Rollen festgeklemmt wird. Die unnötige Ab-

nutzung, die dadurch entsteht, ist die Ursache für das eigenartige Brummen, das man so oft an Kurbelwellen mit Kugellagern beobachtet. Wenn man daher Kugel- oder Rollenlager verwenden will, scheint es richtiger, die Kurbelwelle aus mehreren Stücken zusammenzubauen und sehr schwere, kräftige Kurbelarme zu verwenden, die auf die Wellenzapfen aufgepreßt oder warm aufgezogen werden, so daß die Neigung der Welle, sich durchzubiegen, möglichst verringert wird. Bei Einzylindermaschinen mit innenliegenden Schwungscheiben und geteilter Kurbelwelle lassen sich Kugel- oder Rollenlager mit besonderem Vorteil verwenden, weil dann die Hauptlager gegen die schwersten Explosionsstöße

durch das Trägheitsmoment der Schwungräder geschützt sind und die Verbindung der Schwungscheiben mit den Kurbelarmen die Möglichkeit bietet, einen leicht lösbaren Kurbelzapfen zu verwenden, den man im Einsatz härten und schleifen kann und der, da er leicht herausnehmbar ist, gestattet, einen ungeteilten Pleuelstangenkopf zu verwenden. Abb. 64 zeigt als ein wirkliches Beispiel dieser Anordnung deren Anwendung beim Motor des „Triumph“-Motorrades, der sich in jeder Hinsicht als besonders zufriedenstellend erwiesen hat.

Wo hohe Belastungen aufgenommen werden müssen, wie bei Lagern von Kurbelwellen, scheint es zweckmäßiger, Rollenlager anzuwenden, trotz ihres Nachteils, daß bei ihnen für die Außenringe keine Begrenzung in der Achsrichtung vorhanden ist. Dieser schwere Mangel des Rollenlagers ist tatsächlich vorhanden, aber er wird vielleicht durch andere Vorteile aufgewogen.

Kugel- oder Rollenlager sollen immer so angebracht werden, daß der innere Lauf ring fest mit der Welle verbunden ist, sei es durch Aufpressen oder, besser, indem man ihn gegen einen Bund festzieht. Der Außenring soll dagegen im Gehäuse ziemlich frei beweglich sein und bei Kugellagern immer ein gewisses Maß von seitlichem Spielraum haben. Wird eine Welle von mehreren Kugellagern getragen, dann ist wesentlich, daß nur ein einziges Lager mittels seiner Außenringe dazu verwendet werden darf, um die Welle in der Achsrichtung

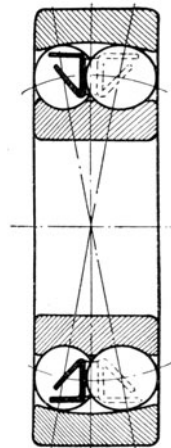


Abb. 65.
Normallage.

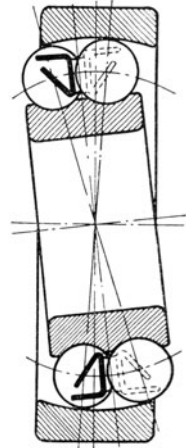


Abb. 66.
Schräglage.

Abb. 65 und 66. Selbststellbares Skefko-Kugellager.

festzulegen, während alle anderen die Möglichkeit haben müssen, sich von selbst danach einzustellen. Gewöhnliche Kugellager sind imstande, beträchtliche seitliche Schubkräfte aufzunehmen; nach den vorliegenden Erfahrungen hat man es im Gegensatz zu dauernden Schubkräften bei gelegentlichen Schubkräften nur selten nötig, Druckringe anzuordnen.

Bei Rollenlagern muß man allerdings immer ein gesondertes Mittel zur Aufnahme seitlicher Kräfte verwenden, und es empfiehlt sich immer, hierfür Druckkugellager anzuordnen. Wenn die gegenseitige Lage der Lagerachsen unsicher ist, kann man die Anwendung von schwenkbaren Kugellagern, wie z. B. von Skefko-Lagern, empfehlen, die Abb. 65 bis 67 zeigen. Derartige Lager können allerdings beim Einbau Schwierig-

keiten bereiten, weil der Außenring leicht im Kreise herumschlägt, während man das Lager an seine Stelle aufschiebt. In vielen Fällen

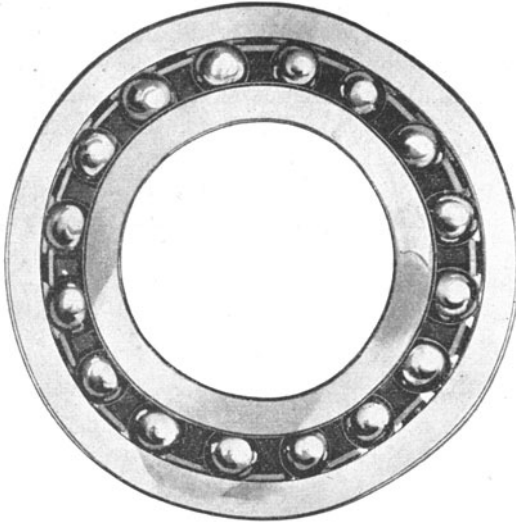


Abb. 67. Selbst einstellbares Skefko-Kugellager.

ist es deshalb sozusagen unmöglich, gewisse Teile eines Motors zusammenzubauen.

Hilfsantriebe. Eine der schwierigsten Aufgaben, wenn nicht gar die schwierigste, bildet beim Entwurf einer schnelllaufenden Maschine der Antrieb für alle Nebenge triebe. Diese umfassen gewöhnlich den Antrieb für die Nockenwelle, den Zündmagneten, die Ölpumpe, die Wasserpumpe und oft auch einen Ventilator und einen Stromerzeuger. Es

ist keine leichte Aufgabe, alle diese Hilfsvorrichtungen an geeigneten und zugänglichen Stellen unterzubringen und jede von ihnen mit der entsprechenden Drehzahl ohne Geräusch und ohne unnötige mechanische Verwicklung anzutreiben. Vom Standpunkt der Ruhe des Laufes sind zweifellos sog. geräuschlose Ketten das beste Mittel, aber ihre Anwendung hat auch Grenzen. Erstens ist es unbedingt notwendig, Vorrichtungen zum Einstellen der Spannung der Ketten anzubringen, wenn man eine einigermaßen längere Lebensdauer dieser Antriebe erreichen will. Zweitens muß man den Umspannungswinkel der Kette auf dem Kettenrad mit mindestens 110° bis 120° bemessen, was die Verwendung einer einzigen Kette, die über mehrere Kettenräder läuft, ausschließt. Im äußersten Fall kann man eine einzige Kette über drei Kettenräder legen, und auch dies ist nur dann zulässig, wenn die Räder annähernd in den Ecken eines gleichseitigen Dreieckes liegen, eine Anordnung, die sich jedoch nicht immer bequem treffen läßt. Man muß daher im allgemeinen zwei Ketten anwenden, was wegen der Breite der Ketten sehr viel Raum erfordert und auch teuer wird, weil Ketten und Kettenräder auch unter günstigsten Verhältnissen sehr kostspielige Teile sind.

Abb. 68 und 69 zeigen eine Anordnung, die eine einzige Kette verwendet, um Nockenwelle und Zündmagnete anzutreiben. In diesem Fall wird die Ölpumpe unmittelbar von der Nockenwelle angetrieben; für

Wasserpumpe, Ventilator oder Stromerzeuger ist kein besonderer fester Antrieb vorhanden, obgleich die Wasserpumpe nötigenfalls von der

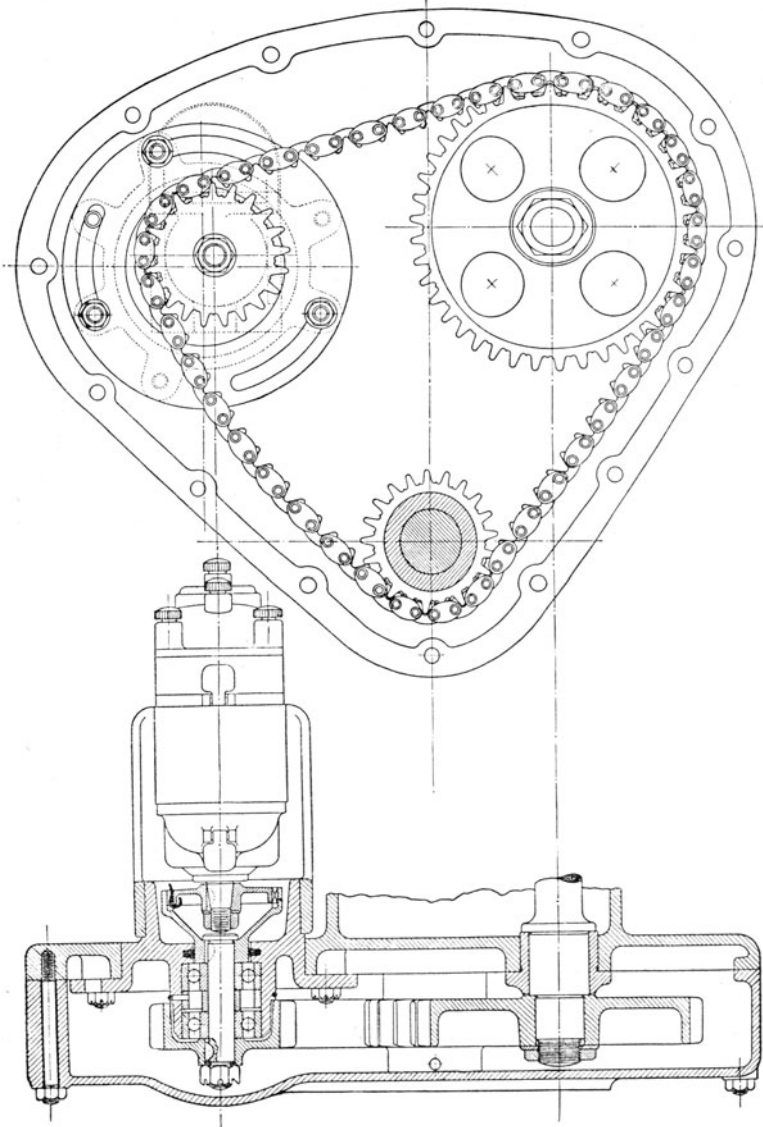


Abb. 68 und 69. Dreieck-Kettenantrieb mit Exzenter-Nachspannvorrichtung für die Kette.

Antriebswelle des Zündmagneten aus mitgenommen werden könnte. Bei der dargestellten Anordnung läßt sich die Kette nachspannen, indem

die Magnetwelle mit zugehörigem Kettenrad in einem exzentrischen Gehäuse gelagert ist. Der zylindrische Teil dieses Gehäuses ragt auf etwa 50 mm über die Wand des Kurbelgehäuses vor, und auf diesem zylindrischen Teil sind der Magnetsockel und der Zündmagnet selbst festgeklemmt, so daß die Welle des Magneten vollkommen ausgerichtet bleibt, auch wenn man das exzentrische Gehäuse verdreht, um die Kette zu spannen.

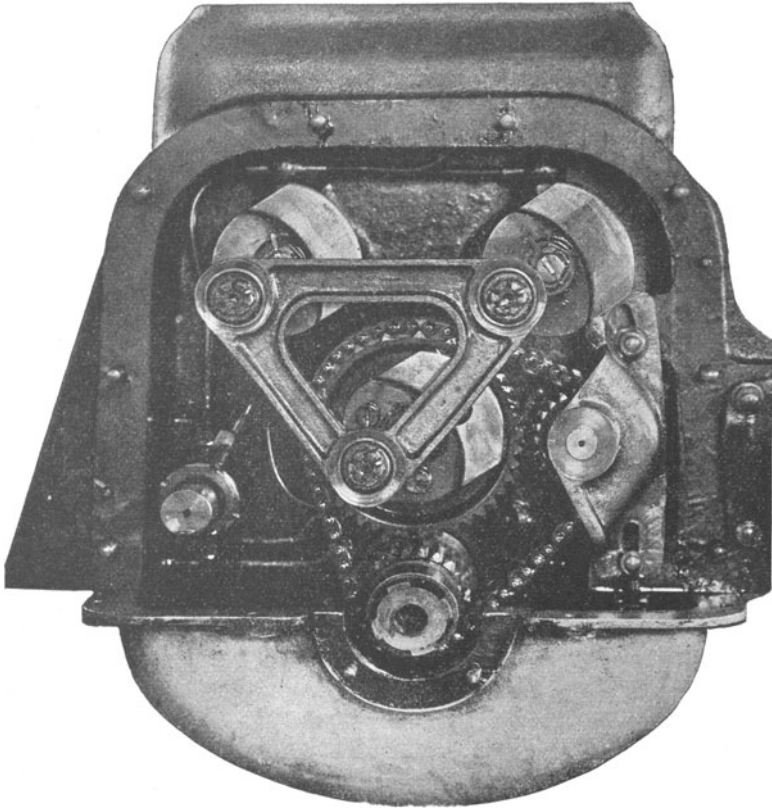


Abb. 70. Antrieb zweier Nockenwellen mittels eines Dreieck-Kuppelrahmens.

Abb. 70 zeigt einen Antrieb für zwei Nockenwellen, einen Zündmagneten sowie Wasser- und Ölpumpe. Hierbei läuft eine Kette fast genau in der Form eines gleichseitigen Dreiecks über das Kettenrad auf der Kurbelwelle, ein mit halber Drehzahl umlaufendes Zwischenrad, das unmittelbar darüber angeordnet ist, und ein seitlich gelegenes Nachspannrad. Eine zweite Kette verbindet das Nachspannrad mit einer Längswelle, die Wasserpumpe und Zündmagneten antreibt. Die Ölpumpe wird in diesem Fall unmittelbar von dem Zwischenrad aus

angetrieben, das mit halber Drehzahl läuft und auch auf die beiden Nockenwellen mittels eines dreieckigen Kuppelrahmens einwirkt. Diese Anordnung ist sehr einfach und gedrängt und bietet den Vorteil, daß man die Ketten nachspannen kann, ohne daß sich die Lage der Mittel irgendeiner von den getriebenen Wellen ändert. Wegen der kurzen Abstände der Kettenräder und der Anwendung von Kuppelstangen für den Antrieb der Nockenwellen ist dieser Antrieb auch fast vollkommen geräuschlos.

Der große Vorteil der Kettenantriebe, der zugunsten ihrer Anwendung spricht, besteht darin, daß sie in gewissem Ausmaß die Drehschwingungen der Kurbelwelle dämpfen oder in jedem Falle Drehschwingungen nicht übertragen. Da schon eine ganz geringe Änderung der Winkelgeschwindigkeit genügt, um die Zahnbelastungen umzukehren, so können im Gegensatz zu Ketten Stirnräder sehr leicht klappern und mahlen, wenn sie eine periodische Drehschwingung durchlaufen.

Wenn man Stirnräderantriebe verwendet, ist es lediglich vom Standpunkte der Geräuschlosigkeit weitaus zweckmäßiger, sie vom Schwungradende der Kurbelwelle aus abzunehmen, wo deren Winkelgeschwindigkeit sozusagen gleichförmig ist. Praktisch hat jedoch diese Anordnung im allgemeinen große Bedenken, einmal wegen des Mangels an Zugänglichkeit und dann auch, weil das Schwungrad zumeist an einem großen Flansch befestigt ist, der mit der Kurbelwelle aus einem Stück hergestellt wird, so daß man kein Zahnrad auf die Kurbelwelle aufschieben kann. Dennoch wäre diese Anordnung des Antriebes mit Rücksicht auf die Geräuschlosigkeit bei weitem vorzuziehen, insbesondere bei Sechszylindermotoren; denn das wesentlichste Bedenken gegen die Verwendung von Stirnrädergetrieben beruht auf ihrem Geräusch, und dieses wird zum größten Teil durch die Änderungen der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle an dem vom Schwungrad abgekehrten Ende hervorgerufen.

Werden Stirnräder für die Hilfsantriebe verwendet, so ist es besonders wichtig, dafür zu sorgen, daß die Zahnräder genau ineinander eingreifen. Um dies zu erreichen, empfiehlt es sich, von vornherein irgendeine Möglichkeit zum genauen Einstellen der Räder zu schaffen, denn es ist sozusagen unmöglich, die Achsmitten schon bei der Bearbeitung mit ausreichender Genauigkeit festzulegen. Bei solchen Stirnrad-Hilfsantrieben ordnet man daher stets eines oder mehrere von den Zwischenrädern jedes Antriebes in einem besonderen Schild an, der die Lager dieses Zahnrades trägt und gegen die Vorderwand des Kurbelgehäuses festgeschraubt wird. Da das Schild in den Schraubenlöchern etwas Spiel haben kann, so hat man von vornherein die Möglichkeit, es so einzustellen, daß die Zähne genau ineinander greifen, worauf man das Schild mittels eines Paßstiftes endgültig und genau in seiner Lage sichert.

Abb. 71 zeigt eine solche Anordnung; hier werden zwei Ölpumpen und eine Nockenwelle durch einen Strang von drei Stirnrädern angetrieben, dessen mittleres Zwischenrad in der beschriebenen Art an einem Schild gelagert ist.

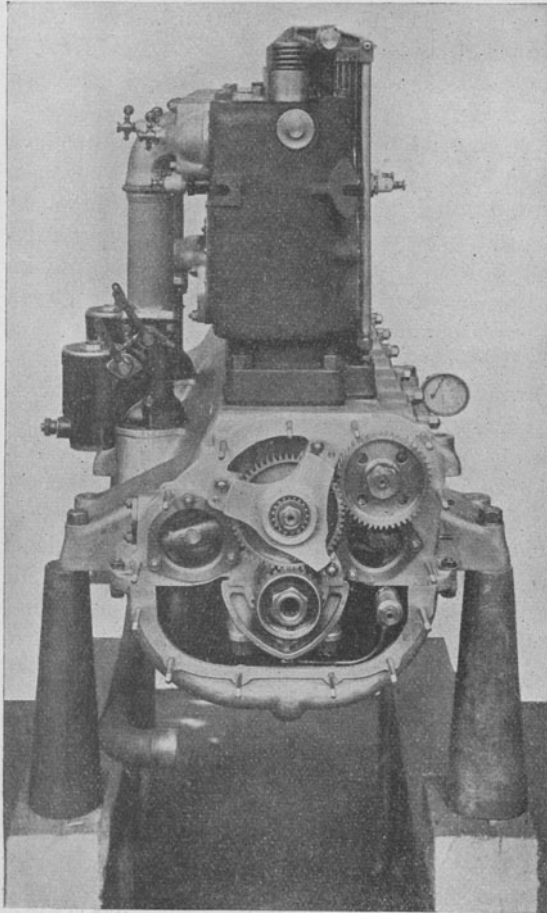


Abb. 71. Anordnung des Zwischenrades für Stirnräder-Hilfsantriebe an einem einstellbaren Schild.

Wo viele Hilfsvorrichtungen anzutreiben sind, ist es oft bequem, eine querliegende Hilfswelle zu verwenden, die durch Schraubenräder oder Schneckenräder angetrieben wird. Solche Antriebe sind einfach und gedrängt und werden mit besonderer Vorliebe für Zündmagneten und Wasserpumpe verwendet, die dadurch sehr leicht zugänglich und bequem gelagert werden können. Diese Art des Antriebes ist aber nur dann einwandfrei und geräuschlos, wenn

1. ausreichende Maßnahmen getroffen werden, um die axialen Kräfte im Getriebe und den etwa auftretenden toten Gang in der Achsrichtung aufzunehmen, und

2. für reichliche Schmierung gesorgt wird; denn die Lebensdauer dieser Zahnräder, die mehr aufeinander gleiten als aufeinander abrollen, hängt natürlich in höherem Maß von ununterbrochener Schmierung ab.

Es gibt natürlich unzählige Abarten der Hilfsantriebe von Fahrzeugmaschinen; im allgemeinen sind alle Stirnrädergetriebe oder Verbindungen der Stirnrädergetriebe mit Kuppelstangenantrieben vorzuziehen,

da sie zuverlässig und in der Anschaffung billig sind. Allerdings gilt dies nur unter der Voraussetzung, daß Möglichkeiten vorhanden sind, den Zahneingriff genau einzustellen, und daß ferner die Kurbelwelle der Maschine genügend steif ist, um Drehschwingungen widerstehen zu können; denn nur dann kann man erreichen, daß auch Stirnrädergetriebe sehr geräuschlos laufen.

Bei Maschinen in Fahrzeugen muß man damit rechnen, daß auch ein Ventilator und in der Regel ein Stromerzeuger Hilfsantrieb erhalten müssen. Schwierigkeiten mit Ventilatorantrieben lassen sich fast immer den Versuchen zuschreiben, den Ventilator mit zu hoher Drehzahl zu treiben. Ganz allgemein kann man beobachten, daß bei einer schnelllaufenden Maschine der Ventilator mittels eines Riemens von der Kurbelwelle aus angetrieben und die Übersetzung so gewählt wird, daß der Ventilator wesentlich schneller als die Maschine umläuft. Da die Leistung, die ein Ventilator verbraucht, annähernd mit der dritten Potenz der Drehzahl zunimmt, so braucht der Ventilator bei 1000 Uml./min. vielleicht nur 0,25 PS, bei 2000 Uml./min. dagegen schon ungefähr 2 PS und bei 3000 Uml./min. sogar fast 7 PS. Die Riemenantriebe von Ventilatoren sind aber meistens durchaus nicht so bemessen, daß sie 7 PS bei 3000 Uml./min. übertragen könnten, noch wäre es vernünftig, auch nur angenähert eine so hohe Leistung für die Kühlung der Maschine aufzuwenden.

Praktisch ist somit der Vorgang so, daß der Riemen gleitet, sobald die Drehzahl über z. B. 1500 Uml./min. steigt, und daß sich infolgedessen im Gebrauch Riemen und Riemenscheibe schnell abnutzen. In vielen, wenn nicht sogar in den meisten Fällen liegt schon die normale Drehzahl der Maschine so hoch, daß der Ventilatorriemen dauernd schleift. Das ist im höchsten Grad unzweckmäßig, und so erklären sich auch die meisten bekannten Störungen an diesem Teil der Antriebe. Im allgemeinen wählt man daher besser die Übersetzung so, daß der Ventilator mit geringerer Drehzahl als die Kurbelwelle läuft, und benutzt den Riemen derart, daß er nur dann schleift, wenn die Maschine augenblicklich übermäßig schnell wird.

Auch beim Antrieb des Stromerzeugers sprechen einige Gründe für den Riemen; denn der Anker eines Lichtstromerzeugers hat eine ziemlich große Masse und hat daher das Bestreben, gleichbleibende Winkelgeschwindigkeit beizubehalten. Wenn man ihn daher starr mit einem Maschinenteil verbindet, dessen Winkelgeschwindigkeit sich ändert, so muß dies zu empfindlichen Störungen führen. Aus diesem Grunde ist der Antrieb des Stromerzeugers durch jede Art von Zahngetrieben wenig zweckmäßig. Kettenantriebe können sich bewähren, weil die Kette wegen ihres toten Ganges, ihrer Dehnbarkeit und ihres Eigengewichtes imstande ist, mäßige Ungleichförmigkeiten der Winkel-

geschwindigkeit aufzunehmen; am besten in jeder Hinsicht sind aber Riemenantriebe. Die meisten Störungen bei Riemenantrieben für Stromerzeuger kommen daher, daß man dem Riemen zu kleine Abmessungen gegeben hat, in vielen Fällen auch daher, daß man einen Dreieck-Riemenantrieb gemeinsam für den Ventilator und den Stromerzeuger anzuwenden sucht, eine Praxis, die nicht streng genug verurteilt werden kann.

Arten der Schmierung. Die verschiedenen Arten der Schmierung kann man im allgemeinen in zwei Hauptgruppen einteilen, nämlich in die Schmierungen, bei denen nur Öl für Schmierzwecke geliefert wird, und diejenigen, bei denen das Öl sowohl als Schmier- als auch als Kühlmittel dient. Zur ersten Gruppe gehören alle Trog- oder Tauchschmierungen sowie solche Schmierungen, die jedem Lager eine kleine, abgemessene Ölmenge zuführen, während zur zweiten Gruppe alle Arten der Schmierung zu zählen sind, bei denen das Öl unter Druck unmittelbar in das Lager gelangt. Beide Arten der Schmierung haben ihre Vorteile und ihre Nachteile, und die Wahl kann nur von Fall zu Fall unter Berücksichtigung aller Umstände getroffen werden. Ganz allgemein kann man jedoch sagen, daß die Druckschmierung wegen ihrer Kühlwirkung in allen Fällen wesentlich ist, wo die Lager hohen mittleren Belastungen ausgesetzt sind, während Tauchschmierung oder Schmierung mit zugemessenen Mengen von Frischöl bei niedrigen mittleren Lagerbelastungen vorgezogen werden könnten, weil sie insofern die Abnutzung einschränken, als weniger harte, abschleifend wirkende Teilchen mit dem Öl in das Lager eingeführt werden. Wenn man sich vergegenwärtigt, daß eine zur Aufrechterhaltung der Ölschicht im Lager ausreichende Ölmenge immer in das Lager gelangt, solange Öl und die Möglichkeit, Öl in das Lager einzuführen, vorhanden sind, gleichviel, ob das Öl mit oder ohne Überdruck verteilt wird, so erkennt man, daß vom Gesichtspunkt der Schmierung allein, abgesehen von der Rücksicht auf die Kühlung, die Druckschmierung wenig oder gar keine Vorzüge gegenüber der Tauchschmierung aufweist.

Druckschmierung. Das Hauptziel der Anwendung von Druckschmierung ist, eine große Menge von kühlem Öl in ununterbrochenem Strom durch die Lager umlaufen zu lassen, damit die durch die Reibung erzeugte Wärme abgeführt wird. In diesem Sinne muß man daher anstreben:

1. möglichst große Ölmenge durch die Lager umlaufen zu lassen,
2. das Öl möglichst kühl zu erhalten.

Die Ölmenge, die man in ständigem Umlauf durch die Lager einer Maschine treiben kann, hängt von dem Druck ab, unter dem das Öl zugeführt wird, ferner vom Spielraum der Zapfen in den Lagern und von der Zähigkeit des Öles. Zu berücksichtigen ist dabei stets, daß

der Öldruck allein nicht entscheidet; seine Bedeutung besteht nur darin, daß man ihn als ein Maß für die in Umlauf gesetzte Ölmenge ansehen kann. Bei jeder Druckschmierung mit einer Ölpumpe von bestimmter Fördermenge und normalen Beziehungen zwischen Fördermenge und Druck ist der Druck, der erforderlich ist, um eine bestimmte Menge von Öl in gegebener Zeit durch die Lager zu pressen, um so höher, je fester die Lager passen und je höher die Zähigkeit des Öles ist. Geht die gleiche Menge Öl infolge der Abnutzung der Lager oder infolge der Verwendung von dünnerem Öl leichter durch die Lager, dann sinkt der Druck. Aber das bedeutet noch nicht, daß deshalb die Schmierung oder die Kühlung an Wirksamkeit eingebüßt hat.

Solange das Öl und die Lager beim Anlaufen der Maschine kalt sind, ist natürlich hoher Druck nötig, um den Umlauf des Öles in der Maschine zu erreichen, aber sobald sich die Maschine erwärmt, sinkt dieser Druck infolge der abnehmenden Zähigkeit des Öles schnell. Trotzdem werden die Lager in beiden Fällen gleich gut geschmiert und vielleicht besser gekühlt, wenn der Öldruck niedrig ist, da der Druckabfall nur eine Folge der Zunahme der durch die Lager umlaufenden Ölmenge ist. Das sei hier besonders betont, weil man überwiegend der Ansicht begegnet, bei Druckschmierungen bedeute niedriger Öldruck mangelhafte Schmierung, und es durchaus nichts Ungewöhnliches ist, daß ein Motorführer ein Schmieröl von hoher Viskosität anwendet, um hohen Druck in der Schmieranlage zu erhalten, während er dadurch in Wirklichkeit die Umlaufmenge verringert und die Reibungszahl steigert, und so im Lager größere Wärmemengen erzeugt werden. Mit anderen Worten, der Motorführer vereitelt dadurch gerade das Ziel, das er erreichen wollte.

Um bei Druckschmierung freien Umlauf des Öles zu erreichen, muß man die Lager genügend lose einpassen. Nach den vorliegenden Erfahrungen scheinen etwa 0,04 mm als kleinstes Spiel in den Lagern der Kurbelwellen und Pleuelstangen in Frage zu kommen. Das Verfahren, die Wellen ganz fest zu lagern und sie dann einlaufen zu lassen, kann man nicht empfehlen, weil der Erfolg nur der wäre, den Ölumlauf zu behindern und die Kurbelwelle selbst unnötig abzunutzen.

Führt man bei Anwendung von Druckschmierung das Öl in oder nahe an der Mitte der Lagerlänge ein, dann ist es besser, das Lager überhaupt nicht mit Ölnuten zu versehen, da diese nur das Öl sofort entweichen lassen und es nicht zwingen würden, sich über die ganze Lauffläche des Lagers zu verteilen und an allen ihren Stellen Wärme abzuleiten. Dagegen ist es sehr wertvoll, wenn man die Zapfen mit Abläichungen versieht, damit die Verteilung des Öles vom Ölloch aus unterstützt wird. Aus Rücksicht auf die Verringerung der reibenden Oberfläche und damit sich die Welle im Lager nicht klemmt, empfiehlt

es sich immer, die Schalen der Hauptlager an den Seiten etwas abzunehmen, doch darf man hiermit nicht bis an die Außenseiten der Lager-schalen gehen, weil sonst das Öl frei entweichen könnte.

Bei Druckschmierung ist im allgemeinen ein Schmieröl von geringer Viskosität erwünscht, weil dies ermöglicht, in einer gegebenen Zeit eine größere Ölmenge durch die Lager umlaufen zu lassen, und weil die verringerte Reibung die in den Lagern erzeugte Wärme vermindert. Soweit sich heute übersehen läßt, besteht der einzige Vorzug von Schmieröl mit hoher Viskosität darin, daß

1. die Ölschicht dicker wird, die Laufflächen daher in weiteren Abstand voneinander gehalten werden, und weniger Gefahr besteht, daß die kleinen harten Teilchen die Ölschicht überbrücken und die Metallflächen abnutzen könnten,

2. das Öl anscheinend weniger leicht an den Kolbenringen vorbei in den Verbrennungsraum eindringen kann, was allerdings recht zweifelhaft ist, und

3. die Verluste durch Undichtheit verringert werden.

In jeder anderen Hinsicht wäre jedoch ein dünnes Öl anscheinend vorteilhafter.

Umlaufende Ölmenge. Für Maschinen mit hoher Leistung muß man die Ölpumpe so groß bemessen, daß sie bei der normalen Drehzahl etwa 2,25 l/h Öl für 1 PS Bremsleistung der Maschine fördert. Das ist natürlich eine rein empirische Angabe, die sich auf praktische Erfahrungen stützt. In Wirklichkeit ist dies die größte Ölmenge, die man selbst bei sehr losen Lagern und bei Öl von geringer Viskosität in Umlauf setzen kann, ohne daß der Druck übermäßig hoch zu sein braucht.

Bauart der Ölpumpe. Man verwendet im allgemeinen drei Arten von Ölpumpen: die Zahnradpumpe, die gewöhnliche Kolbenpumpe und die ventillose Pumpe mit schwingendem Kolben. Kennzeichnende Beispiele dieser drei Arten sind in Abb. 72 bis 77 dargestellt.

Die Zahnradpumpe, Abb. 72 bis 74, hat den Vorteil, daß sie nur drehende Bewegungen ausführt und daß man sie billig und leicht unterbringen kann. Aber sie hat vier schwere Nachteile:

1. Ihr volumetrischer Wirkungsgrad nimmt mit wachsender Abnutzung sehr schnell ab.

2. Sobald sie nur ganz wenig abgenutzt ist, saugt sie nur noch wenig oder gar nicht mehr an und läuft daher leicht ganz leer, wenn sie nicht vollständig in das Öl eintaucht.

3. Eindringende Fremdkörper können die Pumpe leicht festkeilen.

4. Der Druck des Ölstromes pulsiert entsprechend dem Eingriff der Zähne sehr schnell, so daß in den Ölleitungen periodische Schwingungen von hoher Schwingungszahl entstehen können, die Ermüdung und Bruch der Ölleitungen herbeiführen.

Die übliche Kolbenschmierölpumpe Abb. 75 hat den Vorteil, daß sich ihr volumetrischer Wirkungsgrad bei Abnutzung nur wenig ändert und daß sie auch hoch ansaugen kann. Andererseits kann jedoch ihr Saugventil in der offenen oder in der geschlossenen Lage leicht steckenbleiben, was die Pumpe außer Betrieb setzt. Außerdem begrenzt das Saugventil die Geschwindigkeit, bei der die Pumpe noch betriebsfähig ist.

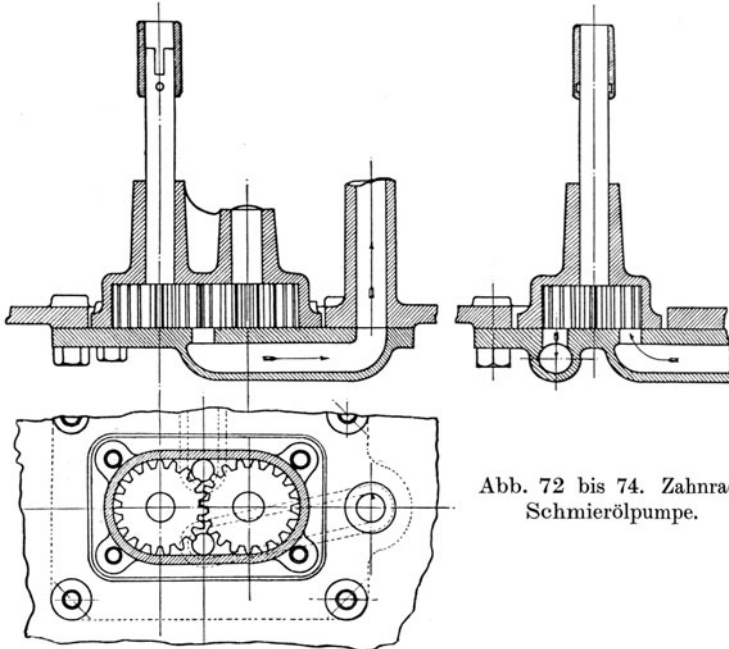


Abb. 72 bis 74. Zahnrad-Schmierölpumpe.

Die ventillosen Schmierölpumpe mit schwingendem Kolben, Abb. 76 und 77, ist wohl die vorteilhafteste von allen drei Bauarten, denn sie hat keine Ventile, die steckenbleiben oder die Drehzahl der Antriebswelle begrenzen könnten. Ferner läßt sie auch Schmutz, Filzteilchen oder andere Fremdkörper durch, die oft reichlich in das Schmieröl gelangen. Wenn man diese Pumpe mit hoher Drehzahl antreibt, beispielsweise unmittelbar von der Kurbelwelle einer schnellaufenden Maschine, so muß man auf der Saugseite einen Windkessel einschalten, damit der Ölstrom in der Saugleitung nicht abreißt. Nach vorliegenden Erfahrungen hat sich diese Bauart von Schmierölpumpen als die zuverlässigste und wirksamste von allen erwiesen.

Öl-Überdruckventile. Um die gefährlichen Drücke zu vermeiden, die beim Anlassen oder bei Verwendung von dickem Öl oder fest eingepaßten Lagern auftreten können, muß man jede Druckschmieranlage mit einem Überdruckventil versehen, das so eingestellt wird, daß es

sich bei etwa 1,75 at nach außen öffnet. Werden Zahnradpumpen verwendet, und ist der Ölstrom praktisch gleichförmig, so ist für diesen Zweck jede Art von federbelasteten Überdruckventilen brauchbar, bei Kolbenpumpen und pulsierendem Ölstrom fordert dagegen der Entwurf des Überdruckventils sorgfältige Überlegung. Abb. 78 stellt

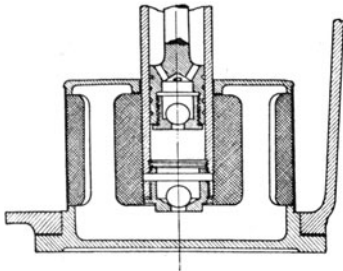
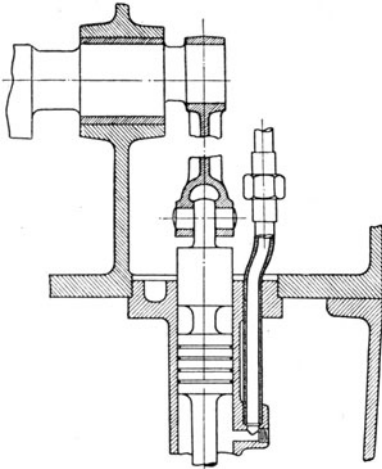


Abb. 75. Gewöhnliche Kolbensmierschmierpumpen mit Saug- und Druckventil.

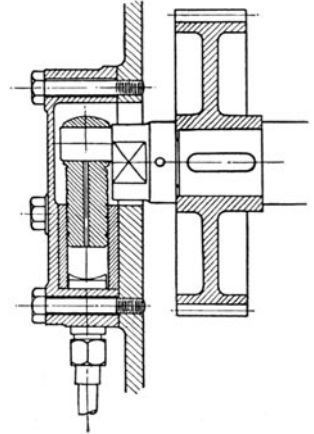
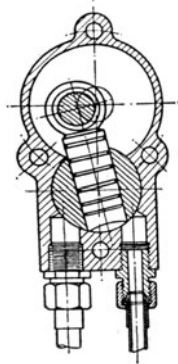


Abb. 76.

Abb. 77.

Abb. 76 und 77. Ventillose Schmierölpumpe mit schwingendem Kolben.

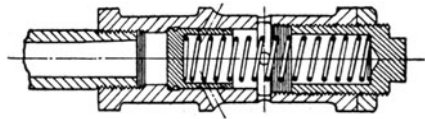


Abb. 78. Kolben-Überdruckventil.

eine Bauart für Überdruckventile dar, die sich unter diesen Verhältnissen sehr gut bewährt hat. Das Ventil besteht aus einem federbelasteten Kolben in einem zylindrischen Gehäuse, der so angeordnet wird, daß er am Ende seines Hubes die Entlastungsöffnungen freilegt. Der Durchmesser dieses Kolbens soll um etwa 50 bis 100 vH größer als der des Kolbens der Ölpumpe und sein Weg vor der Freigabe der Entlastungsöffnungen etwa gleich dem Hub des Kolbens der Ölpumpe sein, so daß der dem Überdruckkolben entsprechende Hubraum etwa zwei- bis dreimal so groß wie der des Pumpenzylinders ist. Die Feder, die den Kolben belastet, soll lang und flachgängig sein. Das Überdruckventil

wirkt dann wie eine Art von mechanischem Windkessel, der den Druck zu jeder Zeit auf gleicher Höhe erhält und abbläst, wenn der Druck eine beliebige, vorher bestimmte Höhe überschreitet. Mit Hilfe eines solchen Überdruckventiles kann man auch von einer einfach wirkenden Kolbenpumpe gleichförmigen, von Schwankungen fast vollkommen freien Druck erhalten, den man am Öldruckmesser am praktisch stillstehenden Zeiger ablesen kann.

Das Überdruckventil baut man immer in möglichst großer Entfernung von der Pumpe ein, damit das Öl auch wirklich zu allen Lagern gelangt, ehe es das Ventil erreicht. Ferner empfiehlt es sich, die Leitung zum Öldruckzeiger möglichst nahe am Überdruckventil abzuzweigen, damit man eine gleichförmige Druckanzeige erhält und damit das Ölmanometer mit Sicherheit den niedrigsten Druck in der Schmieranlage anzeigt.

Ölfilter. Der wichtigste Mangel der Druckschmierung ist, daß mit den großen Ölmengen, die durch die Lager umlaufen, notwendigerweise auch große Mengen von harten Teilchen an die Laufflächen gelangen, die deren Abnutzung beschleunigen können. Die Teilchen, die im allgemeinen die Abnutzung herbeiführen, sind jedoch, abgesehen von solchen Teilen, die sichtbare Verletzungen der Lauffläche herbeiführen, so klein, daß keine Aussicht besteht, sie in einem gewöhnlichen Filter zurückzuhalten; denn man muß berücksichtigen, daß die Ölschicht nur etwa 0,0025 mm dick ist und ein solches Teilchen daher nur etwas größer als dieses Maß zu sein braucht, um die Ölschicht zu überbrücken und die Metalloberfläche als Schleifmittel zu erreichen. Gaze- oder andere Filter dieser Art können daher offenbar nicht verhindern, daß Teilchen von so geringem Umfang durchgehen. Höchstens könnte man erwarten, daß größere Stücke, zumeist aus weichem Stoff, wie Filzfäden von der Öltreinigung her oder Kohlenstückchen von den Kolben, zurückgehalten werden.

Das Filter kann daher zwar Fremdkörper zurückhalten, die imstande wären, die ganze Schmieranlage zu verstopfen, aber auf die Verminderung der Abnutzung hat es keinen Einfluß. Um die Abnutzung zu verringern, scheint es am besten, einen reichlich großen Ölsumpf anzulegen, wo sich die harten, feinen Teilchen ungestört auf dem Boden absetzen können. Alles in allem empfiehlt es sich also, ein grobes Siebfilter anzuwenden, das dazu bestimmt ist, grobe Fremdkörper festzuhalten, die die Schmieranlage verstopfen könnten, das sich aber selbst nicht zu leicht verstopft, während man sich bezüglich der feineren Teilchen auf die Wirkung eines großen Ölsumpfes verlassen muß, in dem sich die feine Schleifmasse absetzen kann.

Ob man ein solches Filter auf der Saugseite oder auf der Druckseite anordnen soll, ist heute noch eine ziemlich offene Frage. Auf der Saug-

seite kann das Sieb, wenn man es vernachlässigt, den Ölzufluß zur Pumpe aufhalten, auf der Druckseite kann es, wenn es sich verstopft, gesprengt werden, so daß alle Verunreinigungen, die sich darauf gesammelt haben, auf einmal in die Lager gelangen. Im großen und ganzen scheint der beste Ausweg der, daß man auf der Saugseite ein ganz grobes Sieb anordnet, das Muttern, Splinte usw. fernhalten kann und außerdem auf der Druckseite ein etwas feinmaschigeres, aber festes Filter anbringt.

Neuerdings hat man Versuche mit Zentrifugenfiltern oder Separatoren angestellt; anscheinend besteht eine gewisse Aussicht dafür, daß sich solche Vorrichtungen als fähig erweisen, wenigstens einen Teil des feineren Schleifstaubes aus dem Öl abzuscheiden und damit die Lagerabnutzung zu verzögern. Bisher ist jedoch noch wenig über ihr Verhalten im Betriebe bekannt geworden.

Die Schmieranlagen, bei denen eine kleine abgemessene Menge von Schmieröl jedem Lager zugeführt wird, empfehlen sich aus vielen Gründen für Maschinen, deren Lager nicht hoch belastet sind und die man daher nicht durch das Öl zu kühlen braucht. Die zugeführte Ölmenge soll hierbei unter Berücksichtigung einer angemessenen Sicherheit möglichst nicht größer als jene Mindestmenge sein, die notwendig ist, um die Ölschicht in den Lagern gerade noch aufrecht zu erhalten und zu erneuern.

Die Vorteile dieses Schmiersystems sind:

1. Es gelangt nur reines Öl in die Lager, und zwar nur in verhältnismäßig geringen Mengen, so daß die Menge der festen Teilchen oder Schleifstaub, die in das Lager hineingetragen werden kann, und damit auch die Abnutzung auf das überhaupt mögliche Mindestmaß verringert wird.

2. Im Innern des Kurbelgehäuses wird nur ein Mindestmaß an Öl herumspritzt, so daß die Zylinderwände nicht zuviel Öl erhalten können. Das ist einerseits ein Vorteil, macht aber andererseits eine besondere Zylinderschmierung nötig und beeinträchtigt daher die Einfachheit der Schmieranlage.

Der wichtigste Einwand gegen dieses Schmierverfahren, der sogar sehr schwer wiegt, ist aber, daß die Lebensdauer eines jeden derart mit Schmieröl versorgten Lagers ausschließlich davon abhängt, daß die Pumpe oder das anderweitige Zuführungsmittel ohne Unterbrechung arbeitet, und daß es keinerlei Sicherheit in dem Fall bietet, wo die Ölzufuhr vorübergehend unterbrochen wird.

Sichtbare Tropföler und Ringschmierung seien als die einfachsten Formen der Ausführung dieses Schmierverfahrens erwähnt. Eine höher entwickelte Bauart benutzt gewöhnlich entweder eine Gruppe von kleinen, langsam laufenden Pumpen, die jede ein anderes Lager usw.

speisen, oder eine einzelne Pumpe und ein Verteilventil. Diese Ausführung hat jedoch den wesentlichen Nachteil, daß die Ölzuführen an eine bestimmte Schmierstelle nur in verhältnismäßig großen Zeitabständen erfolgen können.

Die in Abb. 79 und 80 dargestellte Schmieranlage, die so wirkt, daß das Öl gleichförmig in Öltröge geleitet wird, in die die Pleuelstangen gerade eintauchen, liegt in der Wirkung zwischen den beiden anderen Arten der Schmierung. In bezug auf die Lagerabnutzung hat die Anlage den Vorteil, daß verhältnismäßig wenig Öl tatsächlich in die Lager gedrückt wird, und daher die Menge an schmirgelnden Teilchen, die hineingelangen, verhältnismäßig klein ist. Allerdings bietet die Anlage keine Möglichkeit für eine Kühlung durch das Schmieröl, da die Ölmenge, die wirklich durch oder über die Lager fließt, verhältnismäßig sehr

gering ist; aber sie bietet ziemlich große Ölreserve für den Fall, daß wegen irgendeiner Störung die Ölpumpe versagt. Eine von den Schwierigkeiten dieser Art von Schmierung liegt darin, daß es oft nicht leicht wird, alle Lager der Kurbelwelle jederzeit ausreichend mit Öl zu versorgen, ohne daß gleichzeitig die Zylinderwände zu viel Öl

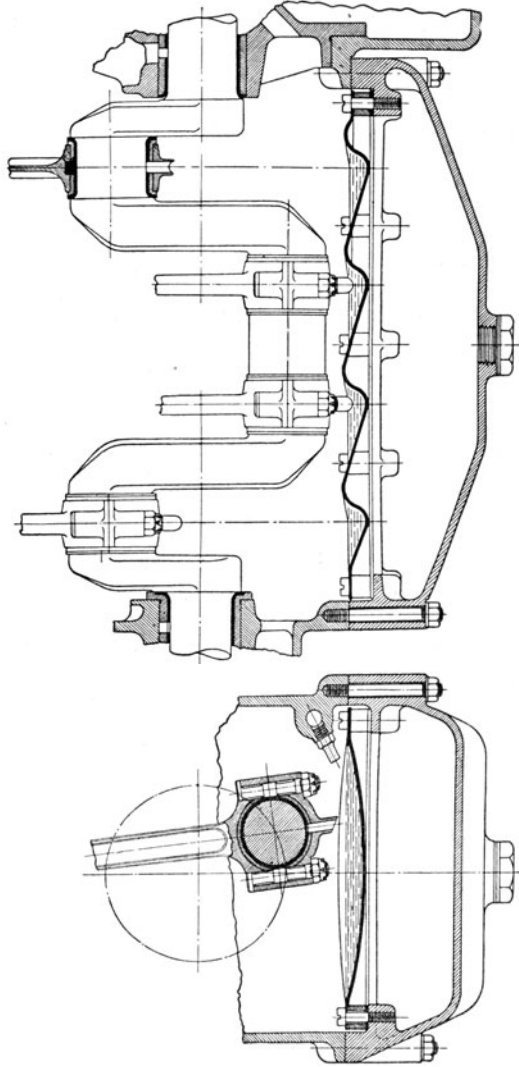


Abb. 80.

Abb. 79.

Abb. 79 und 80. Beispiel einer Tauchschmierung mit gleichbleibendem Ölstand.

erhalten. Diese Schwierigkeit kann man zum großen Teil dadurch beheben, daß man die Öltröge senkt und dadurch die Eintauchtiefe der Pleuelstangenköpfe verringert, wenn die Maschine gedrosselt wird und die mittlere Belastung der Kurbelwellenlager abnimmt. Dies kann man dadurch erreichen, daß man die Öltröge an einem Ende an festen Bolzen drehbar aufhängt und am anderen Ende mittels irgendeiner geeigneten Hebelverbindung mit dem Drosselhebel der Maschine verbindet; beispielsweise hat die Daimler-Company eine solche Regelung bei ihren Schiebermotoren ausgeführt.

Bei Tauchschmierung ist es manchmal möglich, die Ölpumpe vollständig zu sparen und das Schwungrad oder eine auf der Kurbelwelle angebrachte Scheibe dazu zu verwenden, um Öl in eine hochliegende Ölrinne zu fördern, aus der es dann durch entsprechende Leitungen in die einzelnen Tröge herabfließt. Eine derartige Anordnung hat jedoch nur begrenzten Anwendungsbereich, weil sich nicht immer auf der Kurbelwelle eine Scheibe von so großem Durchmesser anbringen läßt, daß sie bis in das Öl reicht, dessen Spiegel unterhalb des Ölspiegels in den Trögen liegen muß. Wenn nicht für eine sehr große Scheibe Platz ist, wird daher die zulässige Schwankung in der Höhe des Ölstandes im Gehäuse bedenklich gering.

Die Frage des richtigen Schmiersystems kann folgendermaßen zusammengefaßt werden: Wo hohe Leistungsfähigkeit der Schmieranlage verlangt wird, d. h. entweder hohe Drücke oder hohe Gleitgeschwindigkeiten oder beide zugleich in den Lagern auftreten, ist die Druckschmierung die einzige verlässliche Art von Schmieranlagen; denn dieses System sorgt für Kühlung durch das Öl, die sehr wesentlich ist, wo die Lager hohe mittlere Belastungen auszuhalten haben. Der einzige Einwand gegen die Druckschmierung ist die Steigerung der Abnutzung durch die große Menge außerordentlich feinen Schleifstaubes, die mit dem Öl in die Lager eingeführt wird. Diesem Mangel kann man am besten begegnen

1. durch Anordnung eines großen Ölumpfes im Unterteil des Kurbelgehäuses der Maschine,

2. durch Verwendung solcher Baustoffe für die Laufflächen, die möglichst große Unterschiede in der Oberflächenhärte ergeben,

3. durch Verwendung von Zentrifugenfiltern oder Separatoren für das Schmieröl, über deren Wirksamkeit allerdings noch nicht viel bekannt ist. Gewöhnliche Ölfiler sind aber vom Standpunkte der Verringerung der Abnutzung nicht viel wert.

Frischölschmierung ist für leichtbelastete Lager zweifellos brauchbar und ergibt ein Mindestmaß an Abnutzung; aber sie bedingt die Anwendung einer größeren Anzahl von Ölpumpen und bietet keine Ölreserve. Insofern ist diese Schmierung ziemlich bedenklich, weil das

Versagen irgend einer Ölpumpe große Beschädigungen herbeiführen kann. Tauchschmierung bietet für Maschinen mit verhältnismäßig geringer Leistung einen guten Mittelweg. Sie bedingt geringere Lagerabnutzung als die Druckschmierung, obgleich diese höher als bei Frischölschmierung wird. Sie hat aber den Vorzug, daß sie ziemlich große Ölreserve bereitstellt und ist im ganzen zuverlässig und zufriedenstellend, wenn man die Grenzen ihrer Anwendbarkeit beachtet.

X. Ventile und Steuerung.

Die Einstellung und Betätigung der Ventile sind Aufgaben, die sorgfältige Untersuchung verdienen, da sie auf die Leistung einer Maschine großen Einfluß ausüben. Da über die Dauer der Eröffnung entschieden werden muß, bevor man an den Entwurf der Nockenwelle herantreten kann, so empfiehlt es sich, diese Seite des Problems zuerst zu betrachten.

Bei den Einlaßventilen sind folgende Eigenschaften anzustreben:

1. In den Zylinder soll bei voller Leistung möglichst großes Gewicht an Gemisch angesaugt werden.
2. Der Vorgang des Ansaugens soll bei jeder Belastung möglichst geringen Aufwand an Energie erfordern.
3. Die Einlaßventile sollen möglichst starke Wirbelung während des Eintritts der Ladung hervorrufen.

Bei den Auspuffventilen handelt es sich nur um die Aufgabe, die Auspuffgase mit möglichst geringem Rückdruck zu entfernen und den Ventiltrieb möglichst wenig zu beanspruchen. Über die Steuerzeiten der Auspuffventile ist sehr wenig zu sagen; in dem Augenblick, wo sich das Auspuffventil öffnet, ist wegen des hohen Enddruckes der Expansion die Gasgeschwindigkeit im Ventil sehr hoch und der Wärmeübergang während dieser Zeit außerordentlich heftig. Der hohe Druck im Augenblick der Eröffnung des Auspuffs bedingt aber in der Regel, daß ausreichende kinetische Energie zur Überwindung der Reibung und der Trägheitswiderstände in der Auspuffleitung zur Verfügung steht, so daß man im Ventilquerschnitt sowie in den Kanälen und Leitungen hohe mittlere Geschwindigkeiten zulassen darf, ohne daß wesentlicher Gegendruck auftritt, vorausgesetzt allerdings, daß der äußere Teil der Auspuffleitung dem Gasstrom keinen hohen Widerstand entgegensetzt.

Für die Wärmeableitung ist es erwünscht und auch aus Rücksicht auf den Gegendruck zulässig, wenn man Auspuffventile mit kleinem Durchgangsquerschnitt verwendet und die Gasgeschwindigkeit im Ventilquerschnitt und in den Kanälen hoch bemißt. In der Praxis haben sich Gasgeschwindigkeiten im Auslaßventil bewährt, die um 50 vH mehr als die im Einlaßventil betragen, vorausgesetzt natürlich,

daß die Geschwindigkeit im Einlaßventil nicht bereits übermäßig ist. Weiter oben wurde bereits gezeigt, daß die für die Leistungsfähigkeit einer Maschine günstigste mittlere Gasgeschwindigkeit in den Einlaßventilen in der Gegend um 45 m/s herum liegen soll. Im Auslaßventil kann die Gasgeschwindigkeit daher etwa 65 m/s betragen.

Bei den Auslaßventilen ist es in jeder Hinsicht besonders erwünscht, kleine Ventildurchmesser bei großem Hub zu verwenden, weil in erster Reihe ein Auspuffventil den Hauptteil seiner Wärme nur durch den Ventilsitz ableiten kann, während der Teil der Wärme, der durch die Ventilspindel abgeführt wird, nur sehr gering ist. Daraus folgt, daß, je kleiner der Durchmesser und je größer der Hub des Ventils ist, um so günstigere Aussichten bestehen, das Ventil verhältnismäßig kühl zu erhalten. In dieser Verbindung muß auch darauf hingewiesen werden, daß zwar bei Ventilen mit ebenem Sitz der größte freie Querschnitt dann erhalten wird, wenn der Hub des Ventils ungefähr $\frac{1}{4}$ des lichten Ventildurchmessers beträgt, daß damit jedoch nicht gesagt ist, daß dies auch in Wirklichkeit der größte Hub des Ventils sein soll; erstens ist nämlich ein Ventil nur während eines ganz kleinen Teiles seiner gesamten Öffnungszeit ganz geöffnet, und zweitens nimmt die Ausflußzahl der Ventilöffnung mit wachsendem Hub stark zu. Mit anderen Worten: Bei gegebenem Druckunterschied strömt durch ein Ventil von gegebenem freien Querschnitt ein größeres Gasgewicht, wenn dieser Querschnitt durch einen kleinen Ventildurchmesser und einen großen Hub gebildet wird, und weniger Gas, wenn der Ventildurchmesser groß und der Hub klein ist. Aus diesen Gründen soll der gesamte Hub eines Auspuffventils immer, wenn irgend möglich, mindestens oder noch besser mehr als $\frac{1}{4}$ des lichten Ventildurchmessers betragen.

Das Auspuffventil muß ferner im Gegensatz zum Einlaßventil gegen einen Druck geöffnet werden, der auch bis zu 5,5 at betragen kann. Auch aus diesem Grund empfiehlt es sich offenbar, den Durchmesser so klein wie möglich zu bemessen, um Geräusch, Beanspruchung und Abnutzung zu verringern. Von jedem Gesichtspunkt aus sind daher möglichst kleine Durchmesser und hoher Hub bei Auspuffventilen vorzuziehen.

Bei der Festlegung der Öffnungszeiten für das Auspuffventil muß man zwei Einflüsse berücksichtigen. Das Auspuffventil muß sich früh genug öffnen, damit der Druck der Auspuffgase fast bis auf den äußeren Luftdruck sinken kann, ehe der Kolben den Hub in der anderen Richtung beginnt, und es muß auch lange genug offen bleiben, damit die Verbrennungsrückstände bis zum äußersten Hubende entweichen können. Unmöglich ist es, für die richtige Einstellung eines Auspuffventils genaue Zahlen anzugeben, weil dies notwendigerweise von so vielen veränderlichen Einflüssen, wie der mittleren Gasgeschwindigkeit in der

Ventilöffnung, der Ventilbeschleunigung usw. abhängt. Bei einer mittleren Gasgeschwindigkeit von etwa 60 m/s und normaler Beschleunigung der Ventilbewegung ist nach vorliegenden Erfahrungen die Einstellung dann am günstigsten, wenn das Auspuffventil bereits etwa die Hälfte seines Gesamthubes ausgeführt hat, sobald der Kolben im unteren Totpunkt steht und noch auf 5 vH des Hubes geöffnet ist, wenn sich der Kolben im oberen Totpunkt befindet. Der Zeitpunkt, wo sich das Ventil tatsächlich von seinem Sitz abhebt und wieder auf den Sitz auflegt, ist praktisch für die Beurteilung der Ventileinstellung ohne Bedeutung.

Bei der Einstellung des Einlaßventiles muß man viele Einflüsse in Betracht ziehen, auf die man beim Auspuffventil keine Rücksicht zu nehmen braucht. Auch muß man hierbei viel größere Sorgfalt anwenden, weil diese Einstellung nicht nur den volumetrischen Wirkungsgrad und daher die Leistung der Maschine in sehr hohem Grade beeinflusst, sondern weil auch bei fehlerhafter Einstellung die negative Arbeit während des Ansaughubes unnötig groß werden kann. Beim Entwurf der Einstellung der Einlaßventile muß man überlegen, wieviel Zylinder aus einer gemeinsamen Quelle mit Gemisch gespeist werden und wie weit man die Rücksicht auf Erzielung einer Höchstleistung der Rücksicht auf geringsten Brennstoffverbrauch bei geringer Last unterordnen soll.

Es empfiehlt sich daher, zunächst einmal die Verhältnisse einer Einzylindermaschine zu untersuchen und dann zu vermerken, welche Änderungen durch andere Vorbedingungen bedingt werden. Wie bei den Auspuffventilen ist es geboten, verhältnismäßig kleine Ventile mit großem Hub anzuwenden, allerdings hier aus anderen Gründen. Beim Einlaßventil strebt man an, möglichst starke Wirbelung bei geringstem Verlust an Energie zu erhalten, was möglichst hohe Ausflußzahl der Ventilöffnung voraussetzt. Namentlich soll beim Betrieb der Maschine mit voller Leistung der Zylinder möglichst großes Gewicht an Ladung erhalten, und um dies zu erreichen, muß man dafür sorgen, daß die Gasgeschwindigkeit im Ventil während des ersten Teiles des Saughubes hoch ist, um unter Ausnutzung der kinetischen Energie, die der angesaugte Gasstrom in dieser Zeit erlangt hat, gegen das Ende des Kolbenhubes hin den Zylinder vollständig auffüllen zu können. Zu diesem Zweck verlangt man, daß sich das Einlaßventil, verglichen mit der Kolbenbewegung im ersten Teil des Saughubes, verhältnismäßig langsam öffnet, gegen Ende des Hubes so lange wie möglich weit offen gehalten und dann so schnell wie möglich geschlossen wird. Das bedingt nicht, wie man auf den ersten Blick meinen könnte, einen unsymmetrischen Nocken, sondern läßt sich eher durch geeignete Winkelstellung des Nockens gegenüber der Kurbelwelle erreichen.

Als Beispiel hierfür ist in Abb. 81 eine gewöhnliche symmetrische Kurve der Ventilerhebungen für konstante Ventilbeschleunigung über den Kurbelwinkeln als Abszisse aufgezeichnet, wobei 0° den inneren

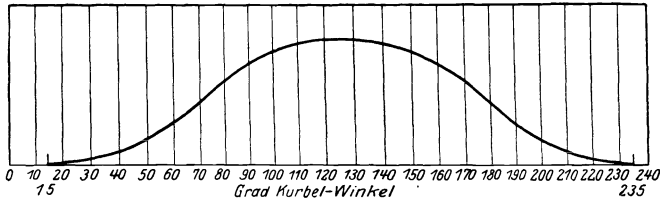


Abb. 81. Kurve der Ventilerhebungen für konstante Ventilbeschleunigung.

und 180° den äußeren Totpunkt des Kolbens bedeutet. Abb. 82 zeigt dieselben Ventilerhebungen, wenn sie in Abhängigkeit von den Kolbenwegen aufgetragen werden. Die gestrichelte Linie zeigt den Verlauf der Kolbengeschwindigkeiten während des Hubes; für beide Linien gilt die Annahme, daß das Verhältnis von Pleuelstangenlänge zu Kurbellänge $3,6 : 1$ beträgt.

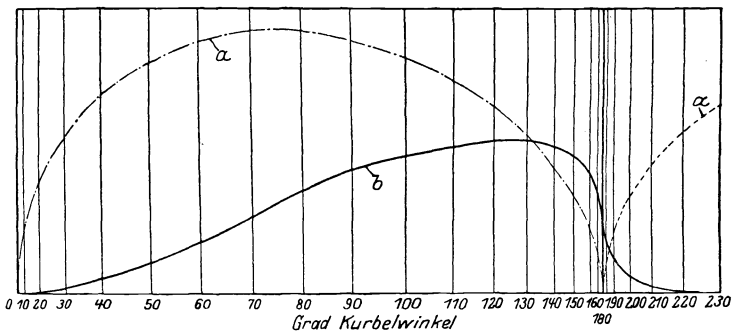


Abb. 82. Kurve der Ventilerhebungen und Kolbengeschwindigkeiten in Abhängigkeit von den Kolbenwegen.

a Kolbengeschwindigkeit. *b* Ventilerhebung.

Die Linien *a*, *b* und *c* in Abb. 83 zeigen, wie sich die Kurve der Ventilerhebungen verändert, wenn man gegenüber der Einstellung des Nockens in Abb. 82 (Kurve *c*) den Nockenwinkel um 10° (Kurve *b*) und dann noch einmal um 10° (Kurve *a*), gemessen am Kurbelkreis, verdreht; die Abhängigkeit der allgemeinen Form des Ventildiagrammes von den Winkelbeziehungen zwischen Nockenstellung und Kurbelwelle geht hieraus ganz klar hervor.

In Abb. 84 ist der Verlauf der Gasgeschwindigkeiten im Ventil während des Kolbenhubes für eine Kurve der Ventilerhebungen nach Abb. 82 dargestellt. Der Einfachheit wegen ist hierbei angenommen, daß der

Druck konstant ist oder daß kein Gas, sondern eine Flüssigkeit durch das Ventil strömt. Die Kurve zeigt, daß die Geschwindigkeit im Ventilquerschnitt zwischen Mitte und Ende des Kolbenhubes von etwa 90 m/s

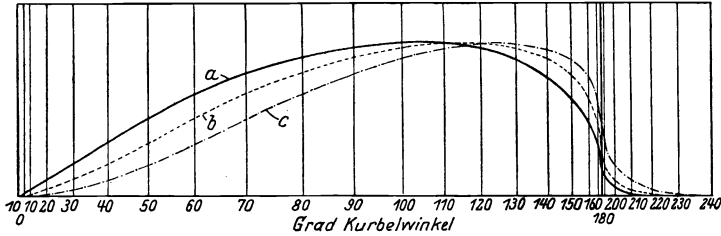


Abb. 83. Einfluß der Winkelstellung des Nockens auf die Form der Kurve der Ventilerhebungen.

- a Ventilerhebungen nach Verstellen der Steuerwelle um 20° Kurbelwinkel.
 b Ventilerhebungen nach Verstellung der Steuerwelle um 10° Kurbelwinkel.
 c Ursprüngliche Ventilerhebungen.

auf Null abnimmt, wobei die dieser Änderung der Geschwindigkeit entsprechende kinetische Energie zur Erhöhung des statischen Druckes im Zylinder ausgenutzt wird. Bei richtigem Entwurf müßte es dabei möglich sein, bei einer mittleren Gasgeschwindigkeit von 40 m/s im

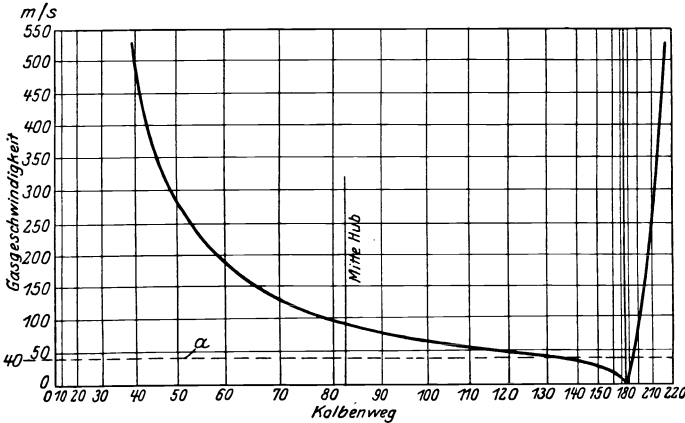


Abb. 84. Verlauf der Gasgeschwindigkeiten im Ventilquerschnitt während des Kolbenhubes.

- a Mittlere Gasgeschwindigkeit von 40 m/s (empirische Regel).

ersten Teil des Ansaughubes so viel kinetische Energie im Gasstrom aufzuspeichern, daß die Reibungswiderstände in den Ventilen usw. überwunden und die Zylinder am Ende des Ansaughubes bis auf atmosphärischen Druck vollgefüllt werden. Es bleibt dann nur noch, hinter dem äußeren Totpunkt das Ventil so schnell wie möglich zu schließen,

damit Verluste durch Wiederausschieben der Ladung während des ersten Teiles des Verdichtungshubes vermieden werden.

Auf diese Weise erhält man allerdings die richtige Einstellung der Ventile für Höchstleistung der Maschine; diese Einstellung ist aber nicht die beste für geringen Brennstoffverbrauch, und zwar aus zweierlei Gründen:

1. Der Kolben leistet bei dieser Ventileinstellung während des Zeitabschnittes, wo seine Geschwindigkeit hoch ist, Arbeit, indem er die Gemischsäule beschleunigt, und diese Arbeit wird an den Kolben erst

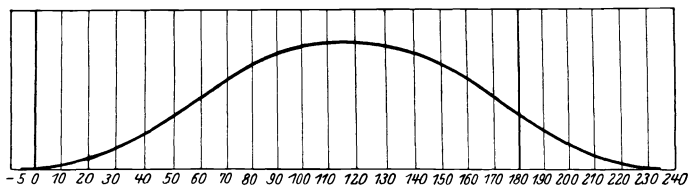


Abb. 85. In Abhängigkeit vom Kurbelwinkel.

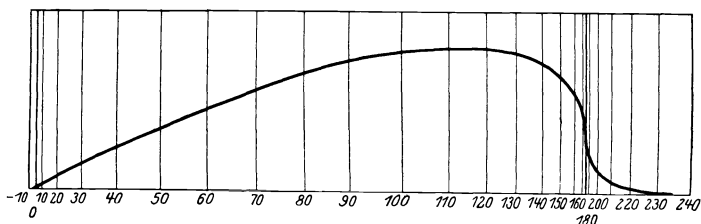


Abb. 86. In Abhängigkeit vom Kolbenweg.

Abb. 85 und 86. Ventilerhebungen bei einer um 20° Kurbelwinkel verlängerten Öffnungszeit des Ventils.

dann wieder zurückgegeben, wenn der Kolben den inneren Totpunkt ganz oder beinahe erreicht hat. Die Folge davon ist, daß die Pumpverluste verhältnismäßig hoch werden. Allerdings wird dieser Verlust, wenn man ihn lediglich vom Standpunkt der Höchstleistung und nicht vom Standpunkt der wirtschaftlichen Brennstoffausnutzung betrachtet, dadurch mehr als aufgewogen, daß das Gewicht der im Zylinder verbleibenden Ladung erhöht, also ein Gewinn an Leistung erzielt wird.

2. Sobald sich das Einlaßventil schließt und der Gemischstrom, der sich mit hoher Geschwindigkeit zum Zylinder hin bewegt, mehr oder weniger plötzlich angehalten wird, dann entsteht ein Rückdruck, so daß das Gemisch durch den Vergaser nach außen zurücktritt; dabei kann auch Brennstoff mitgeführt und vergeudet werden.

In Fällen, wo es daher erwünscht ist, zur Verbesserung der Brennstoffausnutzung ein Opfer an Höchstleistung zu bringen, empfiehlt es sich, die Dauer der Eröffnung des Einlaßventils etwa um 20° zu verlängern, wie in Abb. 85 und 86 gezeigt ist, wobei sich das Ventil be-

trächtlich früher öffnet und etwas später schließt. Durch das frühere Öffnen erreicht man, daß die Pumpverluste verringert werden, durch das spätere Schließen, daß dem Zylinder auch dann mehr Zeit gelassen wird, sich bei der geringeren Gasgeschwindigkeit zu füllen. Obgleich das Ventil in diesem Fall um 20° länger offen und der tatsächlich wirksame Ventilquerschnitt beträchtlich größer ist, erreicht doch die Maschine nur eine etwas geringere Höchstleistung.

Die vorstehenden Betrachtungen gelten jedoch nur unter der Voraussetzung, daß der Vergaser, wie es bei allen Einzylindermaschinen immer sein sollte, unmittelbar an der Öffnung für das Einlaßventil angebaut ist. Liegt dagegen zwischen dem Vergaser und dem Ventil eine einigermaßen lange Saugleitung, dann treten in der Leitung Druckschwankungen von beträchtlicher Stärke auf, die das Bestreben haben, den Zylinder bei gewissen Drehzahlen zu überladen und bei anderen Drehzahlen zu drosseln, die aber bei allen Drehzahlen den Rücktritt von Gemisch durch den Vergaser verstärken.

Bei verringerter Leistung, also bei gedrosseltem Betrieb der Maschine, braucht man keinen Wert mehr darauf zu legen, den Zylinder mit Gemisch zu füllen; das Ziel ist dann nur, so weit wie

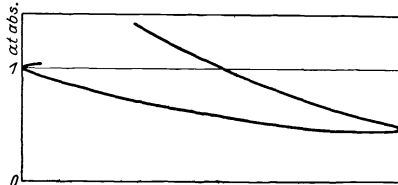


Abb. 87. Verlauf der Ansauglinie im Indikatordiagramm bei kurzer Ansaugleitung.

möglich die Wirbelung aufrechtzuerhalten und die Pumpverluste zu verringern. Um starke Wirbelung zu erreichen, kann man sich nur darauf stützen, daß man möglichst kleine Ventile hat, die Ausflußzahl der Ventile hoch hält und dafür sorgt, daß das Gemisch nach seinem Durchtritt durch das Ventil möglichst ungehindert in den Zylinder gelangen kann. Auch die Lage der Drossel ist hierbei wichtig. Ordnet man sie dicht am Ventil an, so daß zwischen Drossel und Ventil nur ein kleiner Raum bleibt, dann stellt sich in diesem Raum während der Leerhübe jedes Viertaktes selbstverständlich beinahe oder genau der atmosphärische Druck ein. In diesem Fall müßte sich das Einlaßventil bald bei Beginn des Hubes öffnen, und die Ansauglinie des Indikatordiagrammes würde dann so wie in Abb. 87 verlaufen.

Ist andererseits der Raum der Saugleitung zwischen Drossel und Einlaßventil ziemlich groß, dann herrscht bei Beginn jedes Saughubes im Zylinder annähernd der Druck von 1 at, während der Druck vor dem Einlaßventil beträchtlich niedriger ist; in dem Augenblick, wo sich das Einlaßventil öffnet, verringert sich infolgedessen der Druck im Zylinder dadurch, daß verbrannte Gase aus dem Zylinder durch das

Ventil in die Ansaugleitung ausströmen, so daß der Kolben, wie in Abb. 88 dargestellt, überflüssige negative Mehrarbeit leisten muß. In einem solchen Fall ist es vorteilhafter, wenn sich das Einlaßventil erst dann öffnet, nachdem sich die Gase im Zylinder bis auf den Druck vor dem Einlaßventil ausgedehnt haben. Die dann entstehende Ansauglinie des Indikatordiagramms ist zum Vergleich mit der vorhergehenden in Abb. 89 dargestellt.

Es ist natürlich unmöglich, die Steuerzeiten eines Ventils so zu wählen, daß sie die günstigsten für alle Belastungen sind, vielmehr kann man bestenfalls diese Zeiten nur für die Belastung einstellen, mit der die

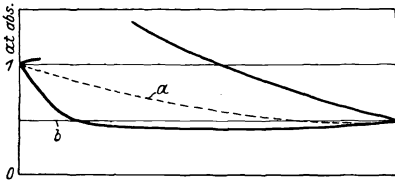


Abb. 88. Verlauf der Ansauglinie im Indikatordiagramm bei langer Ansaugleitung.

a Ansauglinie nach Abb. 87.
b Mittlerer Druck in der Saugleitung.

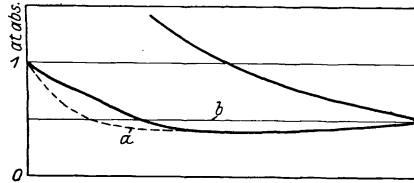


Abb. 89. Verlauf der Ansauglinie im Indikatordiagramm bei langer Ansaugleitung und späterem Öffnen des Einlaßventils.

a Ansauglinie nach Abb. 88.
b Mittlerer Druck in der Saugleitung.

Maschine während des größeren Teils ihrer Lebensdauer läuft. Bei Einzylindermaschinen wäre es anscheinend am günstigsten, das Einlaßventil ziemlich spät zu öffnen und die Drossel so nahe wie möglich an das Ventil zu legen. Das liefert im normalen Betrieb die besten Ergebnisse. Auch abgesehen von der Rücksichtnahme auf die negative Arbeit empfiehlt es sich stets, den Raum zwischen Drossel und Einlaßventil möglichst zu beschränken, damit bei geringer Belastung der Maschine die Saugstöße bis in den Vergaser zurückwirken und der Brennstoff besser zerstäubt als bei gleichmäßigem Ansaugen mit geringer Geschwindigkeit. Eine einfache Überlegung lehrt, daß, wenn der Raum zwischen Drossel und Einlaßventil unendlich groß wäre, die Luftgeschwindigkeit im Vergaser während des ganzen Kreisprozesses gleich bleiben müßte; wäre dagegen dieser Raum Null, dann müßte die mittlere Geschwindigkeit im Vergaser während des Saughubes genau viermal so groß und die Zerstäubung des Brennstoffes entsprechend besser sein.

Der Fall der Einzylindermaschine ist verhältnismäßig einfach im Vergleich zu dem Fall, daß mehrere Zylinder aus einer gemeinsamen Quelle mit Gemisch gespeist werden. Die Frage der günstigsten Ventileinstellung läßt sich dann auch nicht mehr getrennt von der Frage der Gemischverteilung behandeln, mit der sie und die auch, umgekehrt, mit ihr unmittelbar zusammenhängt. Diese beiden Fragen bilden zu-

sammen ein außerordentlich verwickeltes Problem, das unter allen Problemen, vor die uns die neuzeitliche Verbrennungsmaschine gestellt hat, vielleicht am wenigsten verstanden wird.

Es sei jedoch zunächst angenommen, durch die Ansaugleitung ströme ein gleichförmiges Gemisch von Luft und Gas, und es werde versucht, die günstigste Art der Gemischverteilung bei folgenden, gewöhnlich vorkommenden Fällen aufzufinden:

1. Zwei Zylinder, Kurbeln unter 360° versetzt, gleicher Abstand der Zündungen,
2. zwei Zylinder, Kurbeln unter 180° , ungleichmäßig aufeinanderfolgende Zündungen,
3. vier Zylinder, Kurbeln unter 180° ,
4. sechs Zylinder, Kurbeln unter 120° , 2 Vergaser für je eine Gruppe von drei Zylindern,
5. sechs Zylinder, Kurbeln unter 120° , 1 Vergaser.

Was die Auspuffventile anbetrifft, so liegen die Verhältnisse bei allen diesen Maschinen gleich; die Untersuchung braucht sich daher nur auf die Einstellung der Einlaßventile zu erstrecken.

Fall 1. Hier handelt es sich nur einfach um zwei Einzylindermaschinen, die abwechselnd arbeiten. Ihre Arbeitsvorgänge überdecken sich nicht, und die Aufgabe liegt daher genau so wie bei einer Einzylindermaschine.

Fall 2. Dieser Fall ist immer äußerst schwierig zu behandeln. Die einzige zufriedenstellende Lösung dafür ist vielleicht die, daß man zwei getrennte Vergaser und zwei getrennte Auspuffrohre verwendet und hierdurch den Fall auf zwei getrennte Einzylindermaschinen zurückführt.

Will man aber beide Zylinder an einen Vergaser anschließen und nacheinander daraus ansaugen lassen, dann ist es vielleicht am günstigsten, wenn sich die Einlaßventile sehr spät öffnen, damit die Ansaughöhe sich nicht überdecken. Wenn nämlich der eine Zylinder in der Ansaugleitung eine hohe Geschwindigkeit erzeugt hat, und nun darauf angewiesen ist, sich unter Ausnutzung der so gewonnenen kinetischen Energie mit Gemisch voll zu füllen, dann würde es diesen Vorgang natürlich stören, wenn man das zweite Einlaßventil öffnen wollte, ehe der erste Zylinder ganz gefüllt ist; denn dann würde die Energie des Gemischstromes einfach dafür verbraucht werden, den zweiten Zylinder schon bei Beginn seines Saughubes zu füllen, während der erste Zylinder leer ausginge. Überdecken sich also bei einer solchen Maschine die Öffnungszeiten der Einlaßventile irgendwie wesentlich, so wird der in der Drehrichtung vorauseilende Zylinder immer gedrosselt, während der zweite mit Gemisch überladen wird.

Auf der anderen Seite ist es schwierig, die Überdeckung der Ansaugvorgänge zu vermeiden und trotzdem die Ventile genügend lange offen

zu halten, damit sich die Zylinder füllen können, weil man dann die Ventile ganz spät öffnen müßte. Besonders ungünstig beeinflußt die kurze Öffnungszeit die Arbeitsweise von schnellaufenden Maschinen, wo sie neue Schwierigkeiten hervorruft. Bei so spätem Öffnen der Einlaßventile, wie es notwendig wäre, um gleiche Gemischverteilung auf beide Zylinder zu erreichen, wird außerdem bei Vollast das Ansaugen sehr geräuschvoll, was stets eine nachteilige Erscheinung sehr spät öffnender Einlaßventile ist.

Hiernach scheint es, alles in allem, bei dieser stets unbefriedigenden Bauart von Maschinen noch am günstigsten, wenn man, falls es sich um eine langsam laufende Maschine handelt, die Einlaßventile sehr spät öffnet, bei Schnellläufern jedoch überhaupt getrennte Vergaser und Drosseln verwendet. In jedem Fall ist es erwünscht, zwei getrennte Auspuffrohre anzubringen, weil es nicht möglich ist, zu vermeiden, daß sich die Öffnungszeiten der Auslaßventile teilweise überdecken und, wenn keine getrennten Auspuffrohre vorhanden sind, der Zylinder 1 Auspuffrückstände von hohem Druck und hoher Temperatur in den Zylinder 2 drückt, ehe dieser seinen Auspuffhub beendet hat, und somit dessen Verdichtungsraum mit hochgespannten Auspuffgasen füllt, und zwar gerade in einem Zeitpunkt, wo das Vorhandensein von hoch erhitzten Gasen am allerwenigsten erwünscht ist. Manchmal liefert eine derartige Maschine ziemlich gleichförmige Leistung, weil sich die Abdrosselung des Zylinders 1 und das Auffüllen des Zylinders 2 mit Auspuffgasen gerade ausgleichen; bei voll geöffneter Drossel ist dann die Leistung bei beiden Zylindern zwar gering, aber mehr oder weniger gleich. Bei geringerer Belastung gleichen sich jedoch die Fehler nicht mehr aus, da das Vorhandensein eines Überschusses an Auspuffgasen ungewöhnlich nachteilig wirkt.

Fall 3. Werden vier Zylinder aus einem Vergaser gespeist, so ist, ausgenommen den Fall, daß die Strömung des Gemisches in der vom Vergaser kommenden Ansaugleitung verhältnismäßig gleichförmig ist, der Fall beinahe ebenso schwierig wie der vorige zu behandeln. Was zunächst die Einstellung der Ventile anbelangt, so muß man entweder jedes Überdecken der Einstromvorgänge vermeiden und die sich daraus ergebenden Schwierigkeiten unzulässig kurzer Öffnungszeiten und des Geräusches bei geöffneter Drossel gewärtigen, oder man muß ein gewisses Maß an Unregelmäßigkeit der Gemischverteilung, verbunden mit geringerer Höchstleistung, weil ein Zylinder dem anderen das Gemisch wegsaugt, in den Kauf nehmen.

Immerhin sind die Ansaugleitungen von der Drossel bis zu den verschiedenen Zylindern bei einer Vierzylindermaschine im allgemeinen ziemlich lang, und man kann daher in einzelnen Fällen die kinetische Energie des Gemisches in diesen Leitungen dazu benutzen, um irgend-

einen Zylinder mit Gemisch zu füllen, trotzdem ihm ein anderer das Gemisch fortzusaugen sucht. Insbesondere gelingt dies bei schnell laufenden Maschinen. Bei gedrosseltem Betrieb kann man den Fall so ansehen, als ob der Raum zwischen der Drossel und den Einlaßventilen unendlich groß wäre, so daß dann spätes Öffnen der Ventile ausgesprochen günstig wirkt. Im großen und ganzen scheint es also bei Vierzylindermaschinen dieser Art vorteilhaft, wenn es sich um Langsamläufer und niedrig belastete Maschinen handelt, die Einlaßventile sehr spät zu öffnen und verhältnismäßig früh zu schließen, weil dies dazu beiträgt, den Brennstoffverbrauch bei geringer Belastung zu vermindern. Bei Maschinen, die normal mit sehr hohen Drehzahlen oder hoch belastet betrieben werden, muß man dagegen die Einlaßventile verhältnismäßig früh öffnen und spät schließen, obgleich diese Einstellung für die Erzielung hoher Leistungen bei geringen Drehzahlen ungünstiger ist als spätes Öffnen und früheres Schließen der Einlaßventile.

Die besten Ergebnisse in jeder Beziehung kann man vielleicht erreichen, wenn man zwei voneinander unabhängige Ansaugleitungen verwendet, von denen die eine die beiden äußeren und die andere die beiden inneren Zylinder versorgt. Diese Anordnung vermeidet alle Fragen der Überdeckung und hat bei Vierzylindermaschinen, die sehr hohe Leistung und Wirtschaftlichkeit ergeben sollten, häufig Anwendung gefunden.

Das früher allgemein übliche Verfahren, Einlaß- und Auslaßvorgang in einem und demselben Zylinder im oberen Totpunkt einander überdecken zu lassen, ist bestimmt nicht empfehlenswert. Man pflegt zugunsten dieses Verfahrens anzuführen,

1. daß es die kinetische Energie der Gase in der Auspuffleitung dazu ausnutzt, um den Zylinder auszuspülen und so dazu beiträgt, den Zylinder bei Vollast mit mehr brennbarem Gemisch zu füllen,
2. daß man so die Dauer der Eröffnung der Ventile verlängern kann, um die Beanspruchungen der Steuerung bei hohen Drehzahlen zu vermindern.

Die erste Überlegung ist falsch und in Wirklichkeit nachteilig, denn die Gase strömen stoßweise durch die Auspuffleitung, wobei ihr Druck je nach der Länge der Leitung zwischen etwa 0,2 at über und 0,2 at unter dem Atmosphärendruck schwankt. In dem Indikatordiagramm Abb. 90, das an einer Einzylindermaschine bei 1500 Uml./min aufgenommen ist, sind diese Schwankungen deutlich erkennbar. Es kann daher in der Auspuffleitung gerade ebenso leicht vorkommen, daß in dem Augenblick, wo sich das Einlaßventil öffnet, Überdruck herrscht, wie daß dann gerade Unterdruck vorhanden ist; herrscht aber in der Auspuffleitung gerade Überdruck, so tritt genau das Gegenteil von dem ein, was man von der Maßregel erhofft, weil dann Auspuffgase in die Saugleitung zurückgetrieben werden. Ein Gewinn, den man also hier-

durch bei irgendeiner bestimmten Drehzahl erreichen sollte, wird durch entsprechende, aber größere Verluste bei anderen Drehzahlen wieder aufgewogen. Außerdem liegen die Ventile im Zylinder selten weit genug voneinander entfernt, als daß man irgendeinen Nutzen in der Ausspülung erreichen könnte; vielmehr wird hierbei nur frisches Gemisch unmittelbar vom Einlaßventil in den Auspuff abgesaugt, so daß es verloren geht. Bei geringer Belastung wirkt das Verfahren, das Einlaßventil erst dann zu schließen, nachdem sich das Auspuffventil geöffnet hat, besonders ungünstig, weil in diesem Zeitpunkt der Druck der Auspuffreste im Zylinder

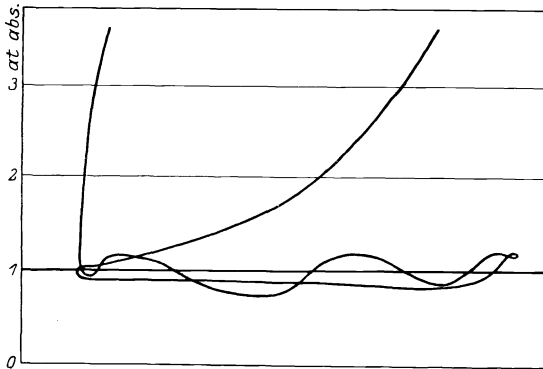


Abb. 90. Schwankungen des Auspuff-Gegendrucks bei einer Einzylindermaschine von 1500 Uml/min.

etwa gleich dem äußeren Luftdruck ist, während in der Saugleitung 0,5 at oder noch mehr Unterdruck herrschen dürfte. Daher werden die Auspuffgase einfach aus der Auspuffleitung über den Zylinder in die Ansaugleitung zurückgesaugt, und dies gerade bei geringer Belastung, wo das Vor-

handensein von verdünnenden Gasen höchst ungünstig für den Wirkungsgrad ist.

Der zweite Grund, den man für die Anwendung des Verfahrens geltend macht, kommt, wie noch weiter unten gezeigt werden soll, bei richtigem Entwurf der Ventilsteuerung nicht in Betracht. In jedem Fall muß man natürlich dafür sorgen, daß die Auspuffgase aus einem Zylinder nicht in den benachbarten Zylinder eindringen können. Es ist heute deswegen üblich geworden, die Auspuffkanäle der beiden inneren Zylinder zu vereinigen und den Auspuffkrümmer an diesen Kanal und an die Mündungen der Auspuffkanäle der beiden äußeren Zylinder anzuschließen. Diese Anordnung ist im Betrieb ziemlich einwandfrei, doch ist es immer noch richtiger, drei oder vier ganz getrennte Krümmer zwischen die Ventilöffnungen und den Auspuffkrümmer zu legen, was allerdings in der Ausführung manchmal unbequem ist.

Fall 4. Werden sechs Zylinder in der Weise von zwei Vergasern gespeist, daß jeder Vergaser eine Gruppe von drei Zylindern bedient, so liegt die Sache einfach, da sich die Öffnungszeiten der Einlaßventile nicht überdecken. Man kann daher jede Gruppe wie drei Einzylindermaschinen behandeln.

Fall 5. Werden jedoch sechs Zylinder von einem Vergaser gespeist, so gilt folgendes:

a) Der Raum zwischen Drossel und Einlaßventil kann als unendlich groß angesehen werden.

b) Die Öffnungszeiten der einzelnen Einlaßventile müssen sich unter allen Umständen überdecken.

c) Von der kinetischen Energie des Gemischstromes in der Ansaugleitung kann man, außer bei sehr langen und für jeden Zylinder getrennten Ansaugrohren, was aus Rücksicht auf die Verteilung des Gemisches, die verwickelte Anlage der Leitungen usw. fast unmöglich auszuführen ist, wegen der besonders großen Überdeckung der Einlaßvorgänge und wegen des dauernden Wechsels in der Richtung der Gasströmung in der Ansaugleitung wenig oder gar nichts ausnutzen.

Es ist daher unmöglich, alle Zylinder ganz zu füllen oder einen Druck am Ende des Saughubes zu erreichen, der merklich über dem mittleren Druck im Einlaßstutzen der Maschine liegt. Da der Raum zwischen der Drossel und den Einlaßventilen groß ist, ist es, insbesondere für geringe Belastungen, vorteilhaft, die Einlaßventile ziemlich spät zu öffnen, damit die negative Arbeit des Kreisprozesses auf ein Mindestmaß verringert wird. In einem solchen Fall verursacht das späte Öffnen der Einlaßventile bei Betrieb mit Volleistung sehr wenig Geräusch, weil das Ansaugen im Vergaser in jedem Fall gleichförmig bleibt.

Wenn es auch unmöglich ist, mit sechs Zylindern, die aus einer Quelle gespeist werden, ebenso hohe Leistung zu erzielen wie beim Anschluß von zwei Gruppen von je drei Zylindern an je einen Vergaser, so bietet diese Anordnung doch auch wieder gewisse andere Vorteile. In erster Linie tritt das Rückblasen von Gemisch durch das Einlaßventil viel weniger stark auf, da etwa beim Beginn der Verdichtung zurückströmendes Gemisch von einem anderen Zylinder angesaugt wird und nicht durch den Vergaser nach außen treten und verlorengehen kann. Man darf daher unbedenklich die Einlaßventile viel später als sonst üblich und ganz langsam schließen, derart, daß zwar bei niedrigen Drehzahlen ein erheblicher Teil des von den Zylindern angesaugten Gemisches wieder in die Ansaugleitung zurücktritt; bei hohen Drehzahlen wird dies jedoch nicht eintreten, weil der Ansaugdruck niedriger ist und außerdem die Drosselung des Gemisches in dem fast geschlossenen Ventil stärker wirkt. Die praktische Folge davon, daß zu Beginn des Verdichtungs-hubes Gemisch in die Ansaugleitung zurücktritt, ist, daß das Verdichtungsverhältnis in Wirklichkeit kleiner wird, während das Expansionsverhältnis unberührt bleibt. Der thermische Wirkungsgrad wird daher nicht verschlechtert, dagegen nimmt der Enddruck der Verdichtung bei Vollast selbsttätig ab, wenn die Drehzahl verringert wird.

Da nun die Neigung zur Detonation in der Praxis in weitem Maße von dem Enddruck der Verdichtung und von der Zeit abhängt, so kann man auf diese Weise einen Ausgleich zwischen den Einflüssen von Verdichtungsdruck und Zeit herbeiführen. Bei niedrigen Drehzahlen, wo der Einfluß der Zeit verhältnismäßig groß ist, wird der Enddruck der Verdichtung kleiner; infolgedessen wird die Neigung zur Detonation je nach den wirklichen Verhältnissen ebenso groß oder sogar kleiner und nicht viel größer als bei hohen Drehzahlen, wenn man die Drehzahl bei voll geöffneter Drossel verringert.

Man kann einwenden, daß das späte Schließen der Einlaßventile das nutzbare Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen beträchtlich vermindert. Das trifft jedoch nur beim Vergleich mit Maschinen zu, die mit geringem Verdichtungsverhältnis und daher niedrigem Wirkungsgrad arbeiten. Bei hochverdichtenden Maschinen kann man dagegen das größere Gewicht an Gemisch, das bei frühem oder normalem Schließen der Einlaßventile im Zylinder verbleibt, wegen der überaus stark einsetzenden Detonation in der Regel doch nicht voll ausnutzen. Man ist dann gezwungen, entweder den Zündzeitpunkt zurückzuverlegen oder den Vergaser so zu verstellen, daß er bei niedrigen Drehzahlen mit Brennstoff übermäßig angereichertes Gemisch liefert, oder endlich die Drossel teilweise zu schließen. In jedem Fall verliert man also bei niedrigen Drehzahlen etwas vom vollen Drehmoment. Tatsächlich kann man also, wenn man bei derartigen Maschinen spätschließende Einlaßventile anwendet, ein viel höheres Verdichtungsverhältnis ohne Störungen durch Detonation ausnutzen und daher viel höhere Wirtschaftlichkeit erreichen. Das wirklich nutzbare Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen ist dabei, wenn überhaupt, nur wenig kleiner als bei anderen Maschinen, bei hohen Drehzahlen dagegen wegen der längeren Dauer des Einströmens größer.

Die hier betrachteten Fälle decken praktisch den gesamten Bereich dieser Maschinen. Wo Maschinen mehr als sechs Zylinder haben, sind diese immer in Gruppen eingeteilt, die dann in eine oder andere der bereits behandelten Gruppen passen.

Das Vorstehende läßt sich dahin zusammenfassen, daß, was die Auspuffventile anbelangt, die Aufgaben des Entwurfes und des Antriebes für alle Maschinen ohne Rücksicht auf Zahl und Anordnung der Zylinder gleich sind. Diese Ventile sollen so kleine Durchmesser wie möglich haben, und ihr Hub soll auf keinen Fall kleiner als $\frac{1}{4}$ oder, noch besser, 30 vH vom lichten Ventildurchmesser betragen. Das Auspuffventil muß in allen Fällen so schnell wie möglich geöffnet und geschlossen werden, und bezüglich der Steuerung besagt eine gute Regel, daß sich das Ventil ungefähr auf halber Hubhöhe befinden soll, wenn der Kolben im unteren Totpunkt steht und daß das Ventil am Ende des Auspuffhubes noch auf 5 vH seines Hubes offen sein soll.

Was das Einlaßventil anbetrifft, so soll auch dieses möglichst kleinen Durchmesser und als Hub nicht unter $\frac{1}{4}$ des lichten Ventildurchmessers erhalten, damit man möglichst kräftige Durchwirbelung des Gemisches erzielt. Die Zeitpunkte des Öffnens und Schließens müssen in gewissem Ausmaß je nach Anzahl und Verteilung der Zylinder gewählt werden; aber, abgesehen von Sechszylindermaschinen, die aus einem einzigen Vergaser gespeist werden, muß man die Einlaßventile stets so schnell wie möglich schließen, wobei man in erster Linie anstreben muß, das Ventil am Ende des Saughubes noch fast ganz geöffnet zu erhalten und dann so schnell wie möglich zu schließen. Im Fall der Sechszylindermaschinen mit einem einzigen Vergaser kann man die Einlaßventile sich viel langsamer öffnen und schließen lassen.

Entwurf der Steuerdaumen und des Ventiltriebes. Beim Entwurf der Nocken, sei es für Einlaß- oder für Auspuffventile, sind in erster Reihe möglichst schnelles Öffnen und Schließen der Ventile mit einem Mindestaufwand an Kraft oder Geräusch und gleichzeitig eine Form des Steuerdaumens anzustreben, die genau und leicht bearbeitet werden kann. Nur zu oft kommt es noch vor, daß eine Nockenform für einen ganz bestimmten Verlauf der Ventilerhebungen und beispielsweise für gleichförmigen Verlauf der Beschleunigungen über den gesamten Bereich der Öffnungszeit des Ventils entworfen wird, die auf dem Zeichentisch ideal erscheinen mag, die man aber in der Wirklichkeit überhaupt nicht genau wiedergeben kann. Man muß sich stets vergegenwärtigen, daß man eine Nockenform auf der Schleifmaschine, wenn überhaupt, so doch in der Regel nicht unmittelbar „erzeugen“ kann, sondern daß man sie nach einer Schablone oder Kopierform verkleinern muß, die mit der Hand geschnitten wird. Eine derartige Schablone läßt sich nur dann genau herstellen, wenn sich die Form aus einfachen Kreisbögen und Tangenten zusammensetzt. Außerdem ist es immer besonders wünschenswert, hohl gekrümmte Flächen zu vermeiden, weil sie den Durchmesser der Schleifscheibe begrenzen, die man bei ihrer Bearbeitung anwenden darf und daher für die ganze Herstellung lästig werden können. Bei richtiger Verbindung von Nocken und Stößel kann man jedoch die Notwendigkeit hohl gekrümmter Flächen stets vermeiden.

Wird ein durch eine Feder belastetes Ventil durch einen Daumen angetrieben, so überträgt der Daumen im ersten Teil seiner Bewegung bis etwa zur halben Hubhöhe eine Beschleunigung auf das Ventil. Dann ändert die Beschleunigung ihr Vorzeichen und wird negativ, und das Ventil gelangt nun unter den Einfluß der Feder, deren Spannung genügen muß, um die durch die Beschleunigung hervorgerufenen Massenkkräfte zu überwinden. Von etwa halber bis zu voller Hubhöhe und von der voll geöffneten bis zur halb geschlossenen Stellung steht das Ventil ganz unter dem Einfluß der Feder. In der ersten Hälfte des Hubes und

im zweiten Teil der Schließbewegung ist die Feder unwirksam und das Ventil unmittelbar unter dem Einfluß des Nockens. Die Feder kommt somit erst zur Wirkung, wenn das Ventil halb geöffnet ist, und kommt außer Tätigkeit, wenn sich das Ventil ungefähr halb geschlossen hat. Während das Ventil unter dem Einfluß der Feder steht, wird die Größe seiner Beschleunigung von der Spannung und den Abmessungen der

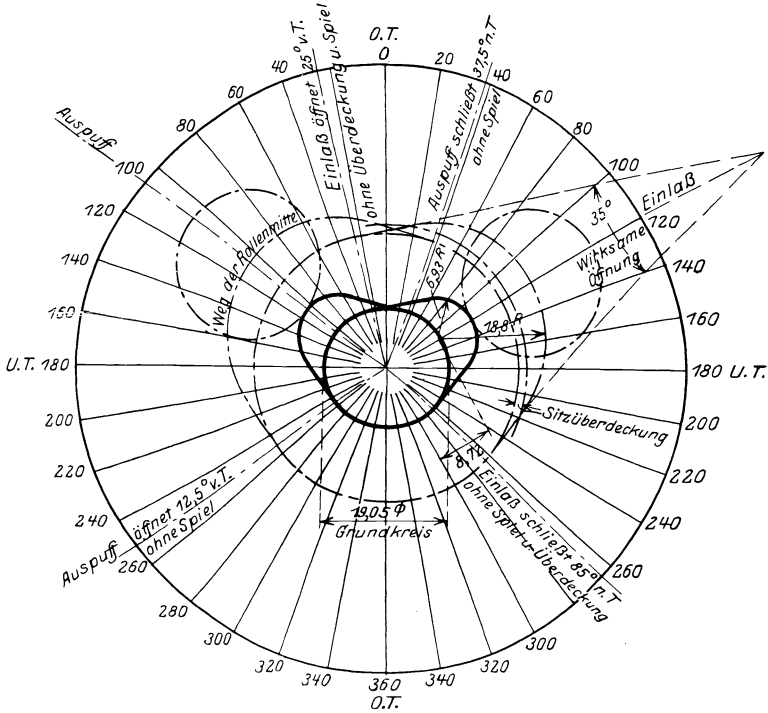


Abb. 91. Ableitung der Nockenkurve.

Auspuff öffnet 65° v.T.	Übersetzung von Nocken zu Ventil 3 : 2
" schließt 30° n.T.	Hub des Auspuff-Ventils 9,13 mm.
Einlaß öffnet (einschl. d. Sitzüberdeckung) 15° n.T.	" " -Nockens 6,09 mm.
" schließt " 45° n.T.	" " Einlaß-Ventils (insgesamt) 9,13 mm.
Kurbelwellendrehzahl "normal" 2800 Uml./min.	" " -Nockens " 6,09 mm.
" "höchstens" 3250 Uml./min.	Ventilsitzüberdeckung 2,01 mm.
	Durchmesser der Stößelrolle 23,81 mm.

Feder bestimmt, während des ersten und letzten Teils der Ventilbewegung dagegen nur von dem zulässigen Druck auf die Flankenfläche des Nockens. Will man das Material der Feder am vorteilhaftesten ausnutzen, so wählt man das Gesetz der Beschleunigung des Ventils während des Zeitabschnittes, wo das Ventil durch die Feder angetrieben wird, möglichst in Übereinstimmung mit dem Federgesetz, d. h. man läßt die Verzögerung in dem Maße zunehmen, als die Zusammendrückung der Feder fortschreitet. Während des ersten und des letzten Teiles der

Ventilbewegung können dagegen die Beschleunigungen im allgemeinen größer sein, doch sollen sie mehr oder weniger dauernd gleich bleiben.

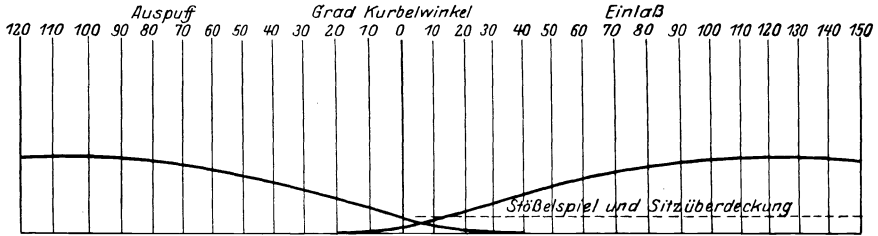


Abb. 92. Ventilbewegungen.

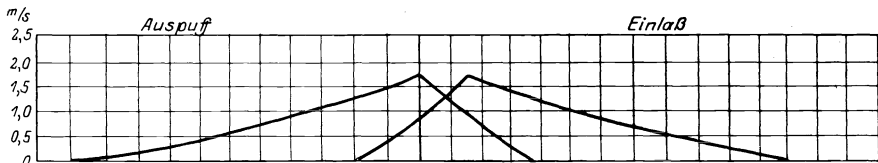


Abb. 93. Ventilgeschwindigkeiten.

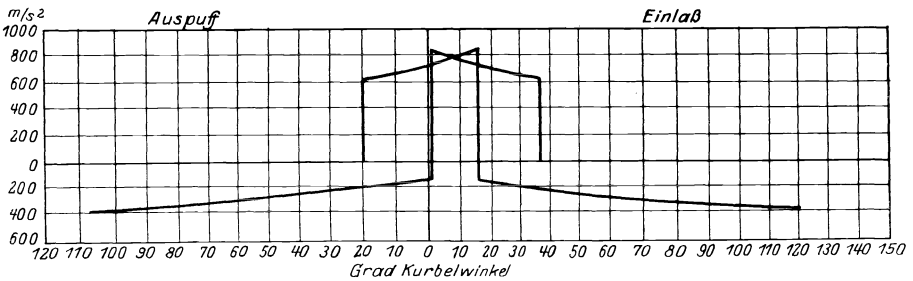


Abb. 94. Ventilbeschleunigungen.

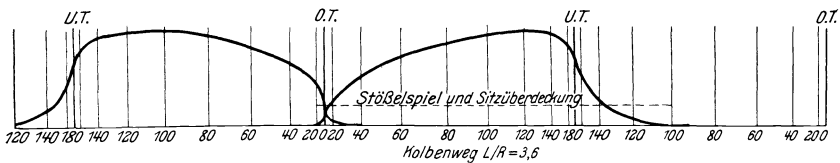


Abb. 95. Ventilöffnungen für Auspuff und Einlaß in Funktion des Kolbenweges $L/R = 3,6$.

Abb. 91 bis 95. Diagramme für den Entwurf eines Steuerdaumens.

Diese Betrachtungen beweisen, daß gleichförmige Beschleunigung des Ventils während des ganzen Verlaufes seiner Bewegung weder erstrebenswert noch überhaupt erwünscht ist. Die Beschleunigung während der Dauer des Nockenbetriebes kann gewöhnlich sehr hoch und mehr oder

weniger gleichförmig sein, während die Beschleunigung im Verlauf des Ventilantriebes durch die Feder so niedrig wie möglich sein soll, damit man schwache Federn verwenden kann, aber sich mit der Spannung der Feder ändern soll. Natürlich darf die Beschleunigung auf keinen Fall so groß werden, daß die Federkraft die Massenkraft des Ventils nicht mehr überwinden kann, vielmehr muß immer noch so viel Kraftüberschuß der Feder vorhanden sein, daß die Reibung des Ventils in seiner Führung überwunden werden kann.

In Abb. 91 bis 95 sind in bequemer übersichtlicher Weise die Diagramme für den Entwurf eines Steuerdaumens zusammengestellt. Das Blatt enthält

1. die Linien der Beschleunigungen und Verzögerungen der Ventile während der gesamten Öffnungszeit, Abb. 94.

2. die Linien der entsprechenden Geschwindigkeiten der Ventile, Abb. 93.

3. die Linien der entsprechenden Ventilbewegungen, Abb. 92, alle drei aufgetragen über dem abgewickelten Kurbelkreis,

4. die Linien der Ventilbewegungen, bezogen auf den Kolbenweg, d. h. das Diagramm der Ventilerhebungen, Abb. 95.

5. die Ableitung der Nockenkurve, Abb. 91.

Zulässige Ventilbeschleunigung. Die höchste zulässige Beschleunigung, während sich das Ventil unter dem Einfluß der Federkraft bewegt, und die höchste zulässige Beschleunigung, während das Ventil unmittelbar vom Nocken getrieben wird, müssen getrennt betrachtet werden. Beide Werte hängen natürlich in hohem Maße von der gesamten hin und her gehenden Masse des Ventils mit seinem Antrieb ab, wozu auch das halbe Gewicht der Feder gerechnet werden muß.

Die zulässige Beschleunigung des Ventils, während es sich unter dem Einfluß der Federkraft bewegt, bestimmt sich durch das Gewicht des wirksamen Federmaterials und durch dessen zulässige Beanspruchung. Nach vorliegenden Erfahrungen halten gewöhnliche Schraubenfedern aus Federstahl selbst bei den schnellstlaufenden Maschinen beinahe unbeschränkt aus, so lange man die Beanspruchung des Federstahls unter 28 bis 35 kg/mm² erhält. Bei kleinen Ventilen, d. h. bei solchen unter 50 mm Dmr., die mehr oder weniger unmittelbar vom Nocken angetrieben werden, und bei verhältnismäßig geringem Gewicht der übertragenden Maschinenteile, wie Kipphebel, Stößel, Stoßstangen usw., darf man als höchste Beschleunigung etwa 550 m/s² zulassen, einer Feder entsprechend, die in vollständig zusammengedrücktem Zustand eine dem 56fachen Gewicht der bewegten Massen entsprechende Spannung erreicht. So hohe Beschleunigungen sind jedoch, außer bei besonders schnellaufenden Maschinen, nur selten nötig.

In dem Augenblick, wo die Feder die Inanspruchnahme übernimmt, darf natürlich die Beschleunigung entsprechend der kleineren Federkraft

nur geringer sein. Bei Maschinen mit niedriger Drehzahl liegt keinerlei Bedürfnis vor, derart hohe Beschleunigungen anzuwenden, wenn das Ventil durch die Feder angetrieben wird, und bei Maschinen, die nicht mehr als etwa 15 bis 20 PS_g in jedem Zylinder entwickeln und die bei den höchsten Drehzahlen nicht über 2000 Uml./min kommen, erreicht man mit Ventilbeschleunigungen von 240 bis 275 m/s² so günstige Ventilöffnungen, wie man nur wünschen kann. Nach der anderen Seite gibt es aber auch eine untere Grenze für die Federkraft, insofern als die Mindestspannung der Ventildfeder bei Auspuffventilen unter allen Umständen dem bei Drosselbetrieb herrschenden Unterdruck im Zylinder widerstehen muß. In der Praxis findet man, daß eine Federspannung von 0,775 kg auf 1 cm² der Fläche des Ventiltellers ausreicht, um auch bei Maschinen, bei denen Schwingungen auftreten, zu verhindern, daß die Auspuffventile durch den Unterdruck im Zylinder geöffnet werden.

Hat z. B. ein Ventilteller eine Fläche von 20 cm², dann muß die kleinste Federspannung 15,5 kg betragen, wenn das Ventil geschlossen ist. Bei voll geöffnetem Ventil beträgt dann die Spannung einer normal bemessenen Feder mindestens 24,5 kg. Nun dürfte das Gewicht der hin und her gehenden Massen eines derartigen Ventiles mit Antrieb um 0,68 kg herum betragen; dann beträgt die höchste zulässige Beschleunigung $\frac{24,5 \cdot g}{0,68} = 354 \text{ m/s}^2$.

Dieser Wert berücksichtigt allerdings noch nicht die Reibung in den Führungen. Aber selbst wenn man hierfür noch erhebliche Zuschläge macht, erkennt man, daß den Bedürfnissen bei langsamer laufenden Maschinen mit unmittelbar angetriebenen Ventilen und nicht zu schweren Übertragungsteilen mit einer Feder entsprochen werden kann, die gerade noch ausreicht, um zu verhindern, daß das Auspuffventil durch den Unterdruck bei Leerlauf von seinem Sitz emporgesaugt wird.

Die höchste zulässige Beschleunigung eines Ventils, während es unmittelbar vom Nocken gesteuert wird, hängt von der Art des Ventilstößels ab, den man verwendet; dieser kann entweder eine Rolle, eine gekrümmte Gleitfläche oder eine flache Oberfläche tragen, d. h. pilzförmig endigen. Beispiele dieser verschiedenen Arten sind in Abb. 96

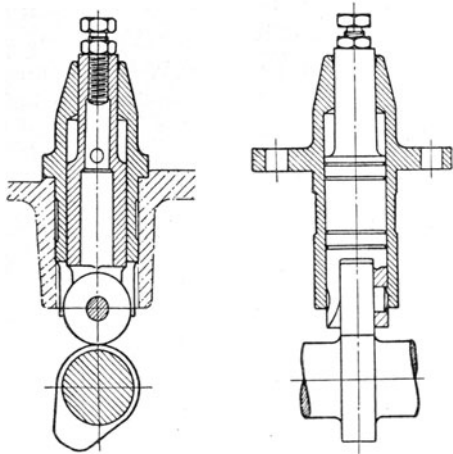


Abb. 96.

Abb. 97.

Abb. 96 und 97. Ventilstößel mit Rolle.

bis 101 dargestellt. Auf den ersten Blick könnte es scheinen, daß die Rolle die beste Form sei; aber bei näherer Untersuchung wird man finden, daß dies bei weitem nicht der Fall ist, und zwar aus folgenden Gründen:

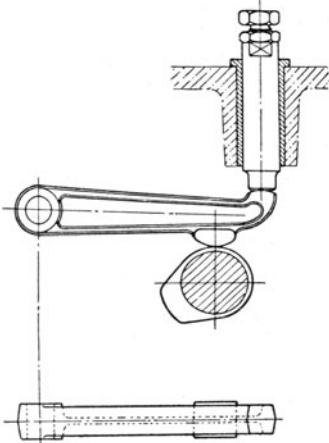


Abb. 98 und 99. Einarmiger Ventilhebel mit Gleitbacken.

1. Die gesamte Belastung des Stößels wird von dem Rollenzapfen übertragen, dessen Lagerauflfläche notwendigerweise sehr klein ist, den man nicht auf einfache Weise unter Druck schmieren kann, bei dem es auch schwer fällt, das Öl anderweitig zu erneuern, und der deshalb leicht überlastet wird.

2. Infolge der dauernden Veränderung der Geschwindigkeit an der Rollenoberfläche während der Drehung des Steuerdaumens und wegen der Massenträgheit der Rolle selbst, kann diese überhaupt nicht richtig abrollen, sondern sie muß gleiten, und dies gerade in dem Zeitabschnitt, wo der Druck auf die Rolle am größten ist.

3. Die Verwendung einer Rolle erhöht bedeutend das Gewicht des Stößelantriebes.

Bei langsam laufenden Maschinen und verhältnismäßig niedrigen Belastungen ist daher die Anwendung einer Rolle zulässig, aber bei sehr schnell laufenden Maschinen muß man sie aus den oben angeführten Gründen stets vermeiden.

Die zweite Art von Stößeln, die mit gekrümmten Gleitflächen, sind besser als die mit Rollen, insofern als sie keine Lager bedingen, die überlastet werden und versagen können. Sie haben jedoch den Nachteil, daß sie dem Nocken nur eine sehr kleine Gleitfläche darbieten, die sich daher leicht abnutzen kann. Sowohl bei Rollen- als auch bei Gleitbackenstößeln treten Gleitbewegungen auf, bei den Gleitbackenstößeln natürlich in höherem Maß, wobei immer eine und dieselbe Stelle beansprucht wird, während die Rolle weniger gleitet und die gleitende Stelle dauernd verändert. Demgegenüber muß man hervorheben,

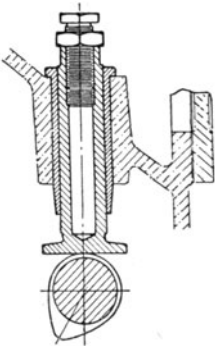


Abb. 100.

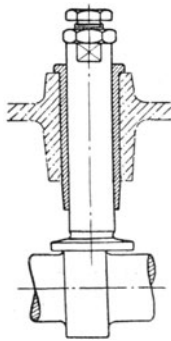


Abb. 101.

Abb. 100 und 101. Pilzförmiger Stößel.

daß beim Gleitbackenstößel der Krümmungshalbmesser und die Breite der Gleitfläche größer als bei irgendeiner Rolle sein können. Alles in allem

sind daher in bezug auf die Abnutzung die Rollenstößel im Vorteil, solange die Drücke niedrig und die Lagerungen der Rollenbolzen nicht überlastet sind, während Gleitbackenstößel bei hohen Beschleunigungen und daher erheblichen Drücken vorzuziehen sind, weil sie, obgleich sie sich stärker abnutzen mögen und daher schneller erneuert werden müssen, doch auch unter solchen Verhältnissen nicht vollständig versagen.

Die dritte Art, nämlich der pilzförmige Stößel, der in einer ebenen Platte endet, ist wohl die beste von allen drei Arten, aber auch nur mit gewissen Beschränkungen; denn sie setzt Nocken mit größerem Grundkreis voraus, die man nicht immer unterbringen kann. Solche Stößel müssen immer gegenüber der Nockenmitte derart seitlich versetzt sein, daß sie durch die Gleitbewegung des Nockens gedreht werden. In diesem Fall nutzt man die Fläche des Stößels aus und erreicht, daß die Abnutzung geringer als bei den beiden anderen Arten von Stößeln wird, zumal hier auch keine Lagerungen von Rollenbolzen vorhanden sind, die überlastet werden könnten. Diese Stößelart bietet den Vorteil der Rollenstößel, daß dauernd neue Stellen mit dem Nocken in Berührung kommen, und auch den Vorteil des Gleitbackenstößels, daß dabei kein Lager versagen kann, und auch die Verhältnisse bezüglich der Schmierung sind sehr günstig.

Der einzige praktische Mangel dieser Bauart ist, daß es in der Regel unmöglich ist, geringe Beschleunigungen des Ventils anzuwenden, auch wenn dies einmal erwünscht ist, und daß es daher schwierig ist, die Maschine zu so ruhigem Laufen wie bei den anderen Arten von Stößeln zu bringen. Bei sorgfältiger Konstruktion ist aber der Unterschied sehr gering.

Bei pilzförmigen Stößeln kann man mit voller Sicherheit sehr hohe Ventilbeschleunigungen anwenden, weil der Druck nur auftritt, wenn die Flanke und nicht die Spitze des Nockens mit dem Stößel in Berührung ist. Es ist daher durchaus zulässig, bei Nocken von etwa 16 mm Breite und einem Stößelflächendurchmesser von etwa 32 mm mittlere Drücke von rund 115 kg während des Zeitabschnittes, wo der Nocken das Ventil antreibt, auszuüben. Wenn hierbei das Ventil mit den Antriebsteilen 0,68 kg wiegt und die Feder in der Ruhelage 18 kg Spannung hat, so entspricht dies einer Beschleunigung von etwa 1370 m/s^2 . Bei Rollenstößeln ist es dagegen mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit sehr zweifelhaft, ob man 600 m/s^2 Beschleunigung überschreiten dürfte. Da man vom Standpunkt der Abnutzung nur den mittleren Druck in Rücksicht zu ziehen hat, so ergibt sich, daß man keinerlei Vorteil davon erwarten kann, daß man die Beschleunigung während der ganzen Dauer des Ventilantriebes durch den Nocken gleichförmig erhält, und daß es daher ganz unbedenklich ist, den Weg des geringsten Widerstandes zu

verfolgen und die Nockenflanke als Tangente oder einfachen Kreisbogen auszuführen.

Es ist erwünscht, wenn der Grundkreis des Nockens so klein wie praktisch zulässig bemessen wird, damit die Gleitgeschwindigkeit zwi-

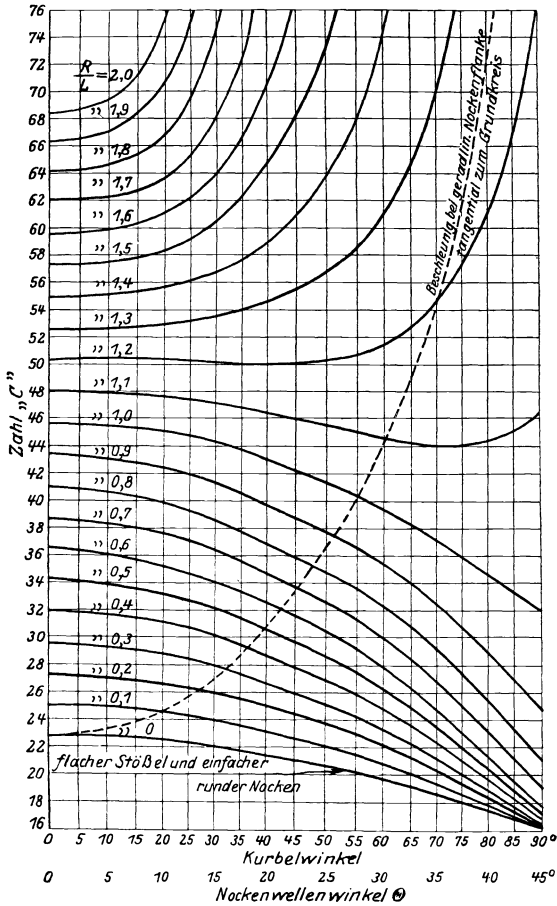


Abb. 102. Runde Nockenspitze und kreisbogenförmiger Stößel.

sehen Nocken und Stößel möglichst gering bleibt, gleichviel, ob der Stößel mit Rolle oder mit Gleitbacken versehen ist. Man muß ferner stets beachten, daß der „wirksame“ Halbmesser eines beliebigen Nockens stets durch den Abstand der Rollenmitte oder des Krümmungsmittelpunktes des Gleitbackens von der Mitte der Nockenwelle gegeben ist. Infolgedessen ist es, soweit die Ventilbewegung in Betracht kommt, ganz gleich, ob der Nocken groß und die Rolle klein ist, oder umge-

kehrt, ausgenommen den Fall, daß Stößel mit ebener Gleitfläche verwendet werden. Bei solchen Stößeln muß man zwar immer Nocken von verhältnismäßig großem Durchmesser verwenden, aber dann sind die Gleitflächen auch so groß und so leicht zu schmieren, daß gegen hohe Gleitgeschwindigkeiten bedeutend weniger Bedenken bestehen.

R. J. Cousins hat folgendes Verfahren entworfen und durchgebildet, um schnell und bequem die Umrisse eines Steuerdaumens für beliebig

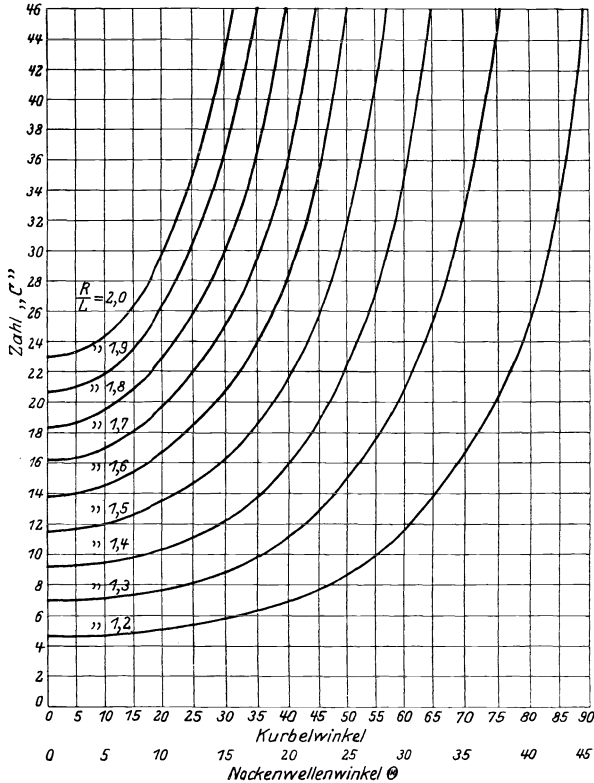


Abb. 103. Hohlgekrümmte Nockenflanken und kreisbogenförmiger Stößel.

gegebene Verhältnisse zu bestimmen: Die erste Frage, die beim Entwurf eines beliebigen Nockens entschieden werden muß, ist, ob die Nockenform so, wie sie durch die Ventileröffnungen vorgeschrieben wird, überhaupt mechanisch zulässig ist. Das zu überlegen, ist richtiger, als eine Nockenform nach irgendwelchen theoretischen Linien des Verlaufes der Beschleunigungen und Verzögerungen des Ventils zu entwerfen. Aus diesem Grunde wurde eine allgemeine Nockenform untersucht, deren Flanken und Spitze aus Kreisbögen und geraden Linien zusammen-

gesetzt sind; für diesen Nocken wurde eine Reihe von Kurventafeln entwickelt, aus denen man praktisch mit einem Blick die Beschleunigungen für alle gebräuchlichen Abmessungen von Steuerdaumen ablesen kann.

Abb. 102 zeigt die Beschleunigungen für tangentielle Flanken (gestrichelte Linie) und runde Nockenspitze bei kreisbogenförmig begrenzten

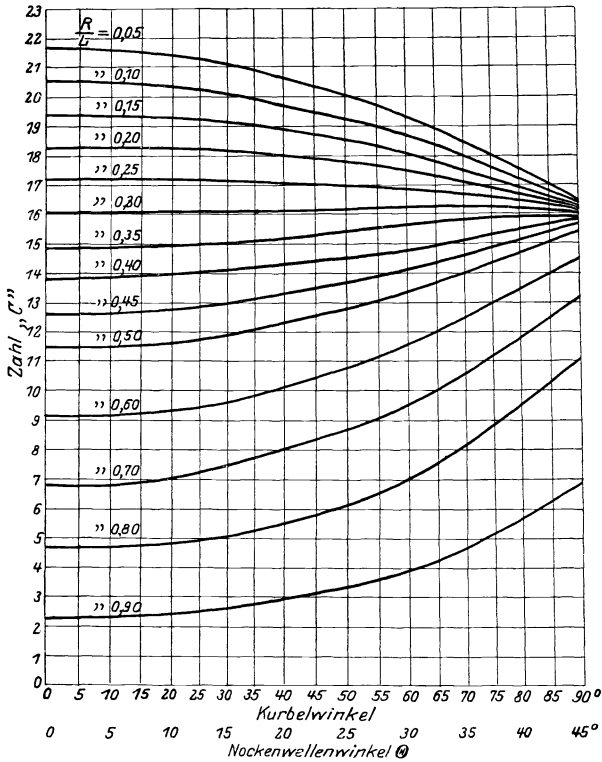


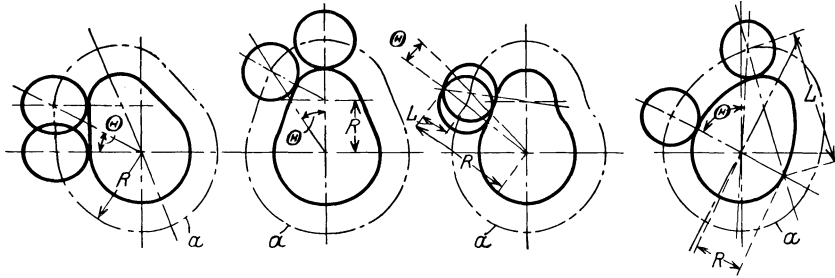
Abb. 104. Erhabengekrümmte Nockenflanken und kreisbogenförmiger Stößel.

Stößeln, sowie bei harmonischen Nocken und flachem oder pilzförmigem Stößel.

Abb. 103 zeigt die Beschleunigungen für hohl gekrümmte Flanken und kreisbogenförmig begrenzten Stößel.

Abb. 104 zeigt die Beschleunigungen für erhaben gekrümmte Flanken bei kreisbogenförmigem Stößel.

Abb. 105 bis 108 zeigen verschiedene Formen von Nocken, die mit der Innen- oder der Außenfläche arbeiten, und die Anwendung der Kurventafeln für jeden Fall.



Tangentiale Flanken nach Abb. 102.

Runde Nockenspitze nach Abb. 102.

Hohle Flanken nach Abb. 103.

Erhabengekrümmte Flanken nach Abb. 104.

Abb. 105. Außennocken.

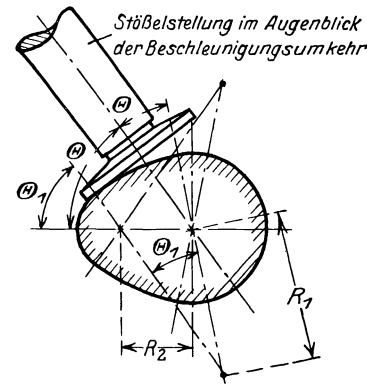
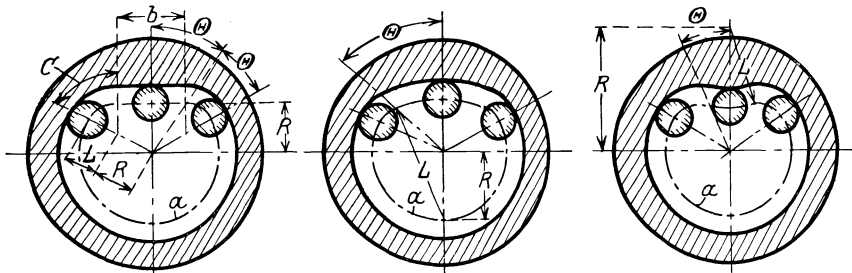


Abb. 106. Nockenform für den flachen Stößel nach Abb. 102.

$\theta_1 =$ Höchstwert von θ , Beschleunigung an der Nockenspitze $= \frac{C \cdot R_1 \cdot N^2}{25,4 \cdot 100\,000}$, Beschleunigung an der Nockenflanke $= \frac{C \cdot R_1 \cdot N^2}{25,4 \cdot 100\,000}$



Tangentiale Scheitel nach Abb. 102.
 $a =$ Weg der Rollenmitte,

Hohlgekrümmter Scheitel nach Abb. 104.
 $b =$ tangentialer Scheitel,

Erhabengekrümmter Scheitel nach Abb. 103.
 $c =$ kreisförmige Flanke.

Abb. 107. Innennocken.

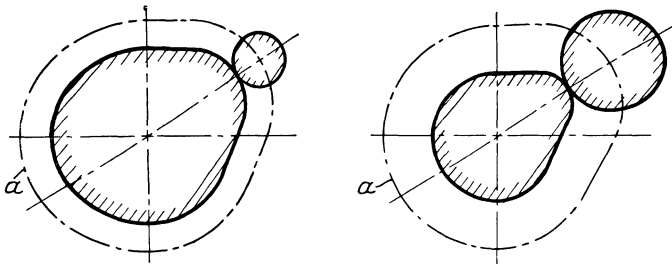


Abb. 108. Nocken mit gleichem Stößelrollenhub und gleicher Beschleunigung. Die Zeichnung zeigt den Vorteil eines kleinen Grundkreises und eines großen Stößelrollendurchmessers.

Abb. 105 bis 108. Anwendung der Diagramme, Abb. 102 bis 104 für verschiedene Nockenformen.

In allen Fällen gilt die gleiche Formel:

$$\text{Die Beschleunigung in m/s}^2 \text{ ist } = \frac{R \cdot C \cdot N^2}{100000 \cdot 25,4}.$$

Hierin ist:

R = Mittenentfernung in mm, vgl. Abb. 105 bis 107;

C = die aus der entsprechenden Kurventafel entnommene Zahl, die von der Nockenform und dem am Grundkreis gemessenen Flankenwinkel oder dem Spitzenwinkel abhängt;

N = Drehzahl der Kurbelwelle unter der Annahme, daß die Nockenwelle mit der halben Drehzahl der Kurbelwelle umläuft.

Man entwirft zunächst eine vorläufige Form des Nockens, die allen bekannten Größen entspricht, also im allgemeinen angenähert dem Grundkreisdurchmesser, dem Ventilhub, der Öffnungsdauer und dem verfügbaren Raum für Rollen oder Stößel. Man liest hierauf die Beschleunigungen am Anfang und Ende der Nockenflanke und die Verzögerungen durch die Feder beim Beginn der Abrundung und an der Spitze des Nockens ab und vergleicht die Form des Nockens mit der entsprechenden Kurventafel, wobei sich sofort klar ergibt, ob der Nocken mechanisch möglich ist; im anderen Fall müssen entsprechende Änderungen vorgenommen werden.

Hat man beispielsweise zuerst einen Nocken mit tangentialen Flanken entworfen, so kann man die Beschleunigungen bis zu einem bestimmten Maß dadurch anpassen, daß man den Abstand von der Mitte der Nockenwelle bis zur Mitte der Rolle oder der Gleitbackenkrümmung verändert, weil die Beschleunigung dieser Entfernung direkt proportional ist; sollte dies jedoch eine zu große Rolle oder eine zu scharfe Krümmung der Rolle oder des Gleitbackens ergeben, dann kann man die Nockenflanke konvex oder konkav krümmen, je nachdem es notwendig ist, die Beschleunigung zu vergrößern oder zu verringern.

Auf die Verzögerung an der Nockenspitze üben diese Änderungen die entgegengesetzte Wirkung aus, da sie die Zeit, die zur Verfügung steht, um die Ventile mit ihrem Antrieb von der höchsten Geschwindigkeit zur Ruhe zu bringen, entweder verlängern oder verkürzen.

Sind die Beschleunigungen, die man erhält, überhaupt zu hoch, so muß man die Dauer der Ventileröffnung so weit wie möglich vergrößern und den Hub möglichst verringern sowie gleichzeitig für reichliche Oberflächen für die Aufnahme der großen Belastungen von Nocken und Stößel sorgen.

Die Verzögerung an der Nockenspitze ist direkt proportional dem Abstand der Mitte der Nockenwelle von der Mitte Abrundung der Nockenspitze. Sie verändert sich auch, aber nicht in direkter Proportion,

wenn sich das Verhältnis zwischen diesem Abstand und dem Krümmungshalbmesser der Rolle oder des Gleitbackens ändert.

Mit diesen Mitteln kann man daher die Verzögerung den Bedürfnissen anpassen, aber diese Anpassung ist insofern begrenzt, als man keine großen Abrundungen der Nockenspitze anwenden kann, wenn die Dauer der Eröffnung kurz oder die Flanke des Nockens erhaben gekrümmt ist. Andererseits kann man bei hohl gekrümmten Flanken den Halbmesser der Flankenkrümmung bis auf ein Maß verkleinern, das den Stößelhalbmesser nur wenig übersteigt, wenn die Drehzahl der Maschine gering und der Hub des Ventils klein ist. Das kann dann zu einer Form der Spitze des Nockens führen, die auf einem kurzen Stück konzentrisch zur Welle ist und einen besseren Verlauf der Ventileröffnungen liefert.

Man muß stets beachten, daß die Spitze des Nockens bei der Höchstdrehzahl der Maschine überhaupt keinen Druck auszuhalten hat, da hierbei der von der Feder ausgeübte Druck durch die Massenwirkung des Ventils und seines Antriebes gerade ausgeglichen werden soll; bei geringen Drehzahlen muß dagegen der Druck an dieser Stelle stets etwas niedriger als die Spannung der Ventillfeder sein. Andererseits hat die Nockenflanke die Federkraft, den Gasdruck auf das Ventil (im Falle der Auspuffventile) und auch die Kraft für die Beschleunigung des Ventils und seines Antriebes auszuhalten. Hieraus folgt, daß scharfe Krümmungen an der Nockenspitze keine übermäßigen Abnutzungen oder Oberflächenrisse mit sich bringen, daß aber die Krümmungshalbmesser der Nockenflanke und des Stößels so groß wie möglich sein sollen.

Diese Überlegungen führen zu dem Schluß, daß man bei jeder gegebenen Nockenform oder bei jedem gegebenen Bewegungsgesetz der Mitte der Stößelrolle oder des Stößels einen möglichst kleinen Grundkreis und eine möglichst große Rolle oder möglichst großen Gleitbacken verwenden soll.

Da die Flanke des Nockens gewöhnlich geradlinig oder ganz schwach gekrümmt ist, so wird sie durch die Verkleinerung des Grundkreisdurchmessers wenig oder gar nicht berührt. Die Beanspruchung der Nockenspitze wird, wie bereits erwähnt wurde, um so kleiner, je höher die Drehzahl steigt, und braucht daher nicht berücksichtigt zu werden (1,6 mm Halbmesser reichen vollständig aus), während Rolle oder Gleitbacken durch Vergrößern des Krümmungshalbmessers bedeutend verbessert werden und auch die Gleitgeschwindigkeit verringert wird.

Bei allen Formen von Nocken und Stößeln, die aus Kreisbogen bestehen, entsprechen die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Stößelmitte denen eines Kurbeltriebes mit der Kurbel R und der Pleuelstange L , vgl. Abb. 109. Wo es die Verhältnisse der Nockenspitze zulassen, soll das Verhältnis $\frac{R}{L}$ unter 1 betragen.

Dadurch gewinnt man die Sicherheit, daß die Verzögerung an der Nockenspitze ihren Höchstwert erlangt und nach den Übergangsstellen in die Nockenflanken hin abnimmt. Da die Spannung aller normalen Ventildedern bis zum oberen Ende des Ventilhubes zunimmt, so ermöglicht eine derartig geformte Nockenspitze die Verwendung einer Feder, die in jedem Punkt den Massenwirkungen annähernd das Gleichgewicht hält.

Ist anderseits $\frac{R}{L}$ größer als 1, so nimmt die Beschleunigung gegen die Flanken hin zu, und da die Federspannung in jedem Punkt mindestens gleich der Massenkraft sein muß, so folgt, daß sie an der Nockenspitze zu groß ist und den Ventilantrieb in ganz unnötiger Weise beansprucht.

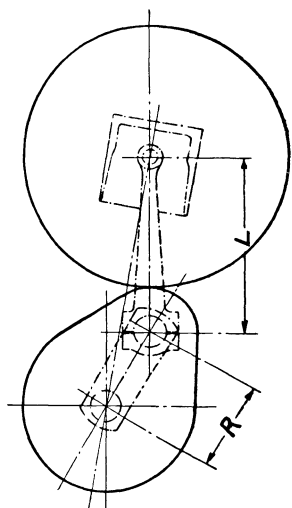


Abb. 109. Bewegungsverhältnisse des flach begrenzten Stößels.

Flache oder pilzförmige Stößel. Nocken für flache Stößel werden am einfachsten aus Kreisbögen zusammengesetzt, einem mit kleinem Halbmesser für die Spitze und zwei andern mit viel größerem Halbmesser, die symmetrisch dazu die Seiten bilden und den Spitzenkreis sowie den Nocken-Grundkreis berühren.

Wenn man die Bögen, wonach die Flanken und die Spitze gekrümmt sind, zu vollen Kreisen ergänzt, so bilden sie gleichsam Kurbeln oder Exzenter, die abwechselnd das flache Ende des Stößels berühren. Die Stößelbewegung setzt sich daher aus Teilen einfacher harmonischer Schwingungen von verschiedener Amplitude zusammen, und die radialen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen an der Flanke und der Spitze des Nockens sind in jedem Punkt direkt proportional dem Abstand des jeweiligen Krümmungsmittelpunktes von der Mitte der Nockenwelle.

Das ist eine äußerst nützliche Eigenschaft dieser Form von Steuerdaumen, weil sie ermöglicht, von vornherein eine Beziehung zwischen den Beschleunigungen und Verzögerungen aufzustellen und danach die Nockenform zu entwerfen. Eine einfache Methode hierfür ist in Abb. 110 dargestellt.

Entwurf von harmonischen Nocken. Das Nockenprofil ist aus Kreisbogen zusammengesetzt. Der Stößel berührt den Nocken mit einer ebenen Fläche und bewegt sich geradlinig und im rechten Winkel zu dieser Fläche.

Man zieht eine Wagerechte AO von der Länge 1, z. B. 25 mm. Dann zieht man die Geraden BO und CO derart, daß die Winkel AOB und

AOC jeder der halben Dauer der Ventileröffnung + Stößelspiel gleich ist. Das Stößelspiel kann, bezogen auf den Kurbelkreis, insgesamt mit etwa 12 bis 16 Graden, also mit 3 bis 4 Graden auf jeder Seite des Nockens angenommen werden.

Auf der Verlängerung von OB trägt man die Strecke OD so auf, daß sich OD zu OA verhalten wie die Beschleunigung auf der Nockenflanke zur Beschleunigung an der Nockenspitze (Federbeschleunigung). Dieses Verhältnis kann von vornherein festgelegt oder nach dem vorläufigen Entwurf verändert werden. Es liegt im Mittel zwischen 2 : 1 und 3 : 1.

Dann beschreibt man mit dem Halbmesser DA um D den Kreisbogen AB und mit OB als Halbmesser um O den Kreisbogen BF . Jetzt verhält sich AF zu dem verlangten Ventilhub wie OB zu dem gewünschten wahren Halbmesser des Grundkreises. Der wahre Halbmesser des Grundkreises ist um den Halbmesser der Nockenspitze kleiner als die Höhe des Nocken.

Man entwirft nun eine ähnliche Nockenform mit dem wahren Halbmesser des Grundkreises und dem verlangten Ventilhub. Mit einem geeigneten Halbmesser, etwa 1,6 mm oder mehr, beschreibt man um A einen Kreisbogen und bildet so die Nockenspitze. Durch Kreisbogen mit den Mittelpunkten D , O und H wird dann die Nockenform vervollständigt.

Die Abmessungen des Stößelkopfes findet man folgendermaßen: Man verbindet A mit D und fällt von O ein Lot auf AD bis zum Punkte G ; dann ist OG die größte seitliche Verschiebung des Berührungspunktes, die in dem Augenblick auftritt, wo der Stößel die Übergangsstelle von der Flankenkurve in die Spitzenkurve berührt, also in dem Augenblick, in dem sich die Beschleunigung in eine Verzögerung verwandelt.

Der Halbmesser des Stößelkopfes muß etwas größer als OG sein, damit der Nocken nicht über den Rand hinausläuft.

Änderungen des Verhältnisses von Flanke zu Spitze des Nockens lassen sich beliebig leicht vornehmen, da derartige Nocken und Stößel sehr hohe Beschleunigungsdrücke ohne örtliche Abnutzung am Stößel aushalten. Durch Wahl hoher Beschleunigungen und langer Dauer der Eröffnungen gelangt man zu Nocken mit kleinem Grundkreis.

Den Grundkreis so klein wie irgend möglich zu erhalten, verlohnt jede Anstrengung; so kann man zu diesem Zwecke, wenn nötig, den Spitzenhalbmesser ohne Gefahr bis auf 1,6 mm verkleinern. Eine weitere angenehme Eigenschaft dieser einfachen harmonischen Nocken

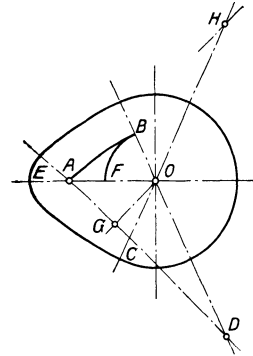


Abb. 110. Entwurf eines harmonischen Steuerdaumens.

ist, daß die größte Verzögerung an der Spitze auftritt und nach beiden Seiten gleichmäßig bis zum Beginn der Flankenkrümmung abfällt. Wenn also die Federspannung so groß ist, daß sie der Massenkraft an der Nockenspitze das Gleichgewicht erhält, und wenn ferner die Zusammendrückung der Feder vom ungespannten bis zum vollständig gespannten Zustand gleich dem Abstand des Krümmungsmittelpunktes der Nockenspitze von der Mitte der Nockenwelle ist, dann hält die Federspannung der Massenkraft auch in allen anderen Punkten genau das Gleichgewicht. Dies macht die Bestimmung der am besten geeigneten Feder zu einer sehr einfachen Aufgabe.

Innennocken. Innennocken hat man eine Zeitlang bei kleinen Einzylindermaschinen sehr häufig verwendet. Wenn man sie aus Kreisbögen und Geraden zusammensetzt, so gelten für sie die gleichen Gesetze wie für Außennocken mit dem gleichen Verhältnis $\frac{R}{L}$, aber man

muß berücksichtigen, daß bei Innennocken der wirkliche Nocken größer als der theoretische, d. h. als die Bahn der Mitte der Stößelrolle, während bei gewöhnlichen Außennocken das Umgekehrte der Fall ist. In einem beliebigen gegebenen Fall ist also die Gleitgeschwindigkeit beim Innennocken stets viel höher als beim gleichartigen Außennocken.

Da außerdem der Innennocken die Rolle oder den Gleitbacken einschließen muß, so werden diese letzteren in ihrer Größe außerordentlich stark beschränkt; auch die Gleitgeschwindigkeit in den Lagerungen der Zapfen ist ferner bei Rollenstößeln beträchtlich hoch.

Durch Anwendung von sehr gutem Material und guter Werkmannarbeit, und namentlich dadurch, daß es ihnen gelungen ist, außerordentlich glatte Oberflächen an den Rollen und Zapfen zu erzeugen, haben manche Fabriken sehr befriedigende Erfolge mit Innennocken erzielt. Trotzdem sind sie weder vom theoretischen noch vom Standpunkte der Herstellung zu empfehlen. Schon der Umstand, daß man die Innenflächen schleifen muß, genügt, um den Ausschlag zugunsten der Außennocken zu geben.

Die Kurventafeln in Abb. 102 bis 104 sowie die Anleitung zum Gebrauch dieser Tafeln in Abb. 105 bis 108 gelten für alle gängigen Abmessungen; für außergewöhnliche Fälle kann man die entsprechenden Formeln anwenden, die weiter unten angegeben sind. Diesen Formeln liegt die Annahme zugrunde, daß der Stößel in allen Fällen genau radial zum Nocken geführt wird. Ist zwischen Nocken und Stößel ein Hebel eingeschaltet, so muß man den Drehzapfen so anordnen, daß sich der Bogen, auf dem sich die Rollenmitte bewegt, einem radial gerichteten Strahl möglichst genau anschließt. Berücksichtigt man dies nicht, so erhält man eine stark verzerrte Kurve der Ventileröffnungen, die stärkere Ventilfedern bedingt, da die Ventilbeschleunigungen auf der einen

Seite des Nockenscheitels größer und auf der anderen kleiner als bei radialer Bewegung der Rollenmitte werden.

Die Ventilbeschleunigung erhält man in allen Fällen durch doppelte Differentiation der Wege in radialer Richtung nach der Zeit. Für die regelmäßigen Formen von Nocken, um die es sich hier handelt, gelten folgende Gleichungen:

1. für Nocken mit geradlinigen Flanken, tangential an den Grundkreis, ist die Ventilbeschleunigung

$$\omega^2 R \frac{(1 + 2 \operatorname{tg}^2 \Theta)}{\cos \Theta} \text{ m/s}^2;$$

2. für Nocken mit runder Spitze und erhaben oder hohl gekrümmten Flanken ist die Ventilbeschleunigung

$$\omega^2 R \frac{(\cos \Theta + n^2 \cos 2 \Theta + \sin^4 \Theta)}{(n^2 - \sin^2 \Theta)^2} \text{ m/s}^2;$$

3. für den einfachen harmonischen Nocken und für flachen Stößel ist die Ventilbeschleunigung

$$\omega^2 R \cos \Theta \text{ m/s}^2.$$

Hierbei ist

R im Fall 1 der Abstand der Rollenmitte von der Mitte der Nockenwelle in der Lage des Stößels, wo die Rolle den Grundkreis berührt, und in den Fällen 2 und 3 der Abstand der Mitte des Krümmungskreises von der Mitte der Nockenwelle in m ;

ω die Winkelgeschwindigkeit;

Θ für Flanken nach 1, 2 und 3 der Winkel, der seit der Berührung mit dem Grundkreis zurückgelegt wurde, und für die Spitze des Nockens der Winkel, der seit dem Scheitelpunkt zurückgelegt wurde, d. h. für die Fälle 2 und 3 der Winkel $180^\circ - \Theta$;

L der Krümmungshalbmesser in m ;

$n = \frac{L}{R}$, vgl. die zugehörigen Abbildungen.

Voranheben der Ventile. Da die Dauer der Eröffnung, die das Einlaßventil verlangt, kürzer als die für das Auspuffventil ist, so sind auch seine Beschleunigungen höher, da diese umgekehrt dem Quadrat der Zeit proportional sind. Aus jedem üblichen Diagramm der Ventil-erhebungen kann man ferner ersehen, daß die wirklichen Ventilerhebungen während der ersten und letzten 20 oder 30 Grade des Kurbelwinkels sehr klein sind, da die Ventilgeschwindigkeit bei Beginn und am Ende der Ventilbewegung Null ist. Wenn man daher den Ventilsitz derart zylindrisch vertieft, daß sich der äußere Umfang des Ventiltellers darin ähnlich wie ein Kolbenschieber führt, so ist es möglich, mit der Ventilbewegung früher zu beginnen und sie später endigen zu lassen. Da

sich der Ventilteller erst aus der Vertiefung erhoben haben muß, bevor eine merkliche Menge von Gemisch durch das Ventil strömen kann, so erreicht man bei gleichen Zeiten für Öffnen und Schließen des Ventils hierdurch, daß die Ventilbeschleunigung bedeutend geringer wird und daß man in der Regel für den Einlaß und den Auspuff gleiche Nocken verwenden kann. Die beschriebene Ausbildung des Ventilsitzes hat auch erheblichen Einfluß auf das Diagramm der Ventilerhebungen, insofern, als die Linie am Ende der Ventilbewegung nicht ganz allmählich abnimmt, sondern die Eröffnungen ziemlich groß bleiben und dann plötzlich Null werden.

Für den volumetrischen Wirkungsgrad der Maschine ist diese Eigenschaft der Ventile mit vertieftem Sitz oder mit Kolbenschieber sehr günstig, weil solche Einlaßventile im unteren Totpunkt noch weit offen sind und weil sie sich schließen, ehe sich der Kolben so weit zurückbewegt, daß er Gemisch durch das Ventil zurückschieben kann. Unter normalen Verhältnissen bemißt man die Vertiefung des Sitzes mit $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$ des Ventilhubes.

Ventilfedern. Bei den Ventilfedern hat man folgende Gesichtspunkte zu berücksichtigen:

1. die Kräfte an verschiedenen Stellen der Ventilbewegung,
2. die höchste Beanspruchung des Federdrahtes,
3. die Änderungen der Beanspruchung vom höchsten bis zum niedrigsten Wert,
4. periodische Schwingungen.

1. Aus dem Verlauf der Hübe und der Beschleunigungen des Ventils kann man auf folgende Weise ein Diagramm der Federspannungen in Abhängigkeit von den Ventilwegen entwickeln:

Man wählt mehrere Punkte der Kurve der Ventilerhebungen zwischen der Nockenspitze und der Umkehrstelle, wo sich die Spitzenkrümmung an die Flanke anschließt, und projiziert diese senkrecht abwärts auf die Kurve der Beschleunigungen und wagerecht auf eine senkrechte Achse. Auf den wagerechten Projektionslinien trägt man dann von den Punkten *A, B, C, D* aus die zu diesen Punkten gehörigen Ordinaten der Kurve der Beschleunigungen auf. Die Verbindungslinie dieser Punkte ergibt dann die zur Erzeugung der Verzögerungen notwendigen Kräfte in Abhängigkeit von den Ventilerhebungen, vgl. Abb. 111.

In Wirklichkeit folgt die Spannung aller Ventilfedern einem geradlinigen Gesetz. Eine Gerade, welche die abgeleitete über den Ventilerhebungen aufgetragenen Spannungslinie berührt, stellt daher das Spannungsgesetz für die geeignete Feder dar.

Ist *A* die Beschleunigung an irgendeiner Stelle in m/s^2 und *G* das Gewicht des Ventils mit Ventilstößel usw. einschließlich des halben Gewichtes der Feder (dessen Größe zunächst angenommen und, wenn er-

forderlich, später berichtigt wird) in kg, dann ist die notwendige Beschleunigungskraft $F = \frac{A \cdot G}{9,81}$ zuzüglich eines kleinen Zuschlags für Reibung.

Die kleinste Federspannung muß ausreichen, um das Auspuffventil bei fast geschlossener Drossel auf seinem Sitz festzuhalten; um ferner unnötige Belastungen im Ventilantrieb zu vermeiden, wählt man die größte Federspannung gerade nur so hoch, daß sie bei den höchsten Drehzahlen noch sicheren Überschuß über die Massenkräfte ergibt.

2. Die höchste auftretende Beanspruchung im Federdraht muß immer reichlich weit unterhalb der Streckgrenze bleiben, damit die Feder keine dauernde Formänderung erfährt, die ungespannte Länge nicht abnimmt und die Kraft zum Zusammen-drücken der Feder bis zu einer gewissen Länge nicht verringert wird. Es ist nicht ratsam, mit dieser Beanspruchung über 47 kg/mm^2 zu gehen, es ist aber unbedingt besser, die Höchstbeanspruchung zwischen 30 und 40 kg/mm^2 zu wählen.

3. Der Bereich der Federbeanspruchung, d. h. der Unterschied zwischen

der kleinsten Beanspruchung bei geschlossenem Ventil und der größten Beanspruchung bei voll geöffnetem Ventil soll möglichst klein sein, damit das Material der Feder nicht ermüdet und dadurch verschlechtert wird. Je nach der Güte des Stahles und der verlangten Lebensdauer der Feder wählt man diesen Unterschied nicht größer als 20 bis 25 kg/mm^2 .

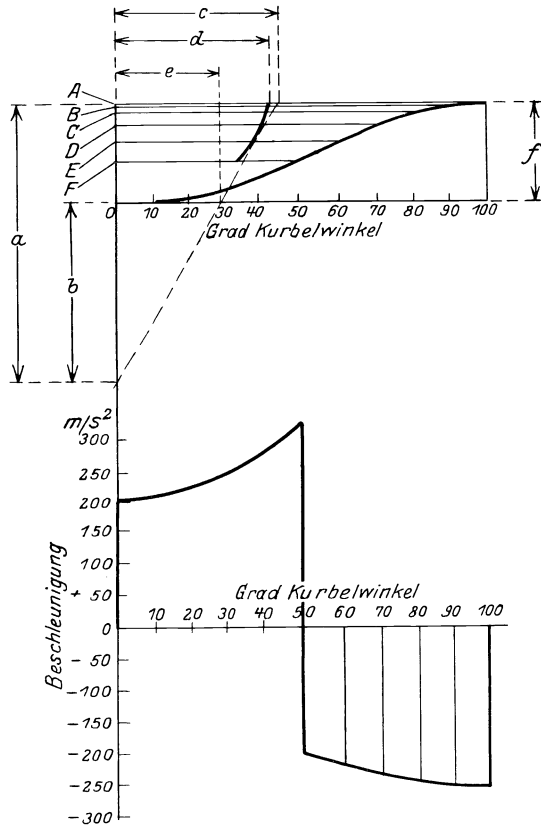


Abb. 111. Graphische Ermittlung der Ventilfeder.

- a Gesamtzusammendrückung der Feder.
- b Zusammendrückung bei geschlossenem Ventil.
- c Höchste Federkraft.
- d Höchste Beschleunigungskraft = $\frac{A \cdot G}{9,81}$.
- e Federspannung bei geschlossenem Ventil.
- f Ventilhub.

4. Ist die Masse der Feder im Verhältnis zu ihrer Härte (d. h. zu derjenigen Kraft in kg, die erforderlich ist, um die Feder um 1 cm axial zusammenzudrücken) zu groß, dann wird die Dauer der Eigenschwingung der Feder sehr groß und kann sogar in die Nähe derjenigen der Ventilbewegung gelangen. Hierdurch können so heftige Schwingungen hervorgerufen werden, daß die Feder bald ermüdet und die Ventilstößel nicht mehr auf den Nocken erhält.

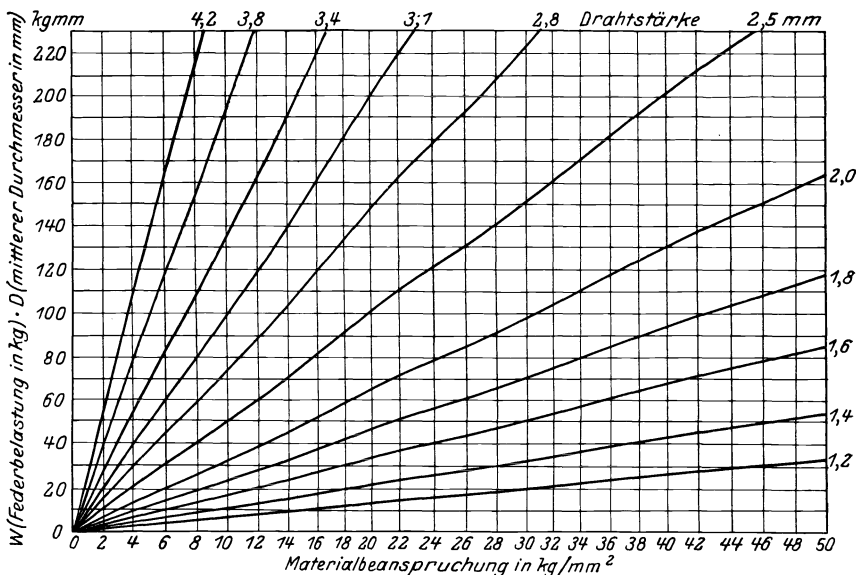


Abb. 112. Tafel zur Bestimmung von schwächeren Federn.

Eine an den Enden eingespannte Feder hat in der Mitte eine freie Eigenschwingungszahl

$$n = 1800 \sqrt{\frac{R}{G}}$$

Hierin ist:

n die Anzahl der Schwingungen in der Minute,

R die Härte der Feder, d. h. die Kraft in kg, die erforderlich ist, um die Feder um 1 cm axial zusammenzudrücken,

G das Gewicht der Feder in kg.

Ist n gleich der Drehzahl der Kurbelwelle oder ein Vielfaches davon (z. B. 2-, 3- oder 4-mal so groß), so ist es praktisch sicher, daß die Feder sehr stark schwingen und nicht lange richtig arbeiten wird.

Eine schwingende Feder erkennt man daran, daß sie beim Betrieb der Maschine wie verwischt aussieht, während man bei einer richtig arbeitenden Feder die mittleren Windungen klar unterscheiden kann,

da sie, solange das Ventil geschlossen ist, also während $\frac{2}{3}$ der Gesamtzeit, in Ruhe bleiben und das Auge diesen Eindruck festhält.

Die beigefügten Tafeln, Abb. 112 und 113, stellen Hilfsmittel für die richtige Wahl der Drahtstärke (Abb. 112 für schwächere, Abb. 113 für stärkere Drähte) dar, wenn die Spannungen und der angenäherte Wicklungsdurchmesser der Feder bekannt sind. Die Zusammendrückung s

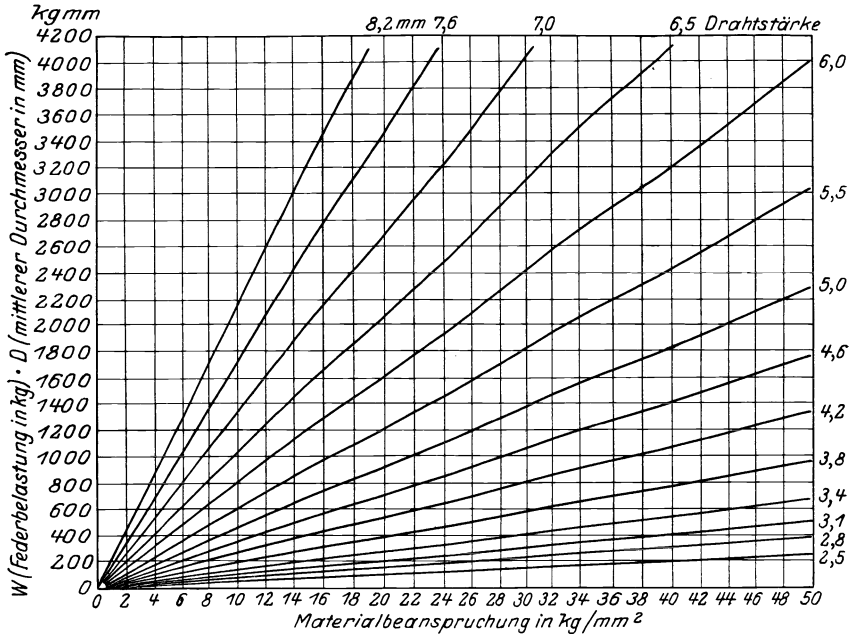


Abb. 113. Tafel zur Bestimmung von stärkeren Federn.

für je eine Windung kann man aus der Tafel der Federwege, Abb. 114, ablesen. Die Gesamtzusammendrückung S ist durch das Diagramm der Federspannungen in Abhängigkeit von den Ventilerhebungen, Abb. 111, festgelegt. Die Anzahl der wirksamen Gänge ist daher $\frac{S}{s}$ und die Gesamtzahl der Windungen $\frac{S}{s} + 2$.

Die größte Federbeanspruchung ist

$$\sigma = \frac{8 F \cdot D}{\pi d^3} \text{ in } \text{kg}/\text{mm}^2;$$

hierin ist

F = Höchstbelastung in kg,

D = mittlerer Durchmesser der Feder in mm,

d = Drahtstärke in mm.

Ferner ist die Zusammendrückung

$$S = \frac{8 F \cdot N \cdot D^3}{C \cdot d^4};$$

hierin ist

N = wirksame Zahl der Federwindungen (Gesamtzahl vermindert um 2),

C = der Schubmodul = 9000 kg/mm².

Die so gefundene Feder muß dann noch auf ihre Eigenschwingungszahl geprüft werden, ehe sie als geeignet betrachtet werden kann.

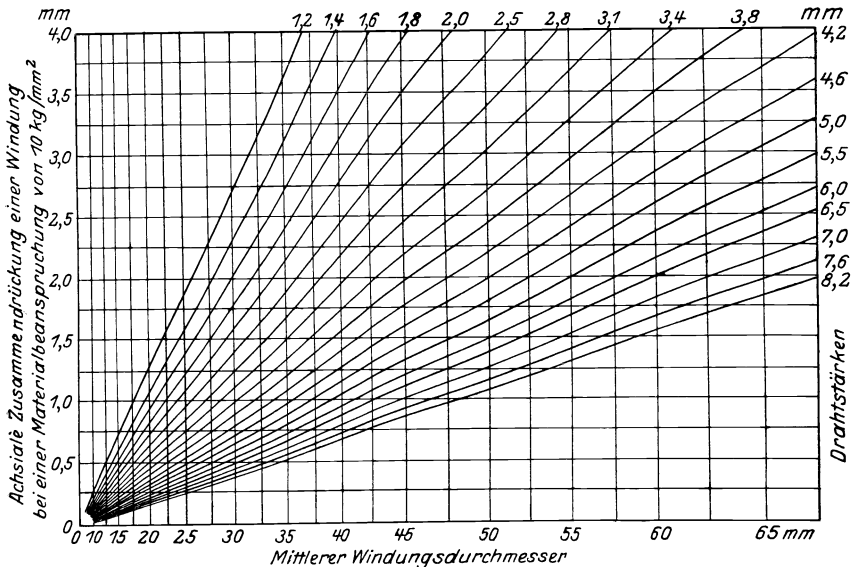


Abb. 114. Federwege für je einen Gang.

Die Bedingungen für die zulässige Beanspruchung und für die Eigenschwingungszahl von Ventildedern scheinen einander entgegengustehen; wenn nämlich die Grenzen für die Beanspruchung zu eng gezogen werden, so verliert die Feder an Steifheit und ihre Eigenschwingungen kommen leichter in Resonanz mit den Schwingungen des Ventiltriebes. Es bietet jedoch in der Praxis selbst bei sehr schnell laufenden Maschinen keine Schwierigkeiten, beiden Anforderungen zu genügen.

XI. Entwurf des Kolbens.

In großen Zügen kann man die wichtigsten Ziele, die man beim Entwurf eines Kolbens für die leichteren schnellaufenden Verbrennungsmaschinen anzustreben hat, folgendermaßen kennzeichnen:

1. Möglichst weitgehende Verminderung der Kolbenreibung,
2. Verminderung des Gewichts,

3. Ableitung der Wärme an die Zylinderwände,
4. Vermeidung von Öldurchtritt in den Verbrennungsraum,
5. Beschaffung ausreichenden Auflagers für den Kolbenbolzen.

Verminderung der Reibung und Verminderung des Gewichtes des Kolbens hängen in hohem Maße voneinander gegenseitig ab; denn der Hauptteil des mittleren Druckes, den der Kolben auf die Zylinderwände ausübt, wird bei jeder beliebigen schnellaufenden Maschine durch die Komponenten der Massenkkräfte entwickelt, deren Mittelwert, bezogen auf den ganzen Kreisprozeß, höher als der Gasdruck ist. Wird daher das Kolbengewicht verringert, so nimmt auch der mittlere Seitendruck ab, und bei gleichem spezifischen Seitendruck, d. h. bei gleicher Dauerhaftigkeit der Kolben, kann man somit die tragende Kolbenlauffläche fast in dem Verhältnis verkleinern, wie das Kolbengewicht abnimmt. Die Kolbenreibung hängt natürlich außerdem von der Art und Beschaffenheit des an den Zylinderwänden haftenden Öles ab.

Die allgemeinen Fragen der Schmierung und Reibung wurden schon weiter oben im Zusammenhang mit den Lagern besprochen, wo gezeigt wurde, daß die Reibung in weitem Maße der Größe der tragenden Fläche und der Zähflüssigkeit des Öles sowie, aber in viel geringerem Maß, auch der Belastung proportional ist. Im Falle der Kolben sind aber die Verhältnisse etwas verschieden; in erster Linie ist die mittlere Belastung geringer, die Gleitgeschwindigkeit dagegen höher als in irgendeinem Lager. Unter diesen Umständen spielen daher die Größe der tragenden Lauffläche und die Zähflüssigkeit des Öles eine besonders wichtige Rolle.

Was die tragende Kolbenlauffläche anbelangt, so ist klar, daß nur diejenigen Teile der Kolbenoberfläche wirksam sind, die senkrecht zur Achse der Kurbelwelle liegen, während die anderen Seiten des Kolbens überhaupt keinen Druck aufnehmen. Es ist daher offenbar vorteilhaft, wenn man alle nicht tragenden Teile der seitlichen Kolbenoberfläche beseitigt, damit die Fläche, über die die Ölschicht auf der Zylinderwand zerrissen werden muß, möglichst klein wird. Da auf die Kolbenlauffläche nur sehr geringe Belastungen entfallen, so genügt schon eine verhältnismäßig kleine Tragfläche. Bei mittleren leichten Kolben reicht eine wirksame Tragfläche an jeder Seite, deren Größe 50 vH der Fläche des Kolbenbodens beträgt, vollständig aus, sofern sie richtig angeordnet, d. h. gleichmäßig oberhalb und unterhalb des Kolbenbolzens verteilt ist und in der Breite etwa 90 bis 110 Grad umfaßt.

Bisher ist kein Fall bekannt geworden, wo ein Kolben infolge von Überlastung der Tragflächen gefressen hätte. 70 vH aller Fälle, wo Kolben gefressen haben, traten dadurch ein, daß auf die Ausdehnung und auf die Formänderungen des Kolbens keine genügende Rücksicht genommen wurde, und die restlichen 30 vH kann man auf völliges Versagen der Ölzufuhr zurückführen. Was die Abnutzung anbelangt,

so kann man diese bei gußeisernen Kolben hauptsächlich auf die Kolbenringe zurückführen. Es ist jedenfalls ein ganz ungewöhnlicher Fall, wenn auf dem Kolbenmantel oder auf der Zylinderlaufbahn über oder unter dem Teil, den die Kolbenringe bestreichen, irgendwie wesentliche Abnutzung festgestellt wird. Bei Kolben aus Aluminiumlegierungen ist die Lage etwas anders, weil das weichere Metall des Kolbens den harten Teilchen die Möglichkeit gibt, sich in der Lauffläche einzubetten und so an den Zylinderwänden zu schleifen oder zu polieren. Ferner liegen Beweise dafür vor, daß einige von diesen Legierungen dazu neigen, durch Absonderung eines harten Bestandteils sehr harte, schmirgelnde Oberflächen zu erlangen.

Im Vergleich mit anderen Lagerflächen der Maschine ist die Reibung des Kolbens ungewöhnlich hoch. Das kommt ohne Zweifel in erster

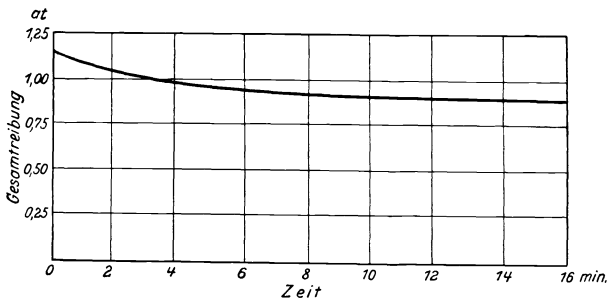


Abb. 115. Verlauf der Gesamtreibung bei konstanter Drehzahl und Temperatur.

Linie daher, daß das Öl teilweise verkocht und hierdurch seine Viskosität und sein Scherwiderstand bedeutend erhöht wird. Es sei daran erinnert, daß bei jedem Kreisprozeß der größte Teil des an den Zylinderwänden haftenden Öles der

vollen Flammentemperatur der brennenden Gase ausgesetzt wird. Außerdem ist wahrscheinlich der Widerstand des Öles größer, wenn die Bewegung ihre Richtung dauernd wechselt, als wenn sie, wie bei einer im Lager umlaufenden Welle, dauernd gleichgerichtet bleibt.

Als einen anschaulichen Beweis für den Einfluß der Verkokung des Öles auf die Kolbenreibung kann man folgende Beobachtung ansehen: Wird bei der Untersuchung von Maschinen auf dem elektrischen Prüfstand die Brennstoffzufuhr plötzlich unterbrochen, nachdem die Maschine unter Last gearbeitet hatte, und die Maschine mittels der elektrischen Maschine angetrieben, so ist das zur Überwindung der Reibung notwendige Drehmoment zuerst hoch; es nimmt aber schnell ab, sobald das verkokte Öl an den Zylinderwänden durch frisches reines Öl aus der Schmieranlage ersetzt wird.

Abb. 115 stellt in Abhängigkeit von der Zeit den kennzeichnenden Verlauf des gesamten Reibungsdrehmomentes dar, der sich auf diese Weise ergeben hat. Die Maschine lief bei diesem Versuch beträchtlich lange unter voller Last mit 1200 Uml./min, bis ihr Wärmezustand nor-

mal geworden war. Dann wurden gleichzeitig Kühlwasser und Brennstoff abgesperrt und die Maschine mittels der Bremsdynamo mit genau der gleichen Drehzahl weiter getrieben. Der Wechsel von Vollast in Antrieb mittels der Dynamo

wurde ohne meßbare Unterbrechung und ohne merkliche Änderung der Drehzahl durchgeführt. In diesem besonderen Fall waren die Reibungsverluste in den Lagern und in den Nebenantrieben sowie die Pumpverluste der Maschine vorher sämtlich einzeln ermittelt worden; sie entsprachen bei 1200 Uml./min einem mittleren Kolbendruck von 0,457 at. Zieht man diesen Wert ab, so stellt die Linie in Abb. 116 die Kolbenreibung allein dar, die, wie man erkennt, zuerst einem mittleren Kolbendruck von 0,668 at entspricht und innerhalb 10 Minuten, nach Unterbrechung der Brennstoffzufuhr, auf 0,457 at abnimmt. Nach Ablauf dieser Zeit kann man annehmen, daß praktisch das ganze verkockte Öl an den Zylinderwänden durch Frischöl ersetzt ist.

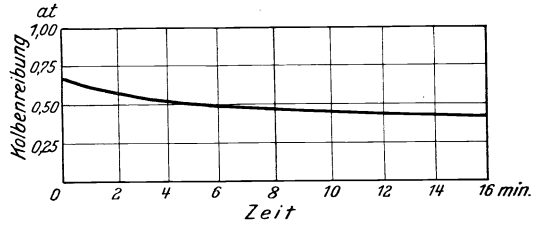


Abb. 116. Verlauf der Kolbenreibung bei konstanter Drehzahl und Temperatur.

Einfluß der Temperatur auf die Kolbenreibung. Wie zu erwarten war, hängt die Kolbenreibung in hohem Grade von der Öltemperatur ab,

und da die Öltemperatur in erster Linie durch die Temperatur der Zylinderwände bestimmt wird, an denen es haftet, so folgt, daß die Reibung auch sehr wesentlich von der Temperatur des Kühlwassers abhängt. Bekanntlich drückt sich der Einfluß der Zylindertemperatur

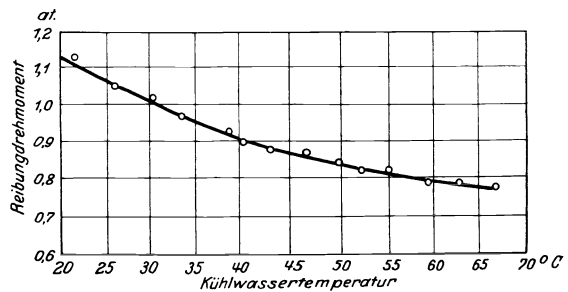


Abb. 117. Abhängigkeit des Reibungs-Drehmomentes von der Temperatur des Kühlwassers.

auf Leistung und Wirkungsgrad darin aus, daß die indizierte Leistung einer Maschine mit steigender Temperatur abnimmt, weil der geringe Gewinn infolge der Verminderung der Wärmeverluste durch den Verlust infolge des kleineren Gewichtes der Ladung bei weitem übertroffen wird. Praktisch nehmen allerdings die Nutzleistung und die Wirtschaftlichkeit einer Maschine mit steigender Temperatur im allgemeinen zu, weil die verminderte Kolbenreibung den Verlust an indizierter Leistung mehr als aufwiegt. Abb. 117 zeigt die Ergebnisse von

Versuchen an einer normalen Vierzylinder-Lastwagenmaschine bei Antrieb mit 900 Uml./min durch die Bremsdynamo. Bei diesem Versuch wurden, nachdem die Maschine eine Zeitlang gelaufen war, die Kühlwassermäntel gründlich mit kaltem Wasser durchgespült, bis sich die Zylinder auf die Temperatur der Außenluft abgekühlt hatten. Dann wurde der Zufluß von Kühlwasser unterbrochen und die Erwärmung des Wassers in den Kühlmänteln sowie das entsprechende Reibungsdrehmoment, ausgedrückt durch einen mittleren Kolbendruck der Maschine, in Abständen von 2 zu 2 Minuten gemessen.

Bei dieser Maschine waren die Reibung der Lager und der Nebenantriebe und die Pumpverluste vorher getrennt bestimmt worden, ihre Größe entsprach bei etwa 50° C einem mittleren Kolbendruck von 0,387 at. Zieht man diesen Wert durchgehend ab, so sieht man, daß die Kolbenreibung von 0,74 at bei 21° C Zylindertemperatur auf 0,39 at bei 65,6° C abnimmt. In diesen Temperaturgrenzen nimmt bei dieser besonderen Maschine der mittlere indizierte Kolbendruck um etwa 2 vH oder 0,14 at ab, und da die Kolbenreibung im gleichen Bereich um 0,35 at abnimmt, so nimmt in Wirklichkeit die Leistung bei höherer Temperatur der Zylinder um 0,21 at oder 3 vH zu. Diese Werte stimmen mit den Ergebnissen der Messungen bei Betrieb der Maschine mit eigener Kraft gut überein; die Mehrleistung der Maschine bei der höheren Temperatur erreichte fast 4 vH. Immerhin darf man diese Versuchsergebnisse nicht unmittelbar miteinander vergleichen, und zwar aus folgenden Gründen:

1. Läuft die Maschine mit eigener Kraft, so sind die Temperaturen des Kolbens und der Innenseite der Zylinder höher als die Temperatur des Wassers in den Kühlmänteln. Das könnte dahin wirken, daß der Unterschied zwischen der Kolbenreibung bei der kalten und der Kolbenreibung bei der warmen Maschine kleiner wird, weil sich der ganze Wärmezustand der Maschine in Wirklichkeit erhöht.

2. Wurde die Maschine mittels der Dynamo angetrieben, so war das Öl an den Zylinderwänden rein und infolgedessen die Kolbenreibung geringer. Beim Betrieb der Maschine mit eigener Kraft war jedoch die Kolbenreibung zweifellos bei allen Temperaturen um etwa 30 vH größer. Das vergrößert den Unterschied und übersteigt wahrscheinlich den Einfluß der Temperaturunterschiede.

Ableitung der Wärme. Die Ableitung der Wärme aus dem Kolbenboden erfolgt:

1. durch die Kolbenringe an die Zylinderwände,
2. durch die Tragfläche des Kolbens an die Zylinderwände,
3. durch Übergang an das Öl und die Luft unter dem Kolben.

Für die Richtigkeit der Annahme, daß auf alle Fälle bei kleineren Maschinen der größte Teil der Wärme über die Kolbenringe an die

Zylinderwände abgeleitet wird, sprechen zahlreiche Beobachtungen. Man könnte zahlreiche Versuche anführen, die als Bestätigung dieser Theorie angesehen werden müssen, aber es genügt hier vielleicht, darauf hinzuweisen, daß, wie Versuche ergeben haben, die Temperatur eines Kolbenbodens nur wenig höher wird, wenn man jede Möglichkeit eines Wärmeüberganges durch die Tragflächen des Kolbens verhindert. Auf alle Fälle ist aber klar, daß die Wärme genügend schnell nur durch denjenigen Teil des Kolbenmantels oder der Tragfläche abgeleitet werden kann, der sich unter dem Einfluß des Pleuelstangenschubes fest gegen die Zylinderwand legt und infolgedessen von dieser Wand durch die dünnste und in lebhafter Bewegung befindliche Ölschicht getrennt ist.

Der Anteil an Kolbenwärme, den der Luftstrom und das Öl unter dem Kolben abführen, kann nicht groß sein und braucht nicht ernstlich berücksichtigt zu werden, ausgenommen in Fällen, in denen man besondere Mittel verwendet, um diese Wirkungen zu verstärken.

Durchaus begreiflich ist es, daß der wichtigste Gesichtspunkt die Ableitung der Wärme von der Mitte des Kolbenbodens nach dem Rande hin ist; gelingt es, die Wärme überhaupt erst bis an den Rand des Kolbenbodens fortzuleiten, dann hat man auch, wie die Erfahrung lehrt, keine Schwierigkeiten mehr, die Wärme ganz los zu werden. Damit die Wärme leichter aus der Mitte nach dem Rande des Kolbens fortgeleitet wird, soll der Kolbenboden so dick sein, wie es sich mit den Grenzen des Kolbengewichtes verträgt, und auch die Wärmeleitfähigkeit des Kolbenbaustoffes soll so hoch wie möglich sein. In den letzten Jahren hat sich die Verwendung von Aluminiumlegierungen für Kolben besonders gut eingeführt, und zwar nicht nur, weil deren spezifisches Gewicht etwa ein Drittel des spezifischen Gewichtes von Gußeisen beträgt, sondern auch, weil deren Wärmeleitfähigkeit ungefähr fünfmal so groß wie die des Gußeisens ist. Die Wärmeableitung ist, wie man beobachtet hat, bei Anwendung solcher Legierungen so stark, daß man selbst bei Zylindern für mehr als 120 PS Leistung die Kolbenböden nicht stärker zu bemessen braucht, als aus Rücksicht auf ihre Festigkeit notwendig ist.

In neuerer Zeit hat man alle Flugmotoren und viele andere schnelllaufenden Verbrennungsmaschinen mit Kolben ausgerüstet, die ganz aus Aluminiumlegierung bestehen. Einwände gegen Kolben, die ganz aus Aluminium bestehen, sind:

1. Wegen der hohen Wärmeausdehnungszahl von Aluminium muß das Spiel des Kolbens in der Zylinderbohrung groß sein; das verursacht einen hörbaren Schlag, wenn am Ende des Verdichtungshubes der Druck des Kolbens gegen die Zylinderwand seine Richtung wechselt.
2. Aluminium ist ein verhältnismäßig weiches Metall, das den harten Teilchen die Möglichkeit bietet, sich in die Oberfläche einzubetten,

und kann daher zu schneller Abnutzung der Zylinderwände führen, wenn sie nicht sehr harte Oberflächen haben.

3. Wenn man Gußstücke aus Aluminium nicht sehr sorgfältig ausglüht, so neigen sie dazu, zu wachsen und sich zu verziehen, so daß das Kolbenspiel aus diesem Grunde noch größer bemessen werden muß.

Keiner dieser Einwände ist jedoch stichhaltig, wenn man nur den Kolbenboden und den die Kolbenringe tragenden Teil aus Aluminium, die Tragfläche dagegen aus Gußeisen herstellt. Die hohe Wärmeleitfähigkeit und das geringe Gewicht des Aluminiums kann man auch bei dieser Bauart mit Vorteil ausnützen.

Eindringen von Schmieröl in den Verbrennungsraum. Eine sehr häufige Art von Störungen bei Verbrennungsmaschinen und insbesondere bei schnelllaufenden der geschlossenen Bauart ist, daß Schmieröl in den Verbrennungsraum eindringt, wo es an den Wänden des Verbrennungsraumes sowie auf dem Kolbenboden verkocht wird und die Ursache von Detonation und schließlich von Frühzündungen bildet.

Ursachen für den Durchtritt von Öl an den Kolbenringen vorbei in den Verbrennungsraum sind:

1. Beim Abwärtsgang des Kolbens wird das Öl nach aufwärts gegen die Kolbenringe gepreßt, da die Kolbenbewegung in Verbindung mit dem Druck seiner Tragfläche gegen die Zylinderwand einen ziemlich hohen hydraulischen Druck erzeugt und das Öl sozusagen gegen die Ringe aufgewalzt wird.

2. Die Bewegung der Kolbenringe in ihren Nuten wirkt wie eine Pumpe, die das Öl in den Verbrennungsraum fördert.

Um daher das Eindringen des Öles in den Verbrennungsraum nach Möglichkeit zu verhindern, muß man folgendes berücksichtigen:

1. Das Auftreten eines hohen hydraulischen Druckes im Öl kann man verhindern, indem man Löcher in die Tragfläche des Kolbens bohrt, durch die eine Druckentlastung bewirkt wird, und indem man Ablauflöcher im Kolben unmittelbar unter dem letzten Kolbenring anordnet.

2. Wenn sich der Kolben abwärts bewegt, so legen sich alle Kolbenringe gegen die oberen Seiten der Nuten, während sich die Räume zwischen den Ringen und den unteren Seiten der Nuten mit Öl füllen, das von der Wand abgeschabt wird. Bewegt sich dann der Kolben wieder aufwärts, wechseln die Ringe ihre Lage und legen sich unten in den Nuten auf. Das Öl läuft daher hinten um die Ringe herum auf ihre oberen Seiten und am oberen Ende dieses Hubes, wenn die Ringe wieder ihre Stellung wechseln, wird ein Teil dieses Öles herausgequetscht. Diese Beschreibung bestätigt, daß jeder Kolbenring wie eine Ölpumpe ohne Ventile wirkt und das Bestreben hat, Öl in den Verbrennungsraum zu fördern.

Um diese Pumpenwirkung nach Möglichkeit einzuschränken, muß man

1. die Ringe in ihren Nuten so genau wie möglich einpassen,
2. unter dem untersten Kolbenring für reichlichen Ölabbau sorgen, damit etwa abgeschabtes Öl frei entweichen kann;
3. die Neigung der Kolbenringe, Öl zu fördern, kann ferner dadurch stark eingeschränkt werden, daß man in die Böden der Ringnuten hinter den Ringen Löcher bohrt, so daß auch etwa hinter die Ringe gelangendes Öl frei austreten kann.

Dieses letztere Mittel darf man jedoch nur bei der untersten Kolbenringnut anwenden, da durch derartige Löcher natürlich auch Gas entweichen kann. Abb. 118 zeigt eine Anordnung für Kolbenringe, die sich gegen Eindringen von Öl in den Verbrennungsraum als sehr wirksam erwiesen hat.

Ein weitverbreiteter Glaube ist, daß das Eindringen von Öl in den Verbrennungsraum in erster Linie von dem Druck oder Unterdruck im Zylinder abhängt, und daß infolge des Unterdruckes im Zylinder während des Saughubes das Öl an den Kolbenringen vorbeigesaugt wird. Diese Ansicht gründet sich darauf, daß der Auspuff einer Maschine sichtbar wird, wenn man nach längerem gedrosselten Lauf die Drossel wieder voll öffnet, was als Beweis dafür gelten kann, daß zuviel Öl in den Verbrennungsraum gelangt. Auch kann man, wenn die Maschine längere Zeit mit fast geschlossener Drossel gelaufen ist, flüssiges Öl im Verbrennungsraum finden, wenn man die Zylinder oder die Ventilverschraubungen abnimmt.

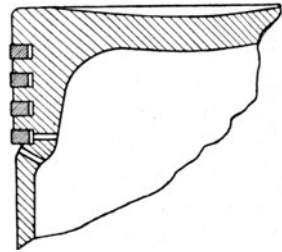


Abb. 118. Kolben mit Ölabbaubohrungen am untersten Kolbenring.

Trotz dieser Beobachtungen ist die Anschauung durchaus falsch; denn die Ölmenge, die an den Kolbenringen vorbei in den Verbrennungsraum dringt, ist nur eine Funktion der Drehzahl der Maschine, weil der Druck, der durch die Pumpwirkung der Kolbenringe entsteht, viel zu hoch ist, als daß er durch die verhältnismäßig kleinen Druckunterschiede im Zylinder irgendwie beeinflußt werden könnte. Arbeitet eine Maschine mit Vollast oder fast mit Vollast, so verbrennt das Öl, das in den Verbrennungsraum gelangt, zugleich mit dem Brennstoff. Die Verbrennung ist dann so vollständig, daß kein Öldampf im Auspuff sichtbar wird. Bei Leerlauf reicht dagegen die Verbrennungstemperatur infolge der hohen Verdünnung des Gemisches durch Auspuffgase und des verhältnismäßig höheren Wärmeverlustes nicht mehr aus, um das Öl zu verbrennen, mit dem Ergebnis, daß sich das Öl im Verbrennungsraum ansammelt, bis die Drossel wieder geöffnet wird. Dann ist aber

die Ölmenge so groß, daß nicht genug Sauerstoff vorhanden ist, um das Öl in der ersten Zeit restlos zu verbrennen. Das Öl verbrennt daher nur teilweise und entweicht durch den Auspuff als bläulicher Rauch, d. h. als verdampftes, aber nicht verbranntes Öl.

Bei jeder normalen schnellaufenden Verbrennungsmaschine der geschlossenen Bauart verbrennen etwa 90 vH des verbrauchten Schmieröles als Brennstoff im Zylinder. Dies müßte man bei der Berechnung des Wirkungsgrades einer Maschine stets berücksichtigen und als Grundlage für diese Berechnung den Verbrauch von Brennstoff und Öl verwenden. Bei den meisten normalen Maschinen ist aber der Ölverbrauch im Verhältnis zum Brennstoffverbrauch nur klein, so daß er den Brennstoffverbrauch nicht wesentlich ändert; bei gewissen Arten von Flugmotoren jedoch, besonders bei Motoren mit umlaufenden Zylindern, ist der Ölverbrauch so hoch, daß er den Brennstoffverbrauch wesentlich verringert und ein falsches Bild von der Brennstoffsparsamkeit des Motors erwecken kann.

Der Verfasser hat eine Anzahl von Versuchen durchgeführt, um den Einfluß von Druck und Geschwindigkeit auf den Durchtritt von Öl nach dem Verbrennungsraum festzustellen. Hierbei wurde der Motor von außen getrieben und das an dem Kolben vorbeidringende Öl unter folgenden Verhältnissen gesammelt:

1. atmosphärischer Druck auf beiden Seiten des Kolbens,
2. gleichförmiger Unterdruck von 508 mm Q.-S. im Zylinder,
3. gleichförmiger Überdruck von 3,16 at auf der Oberseite des Kolbens.

In allen drei Fällen waren die Ölmengen, die im Laufe einer Stunde am Kolben vorbeidrangen, innerhalb der Beobachtungsfehler, d. h. sicherlich auf 10 vH, genau gleich. In allen drei Fällen änderte sich auch die Ölmenge beinahe direkt proportional der Drehzahl.

In Abb. 119 ist eine besondere Maschine dargestellt, die zum Untersuchen von Kolben und Kolbenringen nach folgenden drei Richtungen hin dient:

1. auf Reibung,
2. auf Undichtheit,
3. auf Vorbeidrängen von Öl.

Die Maschine besteht aus einem Kurbelgehäuse und einem mit Wasser gekühlten Zylinder, in den man verschiedene Kolben, Kolbenringe usw. einpassen kann. Der Kolben wird durch Kurbel und Pleuelstange hin und her bewegt, und damit keine Schwingungen auftreten, sind hin und her gehende Ausgleichgewichte vorhanden, die von Exzentrern bewegt werden. Der Zylinder ist gegen Wärmeableitung an das Kurbelgehäuse isoliert und die Kolbenreibung wird unmittelbar durch die Erwärmung des Wassers im Zylindermantel gemessen. Damit

sich die Wassererwärmung gleichmäßig verteilt, wird das Wasser im Zylindermantel mittels einer kleinen Schraube, die von der Kurbelwelle durch einen Riemen angetrieben wird, im Umlauf erhalten.

Das obere Ende des Zylinders ist mit einem großen und stark isolierten Aufnehmer verbunden, dessen Inhalt genügt, um irgend merkliche Änderungen im Druck infolge der Bewegung des Kolbens zu verhindern, so daß bei jedem Hub die gleiche Luft in den Zylinder angesaugt und wieder ausgestoßen wird und Versuchsfehler durch Eindringen von kalter Luft in das Innere des Zylinders vollständig oder jedenfalls fast vollständig vermieden werden. Dieser Behälter ist wiederum mit einer Luftpumpe verbunden, so daß man den Gegendruck über dem Kolben in jedem gewünschten Grade erhöhen oder verringern sowie den Einfluß des Gasdruckes auf

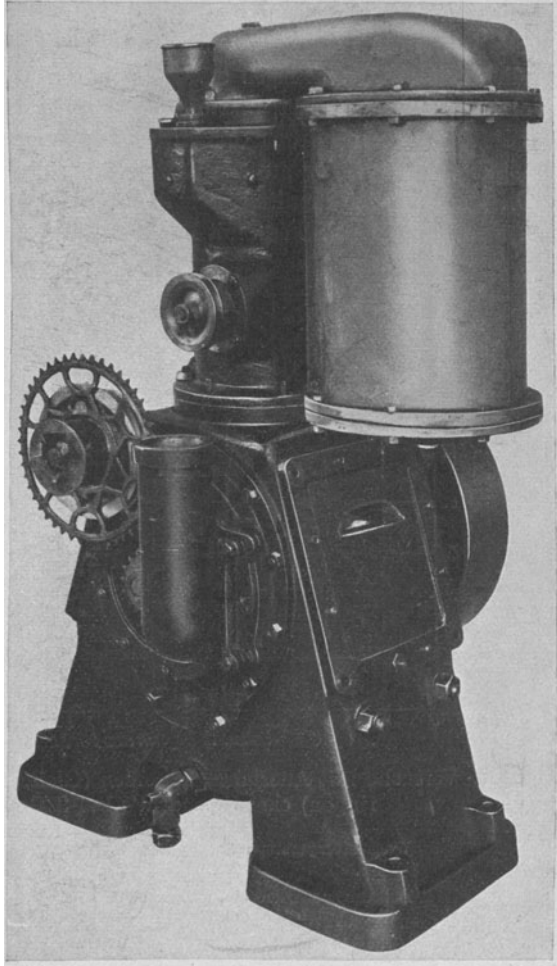


Abb. 119. Maschine zum Untersuchen von Kolben und Kolbenringen.

die Kolbenreibung und den Durchtritt von Öl am Kolben prüfen kann.

Zum Schmieren wird Öl unter einem Druck von 2,11 at durch die hohle Kurbelwelle eingepreßt. Von hier gelangt es durch das Pleuellager nach außen und wird dann gegen die Zylinderwände geschleudert.

Zur Messung der Gasdichte und der Undichtheit von Kolbenringen wird der Behälter abgebaut und statt dessen ein flacher Deckel auf den

Zylinder gesetzt. Dieser Deckel ist mit einem kleinen und sehr leichten selbsttätigen Einlaßventil versehen, das mit einem Gerät zur Messung von Luftmengen verbunden ist. Wenn der Deckel aufgelegt ist, dann verdichtet und entspannt der Kolben abwechselnd die Luft im Zylinder, wobei ein höchster Druck von etwa 15,5 at erreicht wird. Jede Undichtheit an den Ringen ersetzt sich dadurch, daß Luft durch das Einlaßventil nachströmt, und die Luftmenge, die so verbraucht wird, um die Luftverluste durch Undichtheit auszugleichen, wird an der Verdängung von Wasser gemessen.

Die Maschine ist unmittelbar mit einem elektrischen Pendeldynamometer verbunden und kann mit Drehzahlen von 600 bis 2500 Uml./min

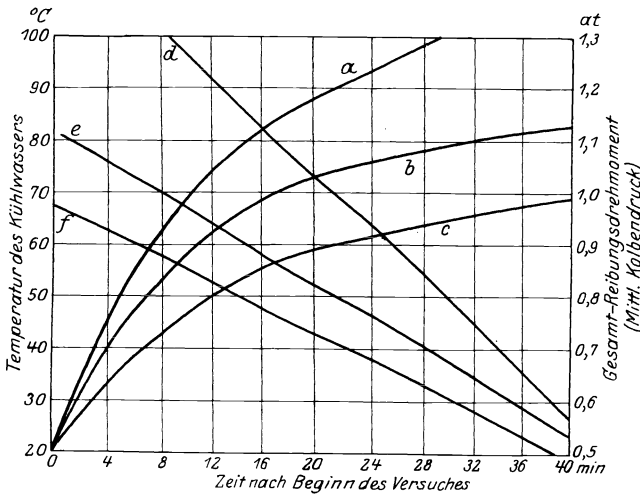


Abb. 120. Versuche mit Aluminiumgußkolben (Gleitschuh-Bauart mit 3 Kolbenringen) ohne Gegendruck bei 3 Drehzahlen.

Wassertemperaturen	{	a bei 2000 Uml./min
		b „ 1600 „
		c „ 1200 „
Reibungsdrehmomente, ausgedrückt in at mittl. Kolbendruck	{	d bei 2000 Uml./min
		e „ 1600 „
		f „ 1200 „

betrieben werden. Das Drehmoment, das bei jeder Drehzahl insgesamt notwendig ist, um die Maschine anzutreiben, kann man unmittelbar am Arm des Dynamometers messen, während der Kraftverlust durch die Kolbenreibung allein aus der Erwärmung des Wassers im Zylinder-mantel bestimmt wird.

Die wahre Höhe der Kolbenreibung genau zu bestimmen, ist wegen der Verluste durch Strahlung usw. nicht leicht, aber Vergleichswerte für die Reibung von zwei Kolben oder über den Einfluß irgendeiner Änderung der Kolbenbauart oder der Kolbenringe auf die Reibung

kann man außerordentlich genau erhalten, indem man den Verlauf der Wassertemperaturen im Zylindermantel vergleicht. In Abb. 120 bis 122

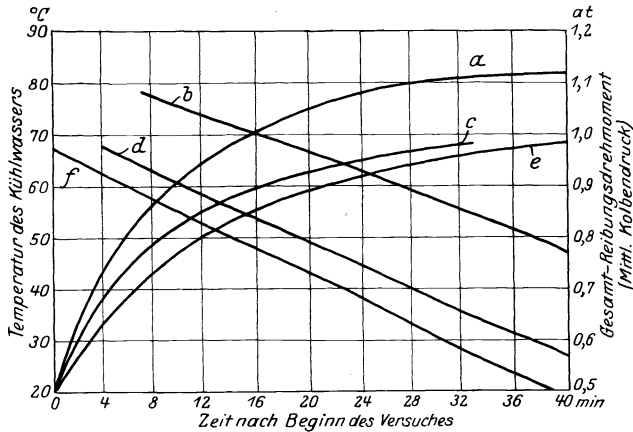


Abb. 121. Versuche an drei verschiedenen Kolbenbauarten bei 1200 Uml./min.

Kühlwassertemperaturen	{	a Gußeisenkolben.
		e Aluminium-Tauchkolben.
		e Aluminiumkolben der Gleitschuhform.
Reibungsdrehmomente, ausgedrückt in at mittl. Kolbendruck	{	b Gußeisenkolben.
		d Aluminium-Tauchkolben.
		f Aluminiumkolben der Gleitschuhform.

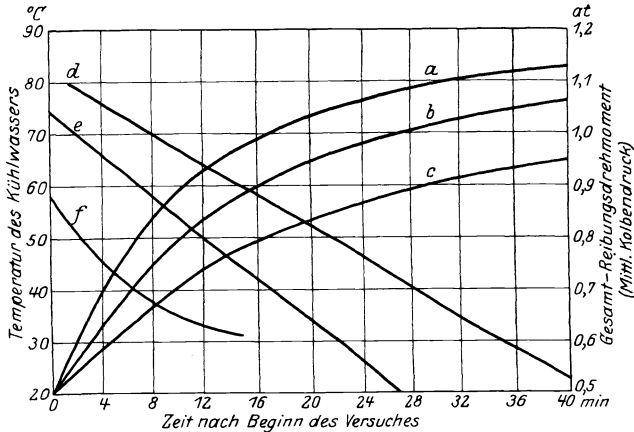


Abb. 122. Versuche mit verschiedener Anzahl von Kolbenringen.

Kühlwassertemperaturen	{	a Mit drei Ringen.
		b Oberster Ring ausgebaut
		c Oberster u. mittlerer Ring ausgebaut.
Reibungsdrehmoment (ausgedrückt in at mittl. Kolbendruck)	{	d Mit drei Ringen.
		e Oberster Ring ausgebaut.
		f Oberster u. mittlerer Ring ausgebaut.

sind derartige Aufzeichnungen über die Änderung der Temperatur mit der Zeit sowie über die Gesamtreibung der Maschine, ausgedrückt in at

mittlerem Kolbendruck, bei verschiedenen Bauarten von Kolben, bei verschiedener Anzahl von Kolbenringen usw. wiedergegeben.

Um an Gewicht zu sparen und zu vermeiden, daß sich der Kolben verzieht, soll man, wie einleuchtet, den Druck möglichst unmittelbar vom Kolbenboden auf die Pleuelstange und von der Pleuelstange auf

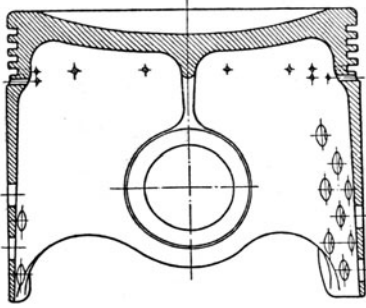


Abb. 123.

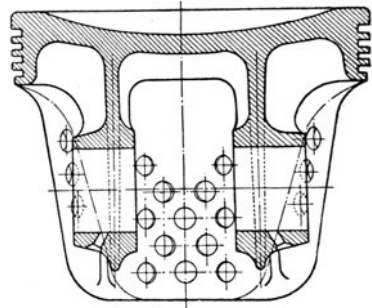


Abb. 125.

Abb. 123 bis 125. Aluminiumkolben der Gleitschuhbauart für eine große schnelllaufende Maschine.

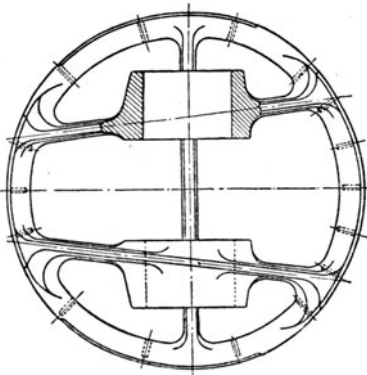


Abb. 124.

die Lagerlaufflächen übertragen. Die übliche Art, den Druck vom Kolbenboden über die Seitenwände des Kolbens und die Kolbenringnuten in die beiden äußersten Enden des Kolbenbolzens fortzuleiten, ist nicht zu empfehlen. Es ist offenbar weitaus besser, wenn der Druck unmittelbar vom Kolbenboden auf den Kolbenbolzen übertragen und

von diesem an zwei Stellen aufgenommen wird, die so nahe an der Kolbenachse liegen, wie es die Breite des Lagers am Kolbenende der Pleuelstange zuläßt.

In Abb. 123 bis 125 ist die Bauart eines Kolbens, der ganz aus Aluminium besteht, wiedergegeben, der vielleicht die leichteste mögliche Lösung darstellt. Bei diesem Kolben übertragen zwei Hauptrippen den Druck vom Kolbenboden auf den Kolbenbolzen und von dort auf die Laufflächen des Lagers. Auch sind alle überflüssigen Tragflächen beseitigt. Die Bauart ist unter der Bezeichnung „Gleitschuh“-Kolben bekannt geworden und hat in weitem Maß Anwendung gefunden, insbesondere bei sehr schnelllaufenden Maschinen, wo sich ihr geringes Gewicht, ihre geringen Reibungsverluste und ihr günstiges Verhalten gegenüber dem

in den Verbrennungsraum aufsteigenden Schmieröl sehr vorteilhaft erwiesen haben. Der in Abb. 123 bis 125 dargestellte Kolben ist der größte

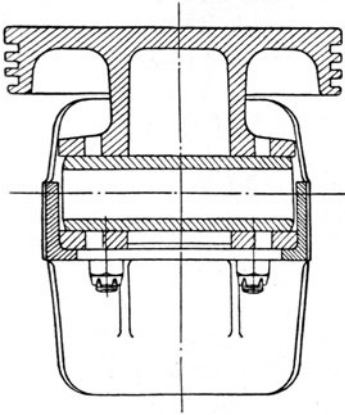


Abb. 126.

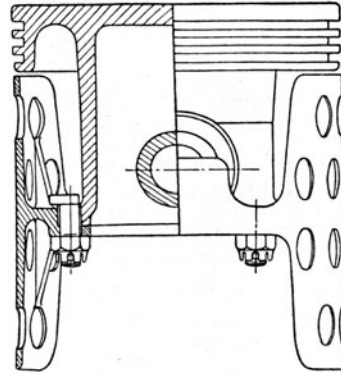


Abb. 127.

Abb. 126 und 127. Gußeisen-Aluminiumkolben mit Aluminiumkopf und damit fest verbundenen Gußeisen-Gleitschuhen.

Kolben, der bisher für Maschinen dieser Art ausgeführt worden ist, denn er überträgt 135 PS bei 1400 Uml./min.

Abb. 126 und 127 stellen eine abweichende Bauart dar, bei der die Gleitschuhe oder Tragflächen aus Gußeisen bestehen. Diese Bauart hat außerdem den Vorteil, daß der frei bewegliche Kolbenbolzen in der Achsrichtung durch die gußeisernen Schürzen festgelegt wird, so daß er keine andere seitliche Sicherung braucht, die stets ein schwieriges Problem darstellt.

Abb. 128 bis 130 stellen noch eine weitere Kolbenbauart dar; hier steht der aus Aluminiumlegierung bestehende Oberteil gelenkig mit einem die gußeisernen Tragflächen aufnehmenden Kreuzkopf nur durch den Kolbenbolzen oder vielmehr

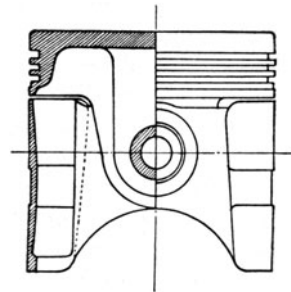
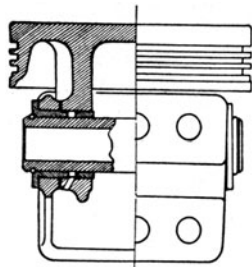


Abb. 130.

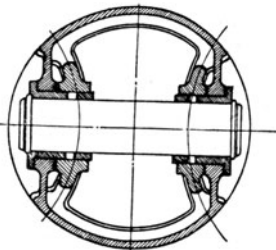


Abb. 128 und 129.

Abb. 128 bis 130. Gußeisen-Aluminiumkolben mit Aluminiumkopf und gelenkartig damit verbundenen Gußeisen-Gleitschuhen.

durch dessen Lagerbüchse in Verbindung, in denen der Kolbenbolzen frei drehbar ist. Diese Bauart hat den Vorteil, daß sie billiger und weniger zerbrechlich als die nach Abb. 126 und 127 ist, und daß sich außerdem der Aluminiumkopf des Kolbens frei im Zylinder zentrieren kann. Ihr Hauptmangel ist, daß sie sehr sorgfältige Herstellung bedingt.

Das Schlagen der Kolben. Infolge des großen Spieles im Zylinder, das man bei Aluminiumkolben zulassen muß, ist es sehr schwer, geräuschlosen Lauf der Maschine zu erzielen, weil der Kolben am Ende des Verdichtungshubes heftig von einer Seite des Zylinders gegen die andere gedrückt wird. Das Geräusch ist am stärksten wahrnehmbar, wenn die Maschine langsam mit geringer Belastung arbeitet, weil der Kolben unter diesen Betriebsverhältnissen kalt und daher sein Spiel im Zylinder am größten ist, und weil dann die anderen mechanischen Geräusche der Maschine weniger in die Erscheinung treten.

Man hat schon verschiedene Mittel erprobt, um dieses störende Geräusch zu beseitigen. Wiederholt hat man Kolben verwendet, deren normales Spiel im Zylinder sehr klein und deren Laufmantel geschlitzt ist, damit er elastisch nachgeben kann und daher gegen Fressen geschützt wird. Andere wieder sind sogar so weit gegangen, Federn zwischen die Pleuelstange und den Kolben einzuschalten, die den Kolben stets gegen eine und dieselbe Zylinderseite drücken sollen. Wieder andere haben das Verfahren verwendet, den Kolbenbolzen etwas seitlich von der Kolbenmitte anzuordnen, so daß der Kolben stets das Bestreben hat, um den Bolzen zu kippen. Diese Kolbenbauart schien zuerst aussichtsvoll, erwies sich jedoch bei weiteren Versuchen als unwirksam. In welcher Weise sich eine derartige seitliche Versetzung des Kolbenbolzens tatsächlich auswirkt, ist in Abb. 131 dargestellt, worin die Stellungen des Kolbens während der verschiedenen Stufen des Kreisprozesses schematisch angedeutet sind.

Abb. 132 zeigt ein dem Verfasser patentiertes Verfahren in Anwendung bei einem Kolben der Gleitschuhbauart; hierbei sind die Tragflächen vom Kolbenboden getrennt, damit die Wärme nicht unmittelbar übergehen kann und die Verwendung kleineren Kolbenspiels zulässig ist. Diese Bauart hat sich als Schutz gegen den Durchtritt von Schmieröl hinter den Kolbenringen sehr erfolgreich erwiesen, weil das Öl unterhalb der Kolbenringe besonders leicht abfließen kann. Dagegen ermöglichte sie nicht, das Kolbenspiel irgendwie merklich zu verringern, aus dem einfachen Grunde, weil auch sonst sehr wenig Wärme vom Kolbenboden bis in die Tragflächen fortgeleitet wird. Mit anderen Worten, man hat gefunden, daß auf alle Fälle bei verhältnismäßig kleinen Maschinen die Trennung von Kolbenboden und Tragflächen auf die Temperatur und Wärmeausdehnung des Kolbens wenig

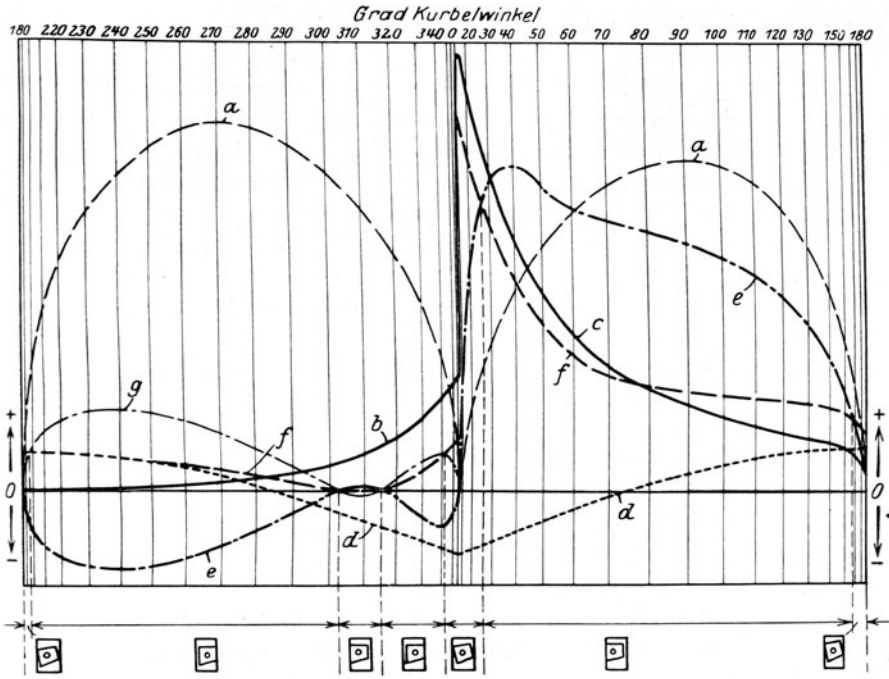


Abb. 131. Verlauf der an einem Kolben mit seitlich versetztem Kolbenbolzen wirkenden Kräfte.

- | | |
|--|--|
| <i>a</i> Tangente des Pleuelstangen-Ausschlages. | <i>f</i> Summe der senkrechten Kräfte. |
| <i>b</i> Verdichtung. | <i>g</i> Durch das Kippmoment erzeugte Horizontalkraft zum Vergleich mit der Summe der Vertikalkräfte negativ aufgetragen. |
| <i>c</i> Expansion. | |
| <i>d</i> Massenkraft des Kolbens. | |
| <i>e</i> Durch d. Kippmom. erzeugte Horizontalkraft. | |

Einfluß ausübte, da die Temperatur des sog. Kreuzkopfteiles ohnedies immer nur sehr wenig höher als die der Zylinderwandung war.

Von keiner der beschriebenen Bauarten kann man jedoch sagen, daß sie den Schlag des Kolbens beseitigt oder überhaupt wesentlich zur Lösung dieses Problems beigetragen hat. Man könnte daher der Ansicht sein, daß es sich, wo außerordentlich ruhiger Gang der Maschine verlangt wird, empfiehlt, bei allen, außer den kleinsten Kolben, Gußeisen für die Tragflächen zu verwenden. Bei ganz kleinen Kolben kann dagegen das Spiel so klein werden, daß man den Schlag überhaupt oder fast gar nicht wahrnimmt, weil das Geräusch eher vom absoluten als vom verhältnismäßigen Spiel abhängt. Erfahrungsgemäß soll das Spiel von Aluminiumkolben in Zylindern mit Wasserkühlung von mittlerer Leistung an den Tragflächen 0,002 mm

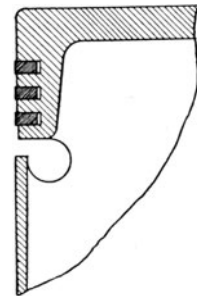


Abb. 132. Geschlitzter Kolben der Gleitshuhbauart.

auf 1 mm Kolbendurchmesser betragen, und im allgemeinen wird der Schlag hörbar, wenn das Gesamtspiel über 0,13 bis 0,15 mm beträgt. Das bedeutet, daß Kolben bis zu etwa 75 mm Durchmesser, die ganz aus Aluminium bestehen, je nach der Schmierung und einigen anderen untergeordneten Einflüssen noch vollkommen geräuschlos laufen können; über 75 mm Durchmesser hinaus ist es dagegen schwierig, wenn nicht ganz unmöglich, geräuschlosen Gang zu erreichen.

Kolbenringe. Über Kolbenringe ist im allgemeinen wenig zu sagen. Mit wenigen Ausnahmen verwendet man bei allen schnellaufenden Verbrennungsmaschinen gewöhnliche flache, konzentrische, gußeiserne Ringe der Ramsbottom-Bauart. Derartige Ringe müssen sowohl außen als an den beiden Seiten geschliffen sein, damit man sie in die Nut dicht einpassen kann, und werden meistens nach dem Aufschneiden auf der Innenseite gehämmert, damit sich das Material dehnt und der Ring sich mit gleichförmigem Druck gegen die Zylinderwand legt. Die Hauptforderung ist, daß der Kolbenring mit möglichst wenig Spiel in der Kolbennut liegen soll, weil hiervon die Ölmenge wesentlich abhängt, die durch die Kolbenringe in den Verbrennungsraum gepumpt wird. Bei Aluminiumkolben wird das Metall an den äußeren Kanten der Stege zwischen den Ringnuten leicht durch harte Teilchen mitgenommen, so daß sich die Kolbenringe in den Nuten festklemmen. Durch schwaches Abschrägen dieser Kanten kann man aber dieser Neigung zum Festklemmen der Ringe begegnen. Das ist zwar nur eine Kleinigkeit; man darf sie aber nicht übersehen, denn gerade die Vernachlässigung dieses Punktes hat vielleicht mehr als irgend etwas anderes zu dem ungerechten Vorurteil gegen den Gebrauch von Aluminiumkolben beigetragen.

Breite der Kolbenringe. Alle Überlegungen sprechen dafür, die Kolbenringe so schmal wie möglich auszuführen. Die untere Grenze für die Breite bildet die Gefahr, daß die Kolbenringe bei der Bearbeitung oder bei der Handhabung zerbrechlich werden. Je schmaler ein Ring bei gegebener radialer Dicke ist, desto geringer sind seine Reibung und seine Massenwirkung, und desto geringer ist daher auch sein Gesamtdruck gegen die Seitenflächen der Ringnuten und deren Abnutzung.

Radiale Dicke. Von der radialen Dicke des Kolbenringes hängt die Spannung ab, mit der sich der Ring federnd gegen die Zylinderwand legt. Solange die Spannung über einer bestimmten Größe bleibt, liegt kein Grund vor, die radiale Dicke des Ringes zu vergrößern, da dies nur die Reibung und die Abnutzung der Zylinderwand steigern würde.

Einige Beobachtungen deuten auch darauf hin, daß die Kolbenringe während des Betriebes der Maschine durch den Druck der Gase, die hinter die Ringe eindringen, nach außen gegen die Zylinderwand gepreßt werden, und daß der Gasdruck in den Ringnuten etwas niedriger

als der mittlere Druck des Kreisprozesses ist. Für die Richtigkeit dieser Annahme spricht auch die praktisch festgestellte Tatsache, daß sich neue Kolbenringe in einer Maschine nicht einlaufen, auch wenn man die Maschine mehrere Stunden lang mittels des Elektromotors antreibt, solange die Zylinder ohne Gasdruck arbeiten. Läßt man dagegen die Maschine mit eigener Kraft laufen, so laufen sich ihre Kolbenringe, besonders der oberste Ring, sehr schnell ein. Die Erklärung hierfür kann man allerdings nicht nur darin erblicken, daß im zweiten Fall Druck hinter den Kolbenringen auftritt, sondern auch darin, daß die Kolbenringe weniger gut geschmiert werden und sich daher schneller abnutzen, wenn die Maschine mit eigener Kraft arbeitet.

Nach den vorliegenden Erfahrungen ist ein gut gearbeiteter Kolbenring ausreichend kräftig, wenn er sich mit einem Druck von 0,35 bis 0,42 kg/cm² gegen die Zylinderwand anlegt; jedes Mehr an Druck führt nur dazu, die Reibung zu steigern, ohne daß man irgendeinen Vorteil damit erreicht. Die notwendige Spannung der Kolbenringe hängt jedoch in gewisser Hinsicht auch von der Größe des Spieles der Stege zwischen den Nuten des Kolbens gegenüber der Zylinderwand ab. Man bemißt gewöhnlich das Spiel dieser Stege derart, daß sie auf keinen Fall die Zylinderwand berühren können. Ist aber das Spiel zu groß, so kann ein beträchtlicher Teil der Seitenfläche des betreffenden Kolbenringes dem Druck der Verbrennungsgase ausgesetzt und der Kolbenring infolgedessen so stark gegen die untere Seitenfläche der Ringnut gepreßt werden, daß die Federkraft des Ringes die Reibung in der Nut nicht mehr überwinden kann. Unter diesen Umständen bleibt daher der Ring in der Nut stecken und ist nicht imstande, sich gegen die Zylinderwand hin auszudehnen.

Auf Grund von Beobachtungen muß auch dringend empfohlen werden, den obersten Steg des Kolbens, d. h. den Abstand der ersten Kolbenringnut vom Boden, immer so breit wie möglich zu bemessen, damit er einen ausreichenden Schutz für den ersten Kolbenring bietet. Bei den weiter oben dargestellten Kolbenbauarten ist dieses Maß in den meisten Fällen eher zu klein geraten, weil die zur Verfügung stehende Höhe zwischen der Mitte des Kolbenbolzens und dem Kolbenboden in allen Fällen so klein war, daß es unmöglich war, den obersten Steg ausreichend breit zu bemessen.

Kreuzkopfkolben. Alle bisherigen Bemerkungen beziehen sich nur auf den offenen oder Tauchkolben, und insbesondere auf diejenige Bauart von offenen Kolben, die unter der Bezeichnung der Gleitschuh-Bauart bekannt geworden ist.

Bei schnellaufenden Maschinen von größeren Abmessungen empfiehlt es sich aber, wo es irgend möglich ist, einer etwas abweichenden Bauart den Vorzug zu geben, die jetzt allgemein als Kreuzkopfkolben bezeich-

net wird. Bei dieser Bauart sind die beiden Aufgaben eines offenen Kolbens, nämlich als eigentlicher Kolben und als Kreuzkopfführung zu wirken, in viel weiterem Maße getrennt als beim Kolben der Gleitschuh-Bauart, so daß er eher dem üblichen Kolben einer Dampfmaschine gleicht.

Der Kolben selbst besteht aus einem gewöhnlichen flachen oder hohlgekrümmten Kolbenboden, der die Kolbenringe trägt, und aus einem glatten rohrförmigen Schaft, der vom Kolbenboden bis unter den

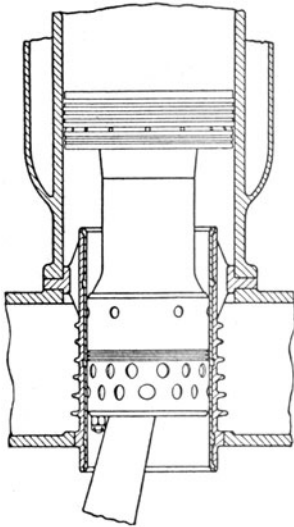


Abb. 133. Kreuzkopfkolben mit Zylinder und Führung.

Kolbenbolzen reicht. Den unteren Teil dieses Schaftes umschließt eine Hülse aus Stahl oder Gußeisen, die den Kolbenbolzen umfaßt und in seiner Lage sichert und die auch gleichzeitig die eigentliche Tragfläche des Kolbens bildet. Diese Kreuzkopfhülse läuft in einer zylindrischen Führung, die im Zylinder und im Kurbelgehäuse zentriert wird; in einigen Fällen wird diese Hülse auch nur im Zylinder zentriert, der dann zur Aufnahme der Hülse entsprechend verlängert wird. Aus Abb. 133, die die allgemeine Anordnung des Kolbens mit Zylinder und Kreuzkopfführung darstellt, ist ersichtlich, daß der Kolbenboden nur als Träger für die Kolbenringe dient und den Druck im Zylinder über den hohlen zylindrischen Schaft auf den Kolbenbolzen fortzuleiten hat. Die Zylinderwand wird durch den Boden des Kolbens überhaupt nicht belastet und braucht daher nur so viel geschmiert zu werden, daß die Kolbenringe in gutem Zustand erhalten bleiben. Die Anordnung läßt auch erkennen, daß bei dieser Bauart des Kolbens die Zylinderwände kein Spritzöl erhalten können.

Obleich dieser Kreuzkopfkolben um etwa 30 vH schwerer als ein Kolben der Gleitschuh-Bauart ist, beträgt doch seine Gesamtreibung nur wenig mehr als 80 vH von der Reibung eines Gleitschuh-Kolbens und nur etwa 60 vH von der Reibung eines gewöhnlichen Tauchkolbens.

Die Einzelheiten der Bauart dieses Kolbens sind aus Abb. 134 bis 136 zu ersehen. Die Kreuzkopfführungshülse wird leicht auf den unteren Teil des Schaftes aufgeschoben und durch vier kleine Bolzen in ihrer Lage gesichert. Sie führt sich an drei bearbeiteten Leisten des Schaftes, wovon eine in der Mitte in gleicher Höhe mit der Mitte des Kolbenbolzens und die beiden anderen an jedem Ende der Hülse angeordnet sind.

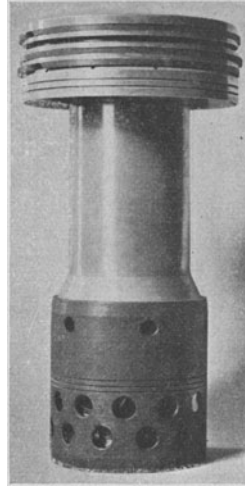
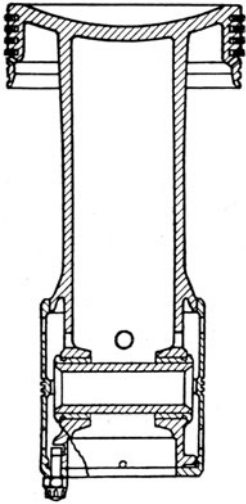


Abb. 134. Kreuzkopfkolben mit Kolbenbolzen und Führungshülse.

Abb. 135. Außenansicht eines Kreuzkopfkolbens.

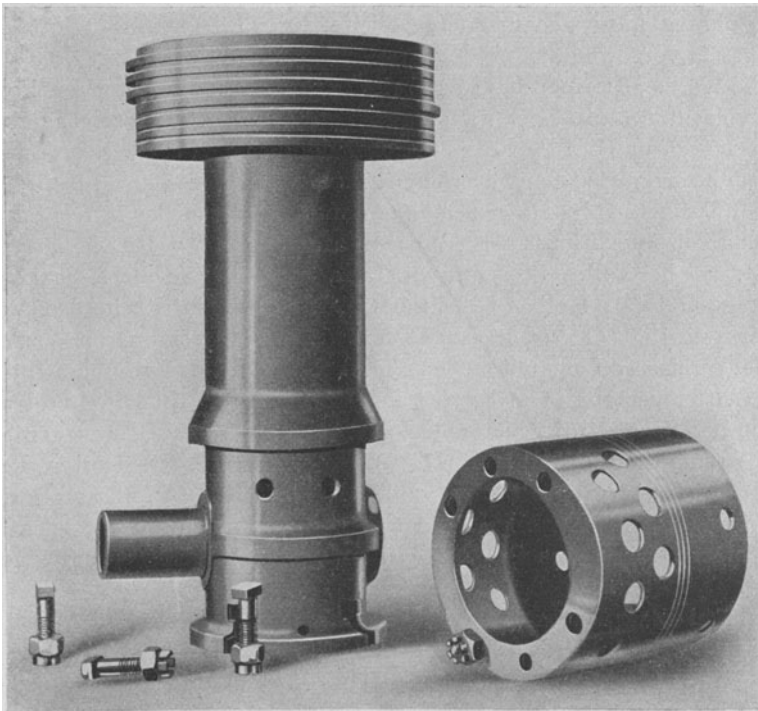


Abb. 136. Einzelteile eines Kreuzkopfkolbens.

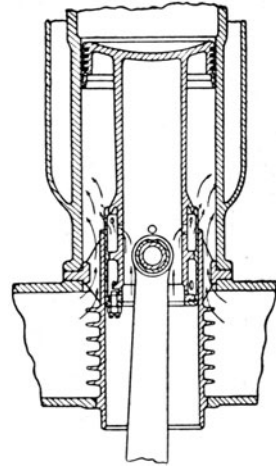
Bei gewöhnlichen Lastkraftwagenmaschinen stellt man diese Kreuzkopfführungshülsen aus Gußeisen her, bei sehr schnellaufenden Maschinen sind jedoch leichte Hülsen aus hochwertigem Kohlenstoffstahl vorzuziehen. Die Führung selbst zentriert man bei Maschinen mit getrennten Zylindern gleichzeitig im Zylinder und im Kurbelgehäuse, das dann, wie bereits weiter oben in Abb. 133 dargestellt, einen Zwischenboden erhält. Der Raum zwischen dieser Wand und der Zylinderdecke wird dann dazu ausgenutzt, um die Kreuzkopfführung, die zu diesem Zwecke mit Kühlrippen versehen ist, mit Kühlluft zu bespülen. Diese Luft tritt auf der einen Seite ein und strömt auf der anderen Seite zum Vergaser wieder aus. Ein Teil der Luft wird hierbei unmittelbar um die Kreuzkopfführung herumgeführt, während der Rest durch die zu diesem Zweck angebrachten Schlitze zwischen Führung und Zylinder eintritt. Beim Aufwärtshub des Kolbens wird die Luft mit großer Geschwindigkeit durch diese Schlitze angesaugt und stößt hierbei gegen den Kolbenboden und den Schaft, die so eine wirksame Kühlung erhalten. Beim Abwärtshub wird die erwärmte Luft wieder in den Raum ausgeschoben, der die Führungen umgibt, und von dort aus in den Vergaser abgesaugt. Durch diese Mittel werden der Kolben und die Kreuzkopfführung kühl gehalten und gleichzeitig wird die Ansaugluft des Vergasers vorgewärmt.

Die Wärme, die man in dieser Weise dem Kolben und der Kreuzkopfführung entzogen hat, ist, wie die praktische Beobachtung zeigt, gerade ausreichend, um bei Betrieb mit hochsiedendem und schnell verdampfbarem Benzin gute Gemischverteilung zu sichern. Versuche an mehreren für Tanks gebauten Maschinen, bei denen Thermometer in der Saugleitung vor und hinter dem Vergaser angebracht wurden, haben gezeigt, daß bei voller Belastung die Luft, nachdem sie die Kreuzkopfführung und den Kolben bespült hatte, bis zum Eintritt in den Vergaser von $15,5^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur auf $54,5^{\circ}\text{C}$ vorgewärmt wurde.

Bei geringerer Last mit entsprechend verringertem Luftumlauf stieg die Lufttemperatur beim Eintritt in den Vergaser auf $65,5^{\circ}\text{C}$ und am Ende der Saugleitung hinter dem Vergaser auf $37,8^{\circ}\text{C}$, was genügt, um zu verhindern, daß sich der Brennstoff bei verringerter Last aus dem Gemisch flüssig niederschlägt. Da die Luft frei durch den oberen Teil des Kurbelgehäuses strömen kann, so kühlt sie auch die untere Hälfte des Gehäuses, so daß keine Ölkühlung notwendig wird.

Wie bei dieser Bauart die Zylinder geschmiert werden, ist in Abb. 137 dargestellt. Der untere Teil des Kolbenschaftes ist mit einigen kleinen Löchern versehen, und auch die Kreuzkopfführungshülse, die diesen Teil des Schaftes umgibt, trägt kleine, im Ring verteilte Löcher, die so angeordnet sind, daß sie am Ende eines jeden Aufwärtshubes über der

Kreuzkopfführung freigelegt werden. Beim Aufwärtshub saugt der Kolben durch die Öffnungen im Flansch der Kreuzkopfführung Luft in den Raum zwischen Kreuzkopfführung und Zylinder hinein, die mit hoher Geschwindigkeit um die Kreuzkopfführungshülse herumströmt. Hierbei saugt sie eine geringe Menge von Luft und Ölnebel über die am Ende dieses Hubes frei werdenden Löcher in der Kreuzkopfführungshülse an, deren Innenraum über die Löcher im Kolbenschaft unmittelbar mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist. Das Öl, das auf diese Weise in der Form eines Nebels aus den Löchern der Kreuzkopfführungshülse austritt, wird von dem schnellen Luftstrom aufgenommen und über die Zylinderwände ausgebreitet, während der Kolben nahe am obersten Totpunkt steht. Die Ölmenge, die auf diese Weise aus dem Kurbelgehäuse abgesaugt wird, ist zwar nur verschwindend klein, aber sie genügt, um die Kolbenringe brauchbar zu erhalten. Die ganze Wirkungsweise ähnelt stark der eines Spritzvergasers, wobei die Schlitze in der Kreuzkopfführung dem Lufttrichter und die Löcher in der Kreuzkopfführungshülse den Brennstoffdüsen entsprechen. Die Menge des auf diese Weise auf die Zylinderlaufflächen gelangenden Schmieröls kann man daher auch regeln, indem man den Querschnitt der Schlitze in der Kreuzkopfführung und die Größe und Anzahl der Löcher in der Kreuzkopfführungshülse verändert.



Man erkennt aus der vorstehenden Beschreibung, daß der Zylinder auf diese Weise ohne Unterbrechung mit Öl versorgt wird, daß ferner nur so viel Öl an die Zylinderwände herangeführt wird, wie für die Schmierung der Kolbenringe notwendig ist, und daß schließlich das an den Zylinderwänden haftende Öl, das bereits zum Teil verkocht worden ist, seinen Weg nicht wieder in das Kurbelgehäuse zurück findet. Dadurch, daß auf diese Weise die Zylinderschmierung vollständig getrennt erfolgt, kann man für die Schmierung aller übrigen bewegten Teile der Maschine ganz unbeschränkte Ölmenge anwenden, ohne daß man die Bildung von Ölkohle auf dem Kolben oder eine Neigung der Maschine zum Qualmen zu befürchten braucht. Auch der Ölverbrauch ist bei dieser Art der Schmierung außerordentlich gering.

Für den Betrieb von Maschinen mit Petroleum oder hochsiedendem Benzin eignet sich diese Bauart von Kolben besonders gut; eine der wichtigsten Schwierigkeiten dieses Betriebes ist, daß solche Brennstoffe dazu neigen, sich aus dem Gemisch in flüssiger Form an den verhältnis-

Abb. 137. Schmierung des Zylinders bei Maschinen mit Kreuzkopfkolben.

mäßig kühlen Wandungen der Zylinderschäfte niederzuschlagen und so in das Kurbelgehäuse einzudringen, wo sie das Schmieröl verschlechtern und Störungen an den Lagern hervorrufen. Bei Maschinen mit Kolben nach der Kreuzkopfbauart wird dagegen der verflüssigte Brennstoff, falls er wirklich am Kolben vorbeigelangt, in dem Raum aufgefangen, der die Kreuzkopfführung umgibt, und aus dem man ihn abzapfen kann, ehe er irgendwelchen Schaden anrichtet. Wieviel Petroleum aus diesem Raume abläuft, ist in der Praxis oft überraschend. Besonders bei Betrieb mit stark wechselnden Belastungen erreicht diese Brennstoffmenge nicht weniger als 4 bis 8 vH des gesamten Brennstoffverbrauchs der Maschine oder das 3- bis 6fache des Ölverbrauches.

Die Vorzüge dieser Kolbenbauart kann man folgendermaßen zusammenfassen:

1. Die Schmierung der Zylinderbahnen kann vollständig beherrscht werden und ist von der Schmierung des Kurbelgehäuses unabhängig. Infolgedessen werden der Ölverbrauch, die Neigung zur Bildung von Ölkohle auf dem Kolben und im Verbrennungsraum, sowie die Gefahr des Verölens der Kerzen auf ein Mindestmaß verringert.

2. Die Kolbenreibung wird auf wenig mehr als die Hälfte der Reibung verringert, die bei einem gewöhnlichen Tauchkolben auftritt.

3. Da der Kreuzkopf und seine Führung im Betrieb verhältnismäßig kühl bleiben und beide auf ungefähr gleicher Temperatur erhalten werden, kann man das Spiel zwischen diesen beiden Teilen sehr klein bemessen, wodurch ganz geräuschloser Lauf der Maschine gesichert ist.

4. Da der Kolben selbst die Zylinderwand nicht belastet, so kann man großes Spiel zwischen Kolben und Zylinder zulassen, ohne geräuschvollen Gang der Maschine befürchten zu müssen.

5. Die Abnutzung der Zylinderwände wird auf ein Mindestmaß verringert, da sie nur durch die Kolbenringe belastet werden und hier keine seitlichen Drücke auftreten.

6. Da der Kolbenbolzen kurz und steif ist und sich frei drehen kann und außerdem so angeordnet ist, daß er nur wenig Wärme vom Kolben her aufnimmt, so nutzt er sich nicht merklich ab.

7. Den größten Teil der Wärme, die vom Kolbenboden und von der Kreuzkopfführung abgegeben wird, macht man nutzbar, um die Vergaserluft vorzuwärmen; sie wird aber nicht auf das Kurbelgehäuse übertragen.

8. Alle bewegten Teile kann man unbeschränkt reichlich schmieren, ohne irgendwelche Gefahr, daß der Überschuß an Öl auf die Zylinderwände gelangen könnte. Dieses Öl bleibt auch rein.

9. Auch wenn sich Brennstoff an den Zylinderwänden flüssig niederschlägt, kann man unbedingt verhindern, daß dieser Brennstoff in das Kurbelgehäuse gelangt.

10. Die beschränkte Schmierung der Zylinderwände verringert die Gefahr, daß die Kolbenringe durch Ölkohle oder klebrige Rückstände des Brennstoffes verunreinigt werden.

11. Die Maschine neigt auch nicht dazu, sich beim Betrieb in kaltem Zustand durch solche klebrigen Brennstoffreste zu verschmieren.

Auf der anderen Seite könnte man gegen den Gebrauch dieser Bauart von Kolben hauptsächlich folgendes einwenden:

1. Sie vergrößern die Bauhöhe der Maschine im Vergleich zu einer Maschine mit offenem Tauchkolben um etwa $\frac{2}{3}$ des Kolbenhubes.

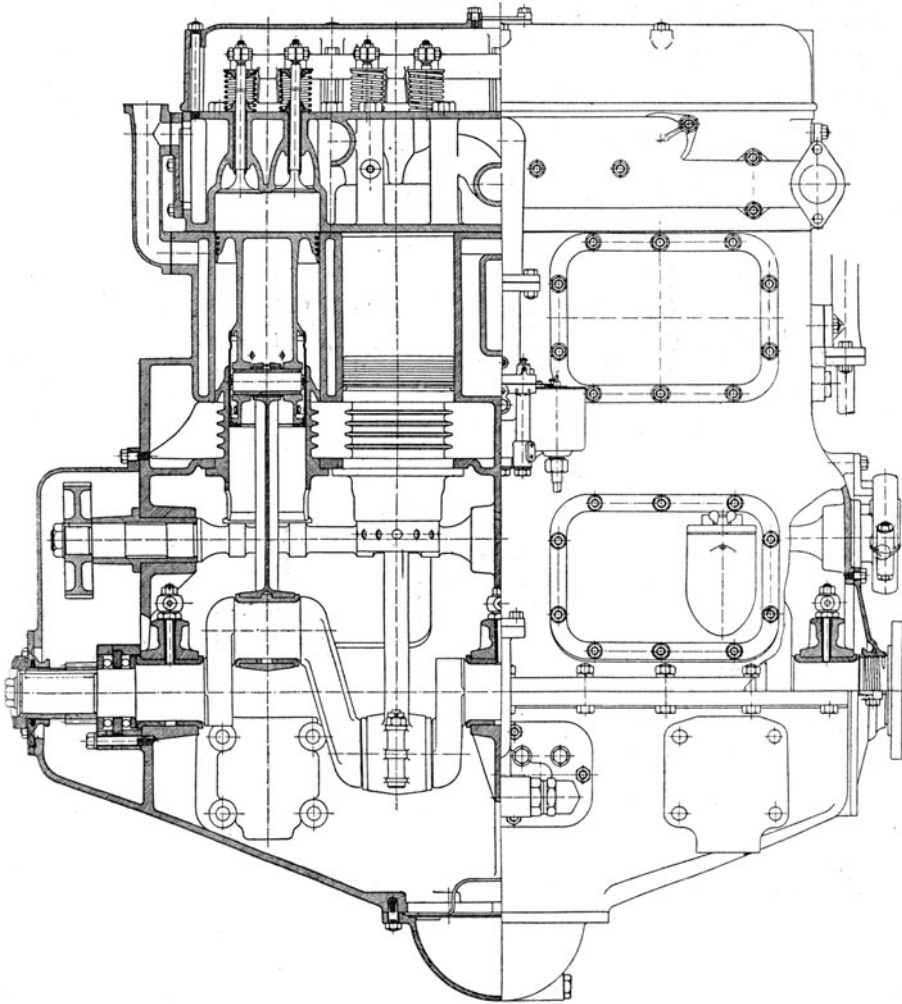


Abb. 138. 30 PS-Vierzylindermaschine für Schlepperantrieb von 120,65 mm Zylinderdurchmesser und 139,7 mm Hub von Brotherhood.

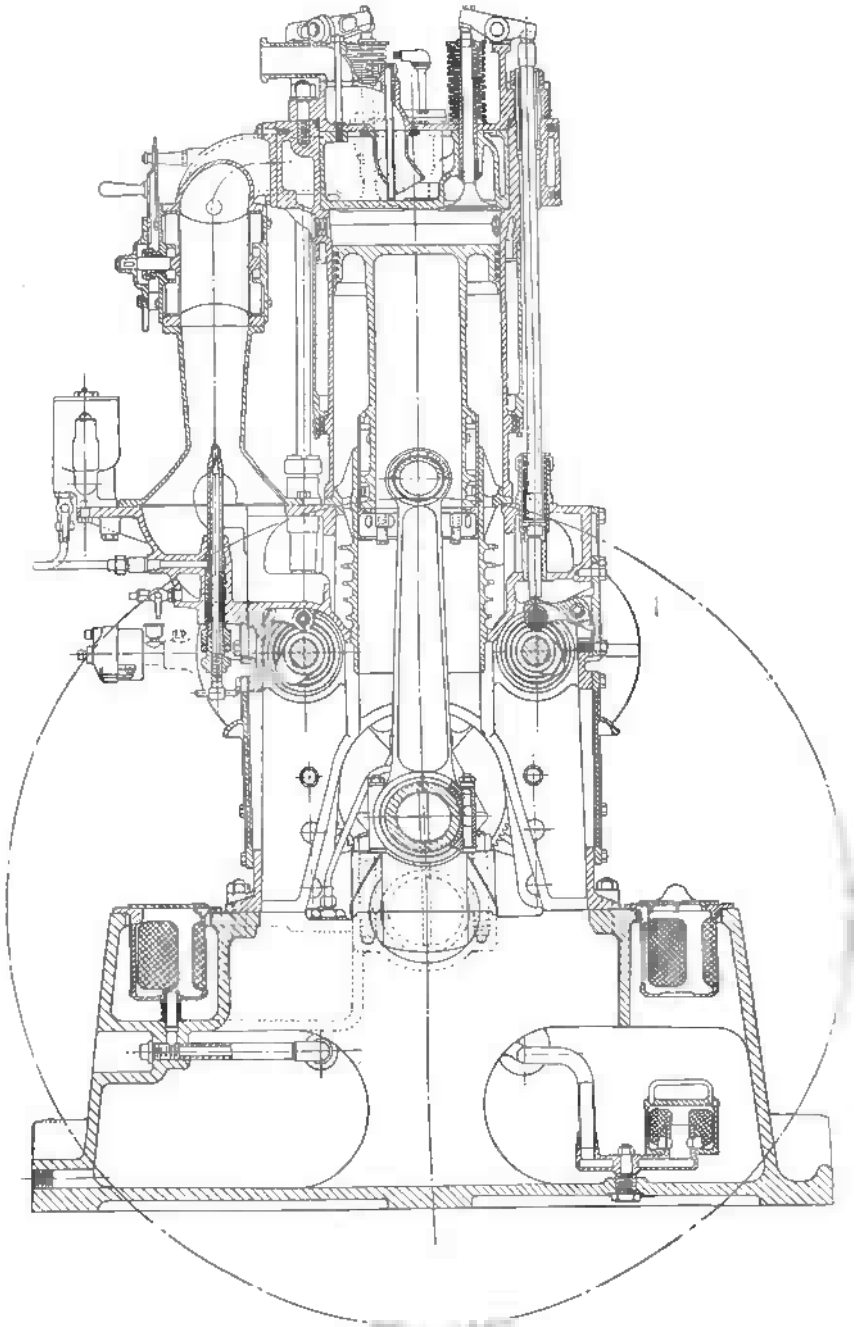


Abb. 139. Senkrechter Schnitt durch die Einzylinder-Versuchsmaschine. 209,55 mm
Zylinderdurchmesser 241,3 mm Hub.

2. Sie setzen voraus, daß die Maschine für die Verwendung von solchen Kolben besonders entworfen ist, und wenn man nicht getrennte Zylinder verwendet, so macht es gewisse Schwierigkeiten, die Kreuzkopfführungen und die Zylinderbohrungen genau gegeneinander auszurichten. Diese Schwierigkeit ist jedoch nicht unüberwindlich, wie die Anwendung der Kreuzkopfkolben bei der in Abb. 138 dargestellten Maschine für Schlepper- und Schiffsantrieb der Firma Peter Brotherhood beweist. Bei dieser Maschine hat man z. B. die vier Zylinder und den Oberteil des Kurbelgehäuses in einem Stück gegossen, um der genannten Schwierigkeit zu begegnen.

3. Preis und Gewicht einer Maschine werden durch diese Bauart von Kolben erhöht.

Diese Nachteile werden aber nach Ansicht des Verfassers durch die erzielten Vorteile leicht aufgewogen, insbesondere bei großen Maschinen, wie in Abb. 139, oder bei Maschinen, die mit Petroleum oder hochsiedendem Benzin betrieben werden. Man erzielt durch die beschriebenen Kolben in jedem Fall höheren mechanischen Wirkungsgrad und geräuschlosen Lauf bei geringerer Zylinderabnutzung und Ersparnis im Ölverbrauch.

XII. Maschinen für Straßenfahrzeuge.

Es ist kaum 25 Jahre her, als Konstrukteure und Hersteller von Kraftwagenmaschinen ihre ganze Aufmerksamkeit auf die eine schwierige Aufgabe zu richten hatten, Maschinen zu erzeugen, die imstande waren, unter völlig neuen Bedingungen ohne ernsthaftige Störung eine angemessene Zeit hindurch zu laufen. Gegenüber diesem großen Problem traten damals alle anderen in den Hintergrund, und daß man mit dieser Aufgabe so schnell fertig wurde und alle ihre Schwierigkeiten überwinden konnte, ist einer der großen Triumphe des modernen Maschinenbaues. In einem Zeitraum von weniger als 10 Jahren ist die Kraftwagenmaschine aus einem wankelmütigen und launischen, aber reizvollen Spielzeug eine durch und durch zuverlässige Maschine geworden. Und nachdem einmal ihre Zuverlässigkeit gesichert und ihr Reiz größtenteils dem Gesichtspunkt der Zweckmäßigkeit gewichen war, bewegt sich die weitere Verbesserung hauptsächlich in der Richtung, die Wirkungsweise zu verfeinern und die Leistung zu erhöhen.

Um gleichförmigeres Drehmoment zu erzielen und die Erschütterungen und das Geräusch zu vermindern, hat man die Zylinderzahl von eins bis auf vier und sogar sechs gesteigert. Die nächste Richtung der Entwicklung war, Geräuschlosigkeit im Betrieb der Maschine zu sichern. Man verbesserte die Ventilsteuerungen und beseitigte nicht allein die

Schwingungen der Maschine als Ganzes, sondern auch ihrer einzelnen Teile.

Gleichzeitig hat sich der Bereich der nutzbaren Drehzahlen dauernd vergrößert. Da die Drehzahl einer jeden Viertaktmaschine wegen der ihr anhaftenden Ungleichförmigkeit des Drehmoments nicht unter ein bestimmtes Mindestmaß verringert werden kann, so lag der Fortschritt in der Erweiterung des Drehzahlbereiches nach oben. Die Entwicklung nach dieser Richtung hin hat auch die Besteuerung der Kraftfahrzeuge, zum mindesten der Personenfahrzeuge, nach dem Zylinderdurchmesser der Maschine stark gefördert. Diese Art der Steuerberechnung hat gute Dienste geleistet, aber es wäre jetzt zweckmäßiger, den Gehalt der Zylinder als Grundlage zu benutzen.

Bei der fortschreitenden Verwendung der Motorfahrzeuge für rein wirtschaftliche Zwecke und bei den dauernd steigenden Kosten der Brennstoffe muß man die Fortschritte, die heute am dringendsten notwendig sind, in der Richtung der Brennstoffersparnis suchen. In dieser Hinsicht ist noch viel Raum für Verbesserungen vorhanden.

Von der heutigen Kraftfahrzeugmaschine verlangt man:

1. Sie soll unter allen Arbeitsbedingungen geräuschlos laufen.
2. Sie muß so selbsttätig und von äußerer Hilfe unabhängig wie möglich sein.
3. Ihr Drehzahlbereich muß so groß wie möglich sein.
4. Sie soll sich von jeder Drehzahl ab sofort beschleunigen lassen, d. h. sie muß augenblicklich, sobald es verlangt wird, und ohne Rücksicht auf ihre Drehzahl das höchste Drehmoment entwickeln.
5. Sie soll auch bei niedriger Drehzahl hohes Drehmoment beibehalten, und zwar ohne Detonation oder „Klopfen“.
6. Sie soll bei jeder Belastung im Brennstoffverbrauch angemessen sparsam sein, insbesondere bei mittlerer Belastung zwischen 25 und 40 vH des höchsten Drehmomentes.

Die Leistungsfähigkeit einer jeden Kraftfahrzeugmaschine kann man immer nur im Zusammenhang mit dem Fahrzeug betrachten, in das sie eingebaut wird. Es werde deshalb kurz folgendes besondere Beispiel untersucht:

Ein leichter Personenwagen wiege einschließlich Personen und Ausrüstung 1600 kg und sei mit Windschutzscheibe und Verdeck versehen. Es sei angenommen, das Getriebe des Wagens habe einen guten Wirkungsgrad, das ungefederte Gewicht sei klein, die Gewichte seien gut verteilt und das Fahrgestell überhaupt entspreche im allgemeinen dem heutigen Stande der Technik.

Leider gibt es nur sehr wenig genaue Angaben darüber, welche Leistung notwendig ist, um einen Motorwagen bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf mittleren Straßen anzutreiben. Prof. Riedler in

Deutschland und Chase und James in Amerika haben eine Anzahl von Dynamometersversuchen durchgeführt und ausgewertet, bei denen die Hinterräder des Wagens auf Laufrollen unterstützt waren. Aber diese Versuche geben die Betriebsbedingungen eines Wagens auf der Straße nicht immer genau wieder. Wenn man hierüber Aufklärung erlangen will, ist man gezwungen, in weitem Maße auf Versuche mit Beschleunigungsmessern und auf die Summe von Erfahrungen zurückzugreifen, die sich auf den Vergleich der Leistungen einer und derselben Maschine auf dem Prüfstand und auf der Straße stützen. Diese letztere Methode ist, obgleich sehr unwissenschaftlich und vorwiegend empirisch, möglicherweise

gegenwärtig doch die genaueste. Die Kurve in Abb. 140 zeigt mit größter Annäherung die Bremsleistung, die am Schwungrad einer Maschine für den Antrieb eines viersitzigen Personenwagens von 1600 kg bis zu einer Geschwindigkeit von 128 km/h verlangt wird. Diese Leistung schließt bereits Rollwiderstand, Luftwiderstand, Triebwerkverlust (bei direktem Eingriff des Wechselgetriebes) und alle anderen gelegentlichen Verluste, wie Radschlupf, Verlust durch Reifenfederung usw. ein. Obgleich die Kurve

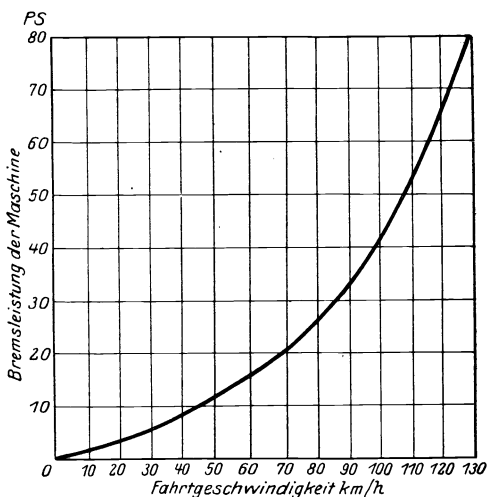


Abb. 140. Erforderliche Bremsleistung der Maschine für den Antrieb eines Kraftwagens von 1600 kg auf mittlerer ebener Straße.

rein empirisch ist, so ist sie doch wahrscheinlich ausreichend genau. Die kleinste Maschine für den hier betrachteten Kraftwagen hätte, wenn man gewöhnliche Bauart mit seitlich stehenden Ventilen voraussetzt und angemessenes Beschleunigungs- und Steigungsvermögen verlangt, 21 Zylinderinhalt, während man für einen wirklich bequemen Kraftwagen eine Maschine von 31 Inhalt vorziehen müßte.

Wir wollen beide Fälle betrachten unter der Annahme, daß die Motoren die übliche Bauart mit seitlichstehenden Ventilen und daß ihre Verbrennungsräume so günstige Form haben, wie es bei dieser Bauart überhaupt nur möglich ist. Ferner sei angenommen, daß die Maschinen unter Berücksichtigung niedriger Kosten der Herstellung und leichter Instandhaltung entworfen sind, daß sie ein angemessen niedriges Verdichtungsverhältnis, etwa 4,6 : 1, haben, damit sie auch billigeren

Brennstoff ohne Detonation verarbeiten können, und daß sie, ganz allgemein, durch und durch normale Bauart haben, aber so wirtschaftlich sind, wie man es ohne Übergang zu hängenden Ventilen oder irgendwelchen anderen Maßnahmen erreichen kann, die die Herstellung verteuern oder größere Arbeit bei der Instandhaltung bedingen.

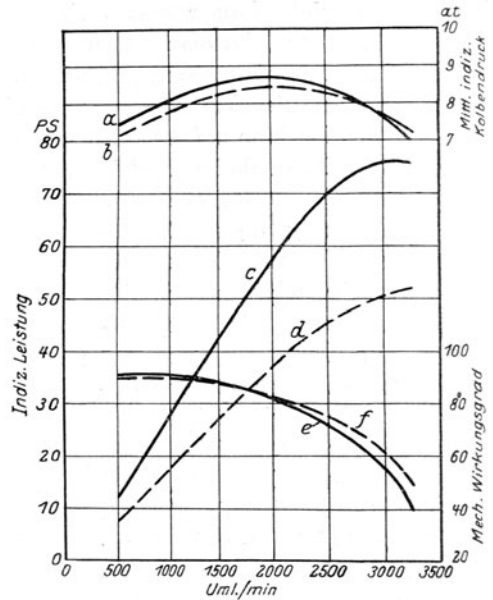
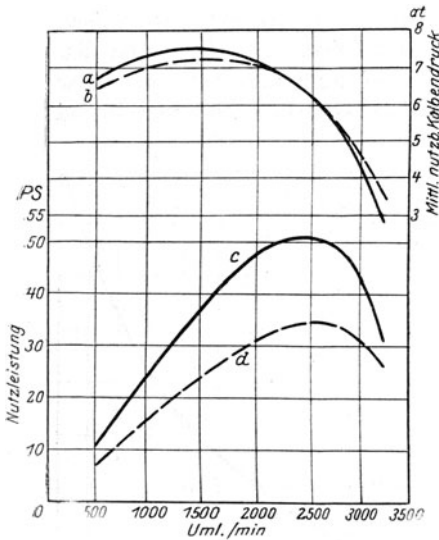


Abb. 141 und 142. Allgemeines Verhalten von Fahrzeugmaschinen mit 2 und 3 l Zylinderinhalt.

Abb. 141.

- a Mittl. nutzbb. Kolbendruck der 3 l-Maschine.
- b " " " " 2 l-Maschine.
- c Nutzleistung der " 3 l-Maschine.
- d " " " " 2 l-Maschine.

Abb. 142.

- a Mittl. indiz. Kolbendruck der 3 l-Maschine.
- b " " " " 2 l-Maschine.
- c Indizierte Leistung der 3 l-Maschine.
- d " " " " 2 l-Maschine.
- e Mechan. Wirkungsgrad der 3 l-Maschine.
- f " " " " 2 l-Maschine.

Abb. 141 bis 143 zeigen die Bremsleistung und das allgemeine Verhalten, das man von einer derartigen Maschine von 2 und 3 l Zylinderinhalt erwarten kann.

Ferner sei noch angenommen, das Übersetzungsverhältnis des Triebwerkes bei direktem Eingriff im Wechselgetriebe sei in beiden Fällen so gewählt, daß das Fahrzeug seine höchste Geschwindigkeit in der Ebene erreicht, wenn die Maschine mit etwas höherer Drehzahl läuft, als wenn sie ihre Höchstleistung entwickelt. Das ist aus Rücksicht auf die Möglichkeit der Beschleunigung und auf die Verminderung der Gleitverluste infolge der Ungleichförmigkeit des treibenden Drehmoments immer wünschenswert. Es soll weiter angenommen werden, das Getriebe habe drei Gänge, wobei der zweite Gang 70 vH und der dritte Gang 33 vH der höchsten oder direkten Drehzahl ergibt.

Vergleicht man den Verlauf der Leistungen der beiden Maschinen bei verschiedenen Drehzahlen und den in Abb. 140 dargestellten Verlauf des Kraftbedarfes bei verschiedenen Geschwindigkeiten in der Ebene, so findet man, daß beim direkten Gang die günstigste Triebwerkübersetzung so bemessen sein müßte, daß der Wagen mit der 2 l-Maschine bei 1100 Uml./min und mit der 3 l-Maschine bei 880 Uml./min die Geschwindigkeit von 32,2 km/h erreicht. Stellt man daher die Linien der Nutzleistungen der beiden Maschinen unter Berücksichtigung dieses Übersetzungsverhältnisses in Abhängigkeit von der Wagengeschwindigkeit der Kurve des Kraftbedarfes nach Abb. 140 gegenüber, s. Abb. 144, so ergibt sich, daß der Wagen mit der 2 l-Maschine eine Höchstgeschwindigkeit von 87,6 km/h und mit der 3 l-Maschine eine solche von 106,1 km/h in der Ebene erreichen kann. Das Mehr an Leistung der Maschine über das hinaus, was der Wagen bei irgendeiner Geschwindigkeit in der Ebene für den Antrieb benötigt, ist die Überschußleistung, die zum Überwinden von Steigungen und zum Beschleunigen des Wagens verfügbar ist.

In Abb. 145 und 146 ist der Verlauf der Überschußleistungen der beiden Maschinen bei den drei Gängen des Getriebes unter der Annahme dargestellt, daß der Wirkungsgrad der Übertragung im Vergleich mit dem direkten Gang beim ersten Gang 95 vH und beim zweiten Gang 97 vH beträgt. Genau genommen sind die Getriebeverluste bei der größeren Maschine verhältnismäßig etwas kleiner, aber der Unterschied ist nur gering und braucht nicht berücksichtigt zu werden. Abb. 145 und 146 deuten auch die Steigungen in vH an, die der Wagen mit den

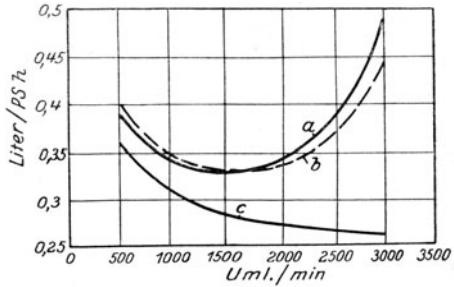


Abb. 143. Brennstoffverbrauch der 2 l- und 3 l-Maschine.

- a Brennstoffverbrauch in l/PS_{ch} der 3 l-Maschine.
- b „ „ „ 1/PS_{ch} der 2 l-Maschine.
- c Indiz. Brennstoffverbrauch in l/PS_h beider Maschinen.

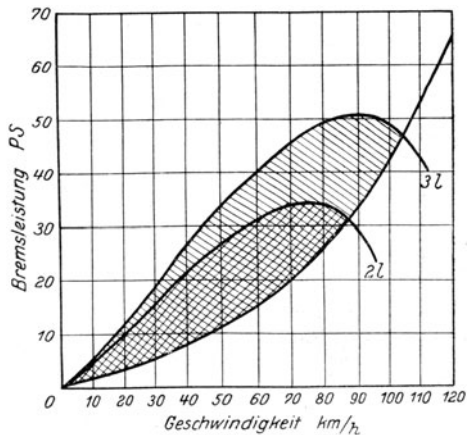


Abb. 144. Verlauf der Überschußleistungen der 2 l- und 3 l-Maschine beim direkten Eingriff des Wechselgetriebes.

verschiedenen Gängen überwinden kann, und die Geschwindigkeit, die der Wagen auf jeder Steigung noch gerade ohne Gewinn oder Verlust an Geschwindigkeit einhalten kann.

Aus den beiden Diagrammen kann man entnehmen, daß beispielsweise die höchste Steigung, die der Wagen mit der 3 l-Maschine mit dem

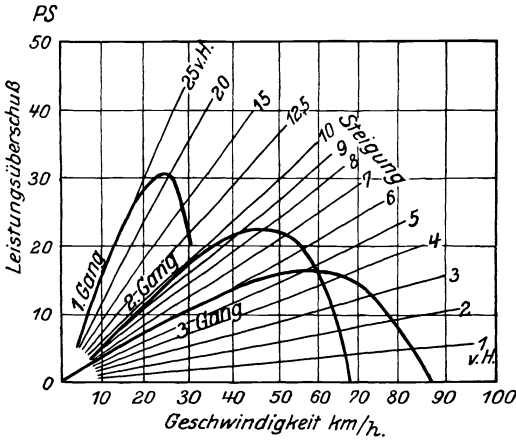


Abb. 145. Steigungsvermögen des Wagens mit 2 l-Maschine.

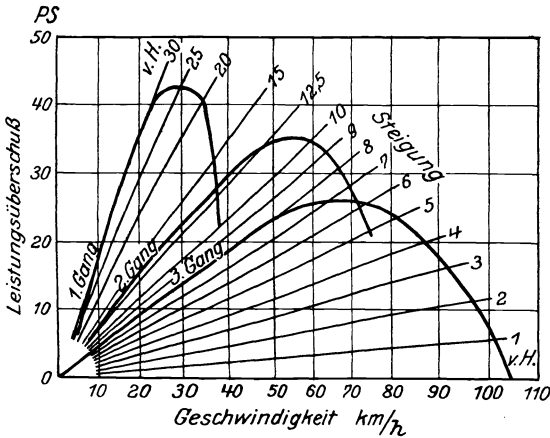


Abb. 146. Steigungsvermögen des Wagens mit 3 l-Maschine.

geschwindigkeit zu erreichen, muß man in diesem Falle bereits vom direkten auf den zweiten Gang umschalten, wenn die Steigung mehr als 4,7 vH erreicht oder wenn die Geschwindigkeit bis auf 61,1 km/h nachgelassen hat.

Abb. 147 stellt ferner das Beschleunigungsvermögen des Wagens mit 2 l-Maschine in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und bei

dritten oder direkten Gang gerade noch nehmen kann, ohne daß die Geschwindigkeit abfällt, 8 vH, beim zweiten Gang diese höchste Steigung ungefähr 13,5 vH und bei der niedrigsten Übersetzung des Wechselgetriebes ungefähr 31 vH beträgt. Auf einer Steigung von 6,2 vH erzielt der Wagen, wie man weiterhin aus dem Diagramm entnehmen kann, mit dem direkten und dem zweiten Gang die gleiche Geschwindigkeit, nämlich 72,5 km/h, da sich die beiden Kurven der Überschußleistungen gerade auf dem dieser Steigung entsprechenden Fahrstrahl schneiden.

Beim Wagen mit der 2 l-Maschine beträgt die höchste Steigung, die man noch mit gleichförmiger Geschwindigkeit mit dem direkten Gang befahren kann, 6 vH, die für den zweiten Gang 10 vH und die für die kleinste Übersetzung ungefähr 25,5 vH.

Um möglichst hohe Ge-

allen drei Übersetzungen dar. Hierbei ist angenommen, daß der Vergaser und die Gemischverteilung der Anforderung entsprechen, daß die Maschine sofort anzieht und ihr höchstes Drehmoment entwickelt, wenn die Drossel geöffnet wird. Dieser Bedingung wird allerdings in der Praxis nur selten genügt. Zusammengestellt liefern die hier wiedergegebenen Diagramme ein Bild von der allgemeinen Leistungsfähigkeit des Wagens in bezug auf Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigung und Steigungsvermögen. Daneben wären als nächste die Fragen des Brennstoffverbrauchs und der Einflüsse, von denen er abhängt, zu betrachten. Zu diesem Zweck sei angenommen, der Wagen werde dauernd mit dem direkten Gang gefahren und sein Verhalten im Bereich der Geschwindigkeiten zwischen 16 und 65 km/h, den üblichen mittleren Fahrgeschwindigkeiten des Wagens, näher untersucht.

Zur Vereinfachung der Untersuchung sei ferner angenommen, daß die Straße, auf der der Wagen fährt, vollständig eben sei; im Brennstoffverbrauch macht es allerdings verhältnismäßig wenig Unterschied, ob die Straße eben oder hügelig ist, solange sich die Steigungen noch gut in den Grenzen halten, die der Wagen mit dem direkten Gang überwinden kann, und solange die mittlere Fahrgeschwindigkeit nicht zu niedrig wird. Natürlich kann man beim Bergabfahren die Mehrleistung, die man beim Bergauffahren verbraucht hat, nicht voll zurückgewinnen, aber dieser Verlust wird doch dadurch beinahe ausgeglichen, daß die Maschine beim Bergauffahren mit günstigerer Belastung arbeiten kann.

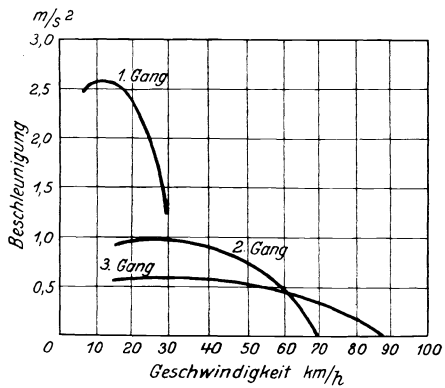


Abb. 147. Beschleunigungsvermögen des Wagens mit der 21-Maschine.

Abb. 148 und 149 zeigen den Verlauf der Belastungsverhältnisse der 3 l- und der 2 l-Maschine bei Geschwindigkeiten zwischen 16 und 65 km/h in der Ebene und den Zusammenhang zwischen Belastung, Geschwindigkeit und spezifischem Brennstoffverbrauch. Die Werte sind als Mittelwerte der Ergebnisse einer großen Anzahl von Versuchen mit mehreren Maschinen gewonnen, die von der gleichen Größe und Bauart wie die hier angenommenen Maschinen waren, und deren Vergaser und Zündung bei verhältnismäßig guter Gemischverteilung sorgfältig eingestellt wurden. In Abb. 150 ist der Brennstoffverbrauch der beiden Maschinen für je 100 km zurückgelegte Strecke in Abhängigkeit von der mittleren Wagensgeschwindigkeit (16 bis 65 km/h) dargestellt.

Bei normaler Vergasung des Brennstoffes ist hiernach der Brennstoffverbrauch des Wagens mit der größeren Maschine für je 100 km bei einer mittleren Geschwindigkeit von 32 km/h um ungefähr 7 vH größer als der des Wagens mit der kleineren Maschine, aber je höher die Geschwindigkeit wird, um so geringer wird dieser Unterschied. Sind Vergasung, Gemischverteilung usw. wirklich vollkommen, so wird

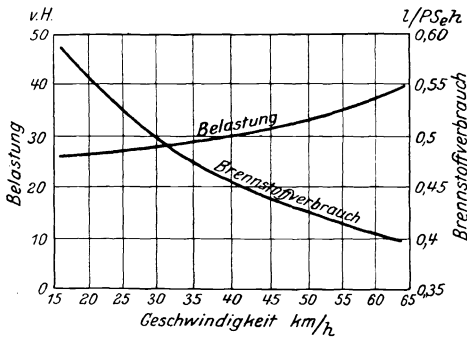


Abb. 148. Belastung und Brennstoffverbrauch einer 3 l-Maschine bei wachsender Geschwindigkeit.

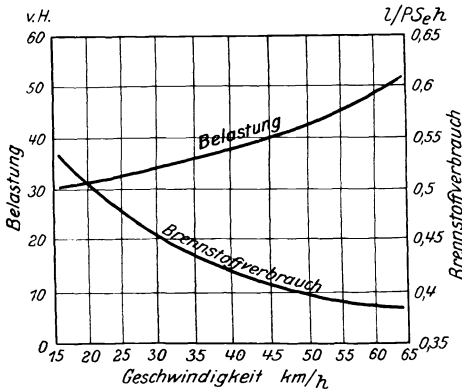


Abb. 149. Belastung und Brennstoffverbrauch einer 2 l-Maschine bei wachsender Geschwindigkeit.

der Unterschied noch geringer, und bei den höheren mittleren Fahrgeschwindigkeiten wird die größere Maschine unter den gegebenen Verhältnissen der Triebwerkübersetzung in Wirklichkeit sogar sparsamer im Brennstoffverbrauch als die kleinere Maschine. In jedem Fall zeigt sich die größere Maschine selbstverständlich dann leistungsfähiger, wenn die Straße bergig oder hügelig ist, weil sie dann mit dem direkten Gang Steigungen überwinden kann, bei denen man die kleinere Maschine allenfalls schon umschalten müßte.

Es gibt aber einen anderen Einfluß, der noch stärker als Vergasung und Gemischverteilung auf den Brennstoffverbrauch und in der Tat auf die ganze Leistungsfähigkeit des Wagens wirkt, das ist der mechanische Wirkungsgrad der Maschine. Dieser Einfluß ist um so wichtiger, als der Motor im allgemeinen nur mit sehr geringer Belastung arbeitet. In dem vor-

liegenden Beispiel hatten wir angenommen, die Maschinen hätten einen ziemlich hohen mechanischen Wirkungsgrad, wie man ihn bei Verwendung geringer hin und her gehender Massen und bei sorgfältigem Entwurf der Maschinen erreichen könnte. Der Durchschnitt der Kraftwagenmaschinen mit gußeisernen Kolben und deren oft übermäßig großen und falsch angeordneten Tragflächen erreicht jedoch bei weitem keinen so hohen mechanischen Wirkungsgrad.

Es ist vielleicht wertvoll, zu untersuchen, welchen Einfluß der mechanische Wirkungsgrad einer Maschine auf den Brennstoffverbrauch eines Kraftwagens ausübt, der beispielsweise mit 40 km/h Geschwindigkeit über eine ebene Straße fährt. Diese Geschwindigkeit erfordert einen Aufwand an Leistung von 8 PS am Schwungrad der Maschine und diese Leistung gibt die 3 l-Maschine bei 1100 Uml./min, die 2 l-Maschine bei 1375 Uml./min ab. Bei diesen Drehzahlen hatten wir als mechanische Wirkungsgrade der beiden Maschinen bei vollem Drehmoment 90,5 bzw. 88,5 vH angenommen. Da aber die innere Reibung einer Maschine vom Drehmoment unabhängig ist, so verschlechtert sich der mechanische Wirkungsgrad bei 8 PS Nutzleistung der Maschinen auf 73,5 bzw. 73,0 vH.

Wenn jetzt noch die inneren Reibungsverluste der Maschinen infolge fehlerhafter Bauart doppelt so hoch würden, dann würde der mechanische Wirkungsgrad, wenn alle anderen Umstände gleich bleiben, beim Fahren in der Ebene mit 8 PS mittlerer Nutzleistung der Maschinen sogar auf 58,2 bzw. 58,6 vH abnehmen und der spezifische Brennstoffverbrauch bei der gleichen ver-

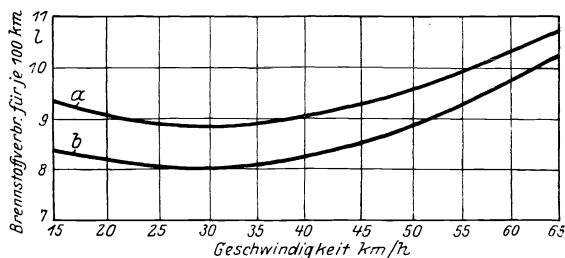


Abb. 150. Brennstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Wagens.

a 3 l-Maschine. b 2 l-Maschine.

hältnismäßigen Belastung der Maschinen von 0,453 bzw. 0,417 l/PS_eh auf 0,571 bzw. 0,521 l/PS_eh steigen. Allerdings müßte man, um gerecht zu sein, dabei berücksichtigen, daß die Maschinen der schlechten Bauart mit verhältnismäßig etwas höherer Belastung arbeiten würden. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes kommt man zu dem Ergebnis, daß die Wagen bei der mittleren Geschwindigkeit von 40 km/h ungefähr 0,543 bzw. 0,498 l/PS_eh verbrauchen würden und der entsprechende Brennstoffverbrauch für je 100 km Fahrt 10,95 bzw. 10,02 l, anstatt 9,12 bzw. 8,42 l bei den Wagen mit den zuerst angenommenen Maschinen betragen würde.

Aus diesen Zahlen ersieht man, daß der Gewinn im Brennstoffverbrauch, den man durch eine geringe und sicherlich mögliche Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades erzielen kann, bereits ganz wesentlich ist. Außerdem übt die Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades ihren Einfluß nicht nur auf den Brennstoffverbrauch, sondern auch auf die Leistungsfähigkeit des Wagens in bezug auf Geschwindigkeit und Steigungsvermögen innerhalb des ganzen Bereiches der Maschinenleistungen aus. Man ist daher auf Grund dieser Be-

trachtungen berechtigt, anzunehmen, daß unter den vorhandenen Möglichkeiten für die Verbesserung der Maschine die wichtigste die ist, die inneren Reibungsverluste möglichst zu vermindern und in zweiter Linie Vergasung und Gemischverteilung zu verbessern.

Im Gegensatz zu Maschinen für andere Zwecke, kann man die Maschine für Personenkraftwagen als eine solche ansehen, die, außer während ganz kurzer Zeiten, niemals mit ihrer Höchstleistung beansprucht wird; es ist bereits weiter oben darauf hingewiesen worden, daß die verhältnismäßige Belastung derartiger Maschinen unter normalen Betriebsbedingungen im Durchschnitt nur ungefähr 30 bis 40 vH beträgt. In anderen Einheiten ausgedrückt besagt dies, daß die mittlere Leistung am Schwungrad der Maschine, die benötigt wird, um einen Personenkraftwagen unter normalen Umständen mit einer mittleren Geschwindigkeit von 40 bis 50 km/h anzutreiben, ungefähr 7 PS für 1 t Gewicht des unbeladenen Wagens beträgt, und daß es selbst bei noch so rücksichtslosem Fahren auf öffentlichen Hauptstraßen in England unmöglich ist, 15 PS/t mittleren Aufwand an Leistung überhaupt zu erreichen, gleichviel welche Höchstleistung die Maschine hat.

In diesem Zusammenhange ist es wertvoll, zu erwähnen, daß man auf Grund sorgfältiger Messungen des Brennstoffverbrauches während der Probefahrten für das Tourist-Trophy-Rennen auf der Isle of Man im Jahre 1922 festgestellt hat, daß die mittlere Leistung der 3 l-Vauxhall-Rennwagen während ihrer schnellsten Runden, bei denen sie im Mittel Geschwindigkeiten von beträchtlich mehr als 96 km/h auf vollkommen übersichtlicher und sehr hügeliger Bahn erreichten, bestimmt weniger als 50 PS betragen hat, selbst wenn man annimmt, daß ihre Vergaser auf den geringsten Brennstoffverbrauch eingestellt waren. Zieht man in Betracht, daß diese Maschinen weit über 120 PS Leistung entwickeln konnten und daß die Wagen mit der höchsten möglichen Geschwindigkeit gefahren wurden, die bei gerade noch ausreichender Sicherheit zulässig war, so scheint es etwas erstaunlich, daß nur ein so geringer Teil der verfügbaren Leistung wirklich ausgenutzt wurde. Man sieht aber daraus folgendes: Selbst wenn die Straßen vollkommen frei von Verkehr gemacht werden, wenn der Fahrer von jeder Verantwortung gegenüber allen anderen Benutzern der Straße entbunden wird und wenn ferner der Fahrer geschickt und auf große persönliche Gefahr vorbereitet ist, so beschränken ihn doch die Verhältnisse der Straße derart, daß er nie mehr als ungefähr 40 PS/t ausnutzen kann.

Die meisten heutigen Wagen haben einen unnötig hohen Brennstoffverbrauch. Die Gründe hierfür sind:

1. Der mechanische Wirkungsgrad der Maschine ist in der Regel sehr niedrig; vor allem gerade bei der einen Art der Anwendung, wo er so hoch wie möglich sein müßte.

2. Die Form des Verbrennungsraumes ist wegen fehlender Wirbelung im allgemeinen ungünstig.

3. Die Vergasung und die Gemischverteilung, insbesondere die letztere, sind fehlerhaft.

Die neueren Fortschritte haben sich im allgemeinen lediglich darauf beschränkt, verschiedene Verfeinerungen an den Maschinen anzubringen, und richten sich auf Vermeidung von Geräusch und allgemeine Erhöhung der Weichheit des Ganges. Solche Richtungen der Entwicklung sind selbstverständlich durchaus erwünscht, aber man neigt dabei leicht dazu, die rein wirtschaftliche Tatsache zu übersehen, daß sich der Wirkungsgrad eines Fahrzeuges als Ganzes in der Anzahl von Tonnenkilometern ausdrückt, die man mit 1 l verbrauchtem Brennstoff leisten kann. In allzu vielen Fällen hat man anscheinend über dem Streben nach Geräuschlosigkeit bei der besseren Klasse von Wagen und über dem Streben nach Verbilligung der Herstellung bei den Wagen der niedrigsten Preisklasse die Wirtschaftlichkeit im Brennstoffverbrauch vollständig vergessen. Es wird hier absichtlich das Wort „vergessen“ und nicht das Wort „verzichten“ gebraucht, denn die Brennstoffwirtschaftlichkeit einer Maschine ist, wie weiter oben gezeigt wurde, nur eine Frage der Bauart und kann gewöhnlich erreicht werden, ohne daß Mehrkosten entstehen und ohne daß man irgendein anderes erwünschtes Merkmal aufzugeben braucht.

Die Geschichte der Entwicklung einer Maschine ist fast auf allen Gebieten des Maschinenbaues gleich. Im Anfang geht der Kampf nur darum, die rein mechanische Zuverlässigkeit zu erreichen. Während dieser Stufe der Entwicklung ist die Maschine nur ein bemerkenswertes Spielzeug. Dann folgt im allgemeinen eine Zeit eifrigen, eifersüchtigen Strebens nach Verfeinerung in den Einzelheiten unter Vernachlässigung anderer Rücksichten. Schließlich drängen aber die unerbittlichen Gesetze der Wirtschaftlichkeit dahin, die Aufmerksamkeit ausschließlich auf das zu richten, was den wirklich endgültigen Prüfstein darstellt, nämlich auf die Arbeit, die eine Maschine mit einer bestimmten Brennstoffmenge sowie bei gegebenem Gewicht und gegebenen Kosten der Baustoffe liefert.

Beim Kraftfahrzeug stehen wir in dieser Entwicklung anscheinend am Übergang zwischen der zweiten und der dritten Stufe, und man beginnt einzusehen, wie unsinnig es ist, beispielsweise einer Maschine dauernd eine schwere Bürde von Reibungsverlusten aufzuladen, oft nur, damit sie im Leerlauf ein wenig langsamer und ruhiger arbeitet. Da bei allen neuen Fortschritten, die Laien in die Hände fallen, die Mode eine überwiegende Rolle spielt, so verlangt die heutige Mode das Verfeinern von Einzelheiten ohne Rücksicht auf alle anderen Gesichtspunkte. Schließlich wird die Zweckmäßigkeit nach Sparsamkeit im

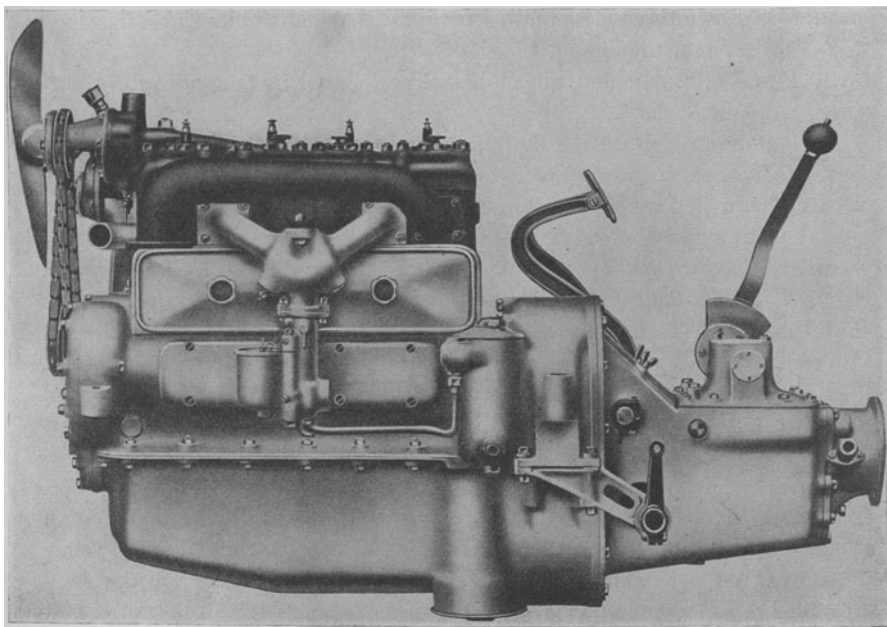


Abb. 151. 14 PS-Vauxhall-Motor, Vergaserseite.

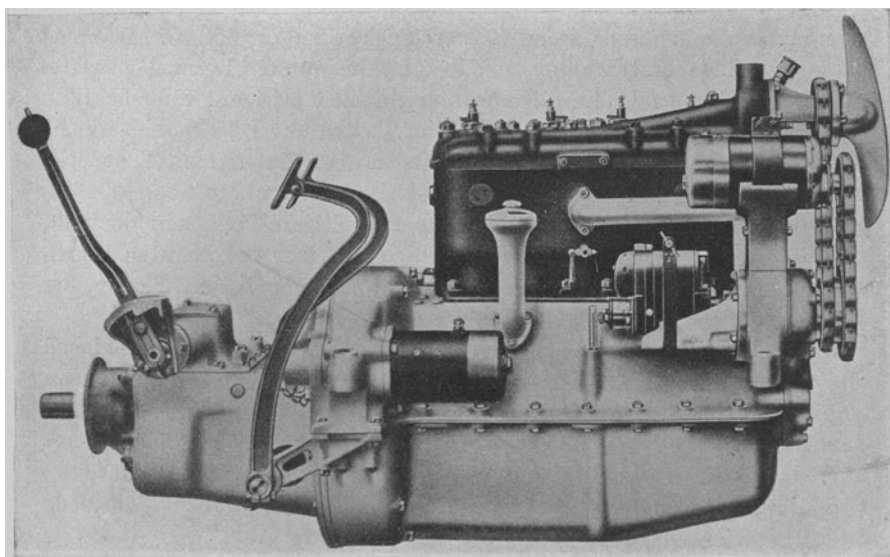


Abb. 152. 14 PS-Vauxhall-Motor, Magnetseite.

Betrieb verlangen, und dann werden die Konstrukteure ihre ganze Aufmerksamkeit darauf richten, die mechanischen Verluste zu vermindern und die Verteilung des Brennstoffgemisches zu verbessern.

Der 14 PS-Vauxhall-Motor. Den in Abb. 151 bis 154 dargestellten 14 PS-Vauxhall-Motor hat der Oberingenieur der Vauxhall Company, C.E. King, entworfen. Seinem Entgegenkommen verdankt der Verfasser die Erlaubnis, die nachfolgenden Einzelheiten zu veröffentlichen.

Der Vauxhall-Motor kann als kennzeichnendes Beispiel einer neuzeitlichen Maschine für Personenkraftwagen der besten Bauart angesehen werden, die in der Absicht entworfen wurde, soweit wie möglich dem Diktat der Mode zu genügen, die aber auch zu gleicher Zeit in Leistung und Brennstoffverbrauch die üblichen mittleren Maschinen dieser Klasse weit übertreffen sollte. Der Motor hat vier Zylinder von 120 mm Dmr. und 130 mm Hub, was einen Gesamthalt der

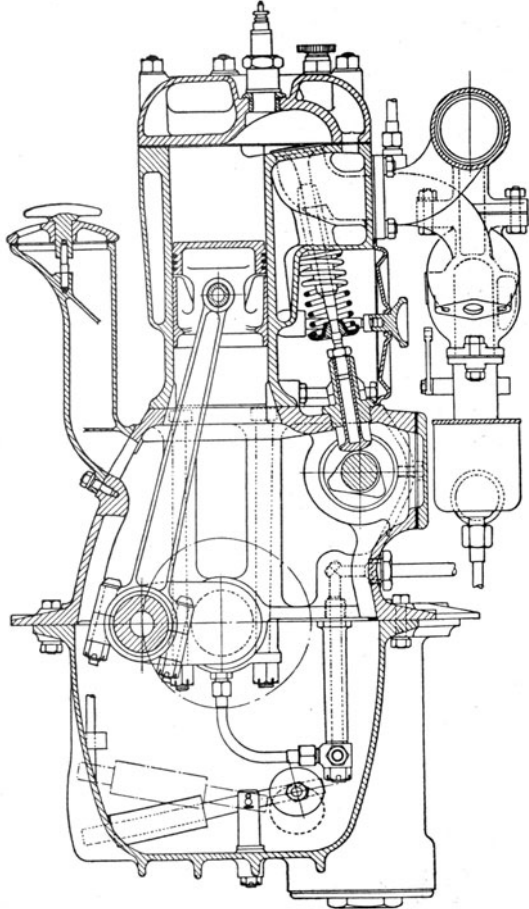


Abb. 153. 14 PS-Vauxhall-Motor, Querschnitt.

Zylinder von etwa 2,3 l ergibt, und ist für den Antrieb eines fünf-sitzigen Reisewagens entworfen, der vollständig mit Fahrgästen und üblicher Ausrüstung etwa 1450 kg wiegt. Die Höchstleistung des Motors beträgt 44,2 PS_e bei 2600 bis 2700 Uml./min.

Besondere Sorgfalt wurde beim Entwurf darauf verwendet, soweit wie möglich die inneren Reibungsverluste zu vermindern, sowie dem Verbrennungsraum eine günstige Form zu geben. Das Ergebnis dieser Bemühungen waren beträchtlich höhere Leistung und wesentlich

besserer Wirkungsgrad, als man sonst bei den mittulguten Maschinen mit seitlichstehenden Ventilen erreicht, namentlich wenn sie mit geringer Belastung betrieben werden. Die Einzelheiten der Bauart sind

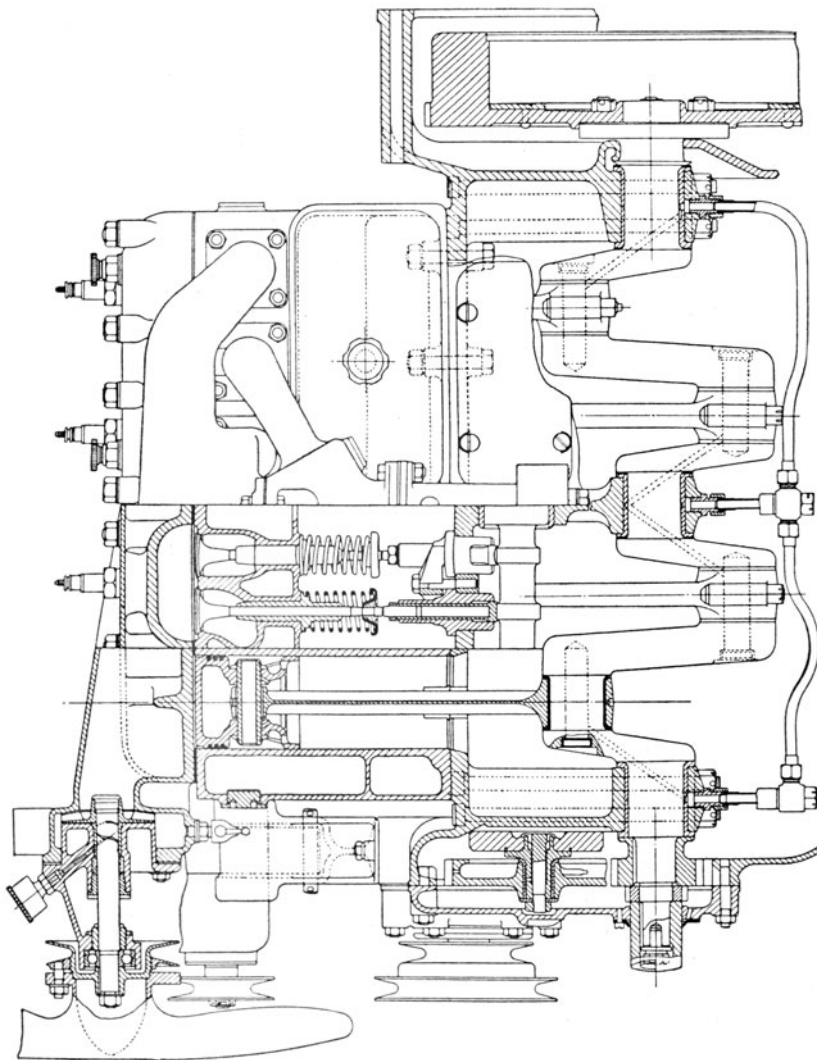


Abb. 154. 14 PS-Vauxhall-Motor, Längsschnitt.

in Abb. 153 und 154 wiedergegeben. Aus diesen Schnitten ist ersichtlich, daß die vier Zylinder getrennt vom Kurbelgehäuse in einem Block gegossen sind und einen gemeinsamen abnehmbaren Zylinderkopf aus Aluminium haben, dessen Verbrennungsraum in Abb. 153 zu erkennen ist.

Die Kurbelwelle läuft in drei Lagern mit Weißmetallfutter und ist mit Bohrungen für die Schmierung aller Haupt- und Kurbelzapfenlager unter Druck versehen. Die Kolben haben die Gleitschuh-Bauart aus Aluminium, ihre Gleitschuhe sind jedoch am unteren Ende wieder zu geschlossenen Ringen verbunden. Die Kolbenbolzen sind sowohl in den Pleuelstangen, als auch in den Kolben frei drehbar und werden an den Enden durch Unterlagscheiben und Sprengringe gehalten. Die gesamten hin und her gehenden Massen für jeden Zylinder wiegen 0,795 kg, während das umlaufende Gewicht des Kurbelendes der Pleuelstange ebenfalls 0,795 kg wiegt. Die Einlaßventile haben einen lichten Durchmesser von 35,6 mm und einen Hub von 8,9 mm, die Auspuffventile bei dem gleichen Hub 32,3 mm Durchmesser. Alle Ventile werden durch Ventilstößel mit gekrümmten Gleitflächen betätigt. Die Kurbelwelle hat durchweg einen Zapfendurchmesser von 44,5 mm, die Breiten der einzelnen Lager sind:

Hauptlager:

Vorderes Lager	61 mm	Schwungradlager	67,3 mm
Mittellager	53,3 „	Pleuellager	44,5 „

Das Verhältnis von Kolbenfläche zu Projektion der Pleuellagerfläche beträgt daher 2,22 : 1, so daß die Belastungszahl des Pleuellagers nur sehr gering ist.

In Abb. 155 sind die Ergebnisse von Bremsversuchen an dieser Maschine bei einem Verdichtungsverhältnis von 5,1 : 1 und bei Drehzahlen von 750 bis 2750 Uml./min bei vollgeöffneter Drossel wiedergegeben. Sie beweisen, daß die Maschine einen höchsten mittleren nutzbaren Kolbendruck von 7,6 at bei einer Drehzahl von 1750 Uml./min erzielt hat. Dies entspricht einer Gasgeschwindigkeit in

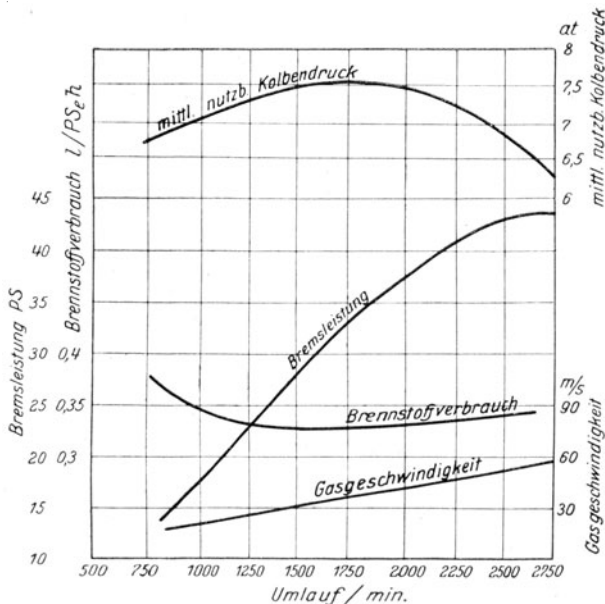


Abb. 155. 14 PS-Vauxhall-Motor, Ergebnisse der Bremsversuche.

den Einlaßventilen von ungefähr 36,5 m/s und in der Saugleitung von ungefähr 53,2 m/s. In der Saugleitung wurde diese verhältnismäßig hohe Gasgeschwindigkeit zugelassen, um zu vermeiden, daß sich selbst bei geringer Belastung flüssiger Brennstoff darin niederschlägt.

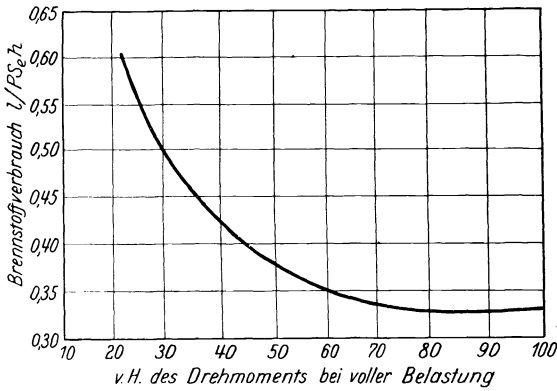


Abb. 156. 14 PS-Vauxhall-Motor, Brennstoffverbrauch bei konstanter Drehzahl und veränderlicher Leistung.

Abb. 156 zeigt den Brennstoffverbrauch dieser Maschine bei einer unveränderlichen Drehzahl von 1600 Uml./min, während die Leistung durch Drosseln verändert wurde. Aus dem Verlauf der Linie ist ersichtlich, daß der Brennstoffverbrauch noch bei 50 vH des vollen Drehmoments weniger als 0,4 l/PS_eh beträgt.

Über den mechanischen Wirkungsgrad der Maschine sind keine Angaben verfügbar, aber man kann diesen Wirkungsgrad auf Grund der allgemeinen Bauart ausreichend genau abschätzen und aus dem Brennstoffverbrauch bei verringerter Belastung rückwärts nachrechnen. Auf Grund dieser Ableitung ergibt sich für den mechanischen Wirkungsgrad

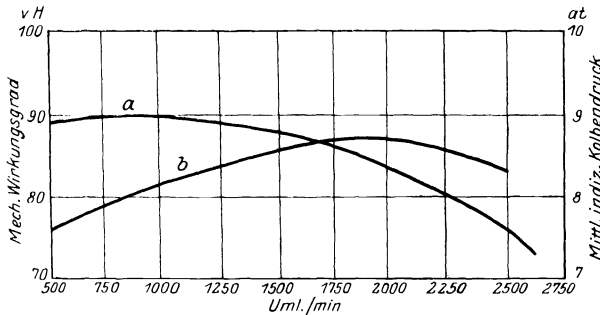


Abb. 157. Mechanischer Wirkungsgrad und mittl. indiz. Kolbendruck.

a Mechanischer Wirkungsgrad. b Mittlerer indizierter Kolbendruck.

und den mittleren indizierten Kolbendruck ungefähr der in Abb. 157 dargestellte Verlauf. Aus den Linien erkennt man, daß der mittlere indizierte Kolbendruck bei einer Gasgeschwindigkeit von ungefähr 45 m/s seinen höchsten Wert erreicht. Der indizierte Brennstoffverbrauch

müßte natürlich bei der gleichen oder ungefähr der gleichen Geschwindigkeit den kleinsten Wert haben, aber leider geht aus der Drosselkurve klar hervor, daß der Vergaser bei voll geöffneter Drossel auf überreiches Gemisch eingestellt war, so daß kein wirklicher Nachweis möglich ist.

Der Motor treibt den Wagen über ein dreigängiges Wechselgetriebe, dessen Übersetzungen bei 1000 Uml./min der Maschine Geschwindigkeiten auf der Straße von 10, 20 und 33,8 km/h entsprechen. Die höchste Geschwindigkeit in der Ebene beträgt knapp 96,5 km/h, entsprechend einer Motordrehzahl von 2850 Uml./min ohne Berücksichtigung des Radschlupfes. Der mittlere Brennstoffverbrauch auf 100 km Fahrt beträgt 9,4 l bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h und 9,1 l bei 48 km/h mittlerer Fahrgeschwindigkeit.

Schiebermotoren. Für Kraftwagenmaschinen, bei denen die Ansprüche an Geräuschlosigkeit hoch sind, und deren Wärmeentwicklung zugleich wegen ihrer niedrigen mittleren Belastung nur gering ist, scheint die Verwendung von Kolbenschiebern an Stelle der üblichen Tellerventile sehr aussichtsvoll. Diese Kolbenschieber haben folgende Vorteile:

1. Ihre Wirkungsweise ist vollständig geräuschlos oder sollte es wenigstens sein.

2. Bei ihrer Anwendung kann man dem Verbrennungsraum die günstigste Form mit zentraler Anordnung der Zündkerze geben, so daß der indizierte Wirkungsgrad hoch und die Neigung zu Detonation so gering wie möglich sein müßte.

3. Sie erfordern weniger Aufmerksamkeit als Ventile und können bei unverständiger Behandlung nicht so leicht falsch eingestellt werden.

Gegen die Verwendung von Kolbenschiebern spricht folgendes:

1. Der Wärmeübergang auf das Kühlwasser wird notwendigerweise etwas behindert, obgleich dies bei Kraftmaschinen, und insbesondere, wenn sie nur mit einem Kolbenschieber versehen sind, nicht so wesentlich ist.

2. Der wirksame Querschnitt der gesteuerten Öffnungen ist notwendigerweise beschränkt, wenn der Schieber keinen abnormal großen Hub erhält.

3. Der Schieber oder die Schieber bedingen infolge ihrer großen Gleitflächen notwendigerweise einen höheren Reibungsverlust, insbesondere wenn ihr Hub groß ist.

4. Man kann den Schieber nur von einer Seite aus antreiben, wenn man nicht den ganzen Antrieb verdoppeln will, was den ganzen Antrieb übermäßig verwickeln und zu großen Schwierigkeiten in der Abstimmung der Bewegung auf beiden Seiten gegeneinander führen würde.

Bei einer Vierzylindermaschine ist die Aufeinanderfolge der Arbeitsvorgänge derart, daß man sie mit einem einfachen hin und her gehenden Schieber nicht ausführen kann. Man muß daher entweder zwei konzentrische hin und her gehende Schieber, wie beim Daimler-Knight-Motor, oder einen einzigen Schieber mit vereiniger hin und her gehender und drehender Bewegung, wie beim Burt-Motor, verwenden. Ein einfacher Drehschieber ist ebenfalls ungeeignet, da irgendeine Art von

hin und her gehender Bewegung schon notwendig ist, um zu verhindern, daß der Schieber im Zylinder frißt. Ebenso ist es wichtig, daß bei jedem Arbeitsvorgang die ganze Innenfläche des Schiebers durch den Kolben oder den feststehenden Zylinderkopf sauber abgestrichen wird, damit sich infolge von Abnutzung oder von Kohleablagerungen keine vorspringenden Kanten an den Laufflächen bilden, die die Wirkungsweise der Schieber empfindlich stören könnten.

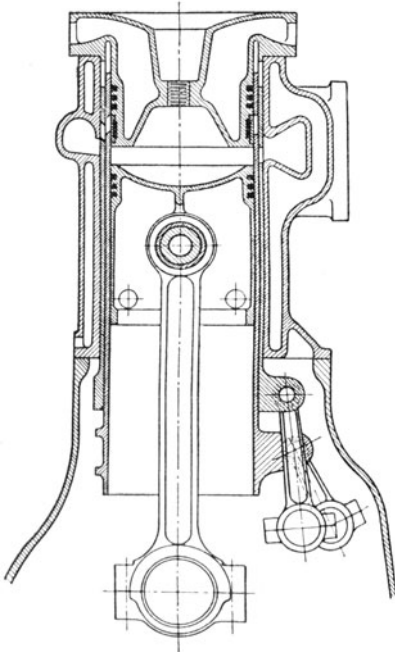


Abb. 158. Arbeitsweise einer Maschine mit Doppelschieber-Steuerung.

Die Verwendung von zwei konzentrischen hin und her gehenden Schiebern hat den Vorteil, daß ihr mechanischer Antrieb etwas einfacher ist, aber es ist schwer einzusehen, welche weiteren Vorteile diese Bauart haben soll. Der Hauptnachteil der Maschinen mit Kolbenschiebersteuerung, nämlich die Schwierigkeit, die Wärme aus dem Kolben abzuleiten, wird bei der Anwendung von zwei Schiebern noch besonders verstärkt, ebenso wie die Reibungsverluste, die nicht gering sind und die namentlich bei Maschinen mit geringer mittlerer Belastung, wie bei Kraftwagen, einen erheblichen Nachteil darstellen.

In Abb. 158 ist die Arbeitsweise einer Maschine mit Doppelschiebersteuerung schematisch dargestellt. Die Schieber werden, wie ersichtlich, von einer mit der halben Drehzahl der Maschine umlaufenden Exzenterwelle betätigt, die durch kurze Pleuelstangen seitlich an jeden Schieber angeschlossen ist.

Abb. 159 bis 166 stellen verschiedene von Burt angewandte Arten des Antriebes von Einzelschiebern dar. Nach dem Verfahren in Abb. 159 und 160, das bei den Maschinen von Picard-Pictet angewandt wurde und vom mechanischen Standpunkt aus wohl beachtenswert, aber etwas kostspielig ist, benutzt man zwei Exzenterwellen, die mit der halben Drehzahl laufen, und der Schieber wird von der Mitte einer Kuppelstange angetrieben, die die beiden Wellen miteinander verbindet. Das eine Ende der Kuppelstange umfaßt den Exzenterzapfen unmittelbar, während beim anderen Ende ein Gleitstück eingeschaltet ist; dieses dient zum Ausgleich geringer Änderungen des Mittenabstandes der Exzenterzapfen, die bei nicht ganz übereinstimmender Bewegung der Exzenterwellen eintreten könnten.

Abb. 161 und 162 stellen eine ähnliche Antriebsart dar, bei der man aber nur eine Steuerwelle, die mit halber Drehzahl läuft, zu verwenden braucht. Sie soll sich in der Praxis gut bewähren, ist aber offenbar in mechanischer Hinsicht nicht so günstig wie die in Abb. 159 und 160.

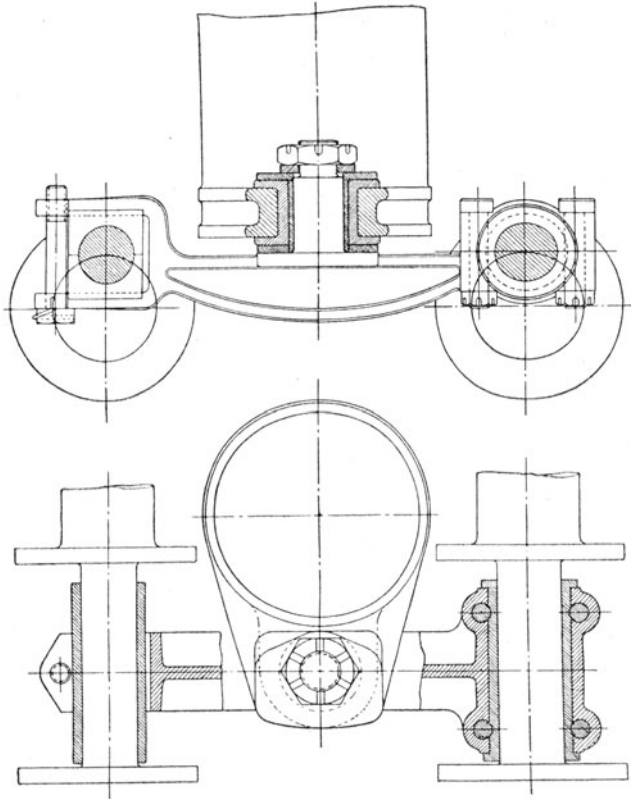


Abb. 159 und 160. Antrieb eines Einzelschiebers nach Burt bei der Maschine von Picard-Pictet. Verhältnismäßiger Öffnungsquerschnitt 0,8.

Bei einer weiteren sehr bemerkenswerten Art des Antriebes für den Einzelschieber, Abb. 163 und 164, benutzt Burt ein Kugelgelenk zum Verbinden des Schiebers mit der Steuerwelle. Diese Bauart hat den Vorteil, daß sie beträchtlich leichter ist und gedrängter ausfällt, sie ist vielleicht auch die billigste und am leichtesten zugängliche Bauart. Eine ähnlich einfache Ausführungsform dieses Antriebes, Abb. 165 und 166, die bei den Argyllwagen verwandt wurde, macht für die Verbindung des Schiebers mit der Steuerwelle nicht von einem Kugelgelenk, sondern von einem einfachen Bolzen Gebrauch, der wie ein Kolben im Antriebsexzenter hin und her geht. Da man bei dieser Ausführungsform ähnlich wie bei denen

nach Abb. 159 bis 162 und 165 und 166, nicht ohne einen Gelenkbolzen am Schieber auskommt, so wird hier der Abstand des Schiebers von der Mitte der Steuerwelle und damit auch das Gewicht der Steuerung erhöht.

Die nachfolgenden Angaben und Einzelheiten über die Bestimmung der Schlitzquerschnitte usw. bei Steuerungen mit Einzelschieber hat der Erfinder dieser Steuerung, Burt, in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellt.

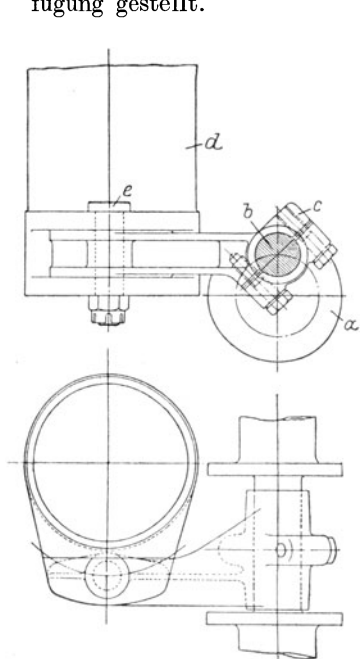


Abb. 161 und 162. Antrieb eines Einzelschiebers nach Burt mit einer Steuerwelle. Verhältnismäßiger Öffnungsquerschnitt 0,85.

a Steuerwelle. *b* Exzenterzapfen.
c Kuppelstange. *d* Schieber.
e Gelenkbolzen.

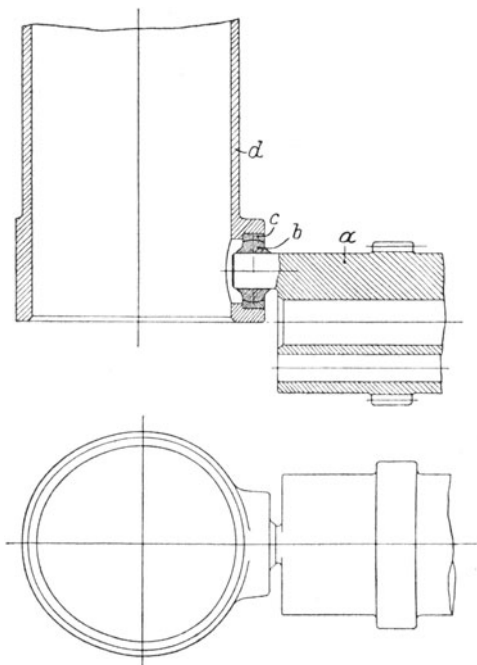


Abb. 163 und 164. Verbindung des Einzelschiebers mit der Steuerwelle durch ein Kugelgelenk. Verhältnismäßiger Öffnungsquerschnitt 1,0.

a Exzenter. *b* Gelenkkugel. *c* Kugelschale.
d Schieber.

Berechnung der Schieber Schlitz. Die besondere Form der Schlitz wurde gewählt, um größten Querschnitt der Schieberöffnung bei möglichst kleinem Schieberweg zu erhalten. In Abb. 167 und 168 sind kennzeichnende Formen der Schlitz sowie die Bewegungsverhältnisse bei Einschiebersteuerung wiedergegeben, und zwar ist in Abb. 167 *a* die ideale Form, *b* die gleiche Form der Schlitz mit abgerundeten Ecken, damit der Schieber nicht zwischen zwei Schlitz des Zylinders hängen bleibt. Die Schlitzform *c* mit geradliniger Begrenzung wird gewöhnlich angewandt, da sie sich leichter bearbeiten läßt, obgleich sie bei gegebenem

Hub der Exzenterwelle einen etwas kleineren Querschnitt als die Schlitzform *b* ergibt.

Bevor man mit der Berechnung der Schlitzze beginnt, muß man folgende Einzelheiten der Bauart festlegen:

- A* = Anordnung und Anzahl der Schlitzze,
- D* = äußerer Durchmesser des Schiebers in mm,
- C* = Abstand von der Achse des Schiebers zur Mitte des Gelenkbolzens oder des Kugelgelenkes in mm,
- T* = Kurbelarm der Exzenterwelle in mm,
- V* = Öffnungs- und Schlußzeiten der Maschine.

Je größer die Anzahl der Öffnungen des Schiebers ist, desto kleiner wird der Hub der Exzenterwelle bei gegebenem Öffnungsquerschnitt. Das verringert auch sämtliche Außenabmessungen des Schieberantriebes und die Bauhöhe der Maschine, während die Form der Kerne für den Wassermantel in den Zylindergußstücken verwickelter wird und die Bearbeitung der Schieberöffnungen längere Zeit beansprucht. Je geringer die Anzahl

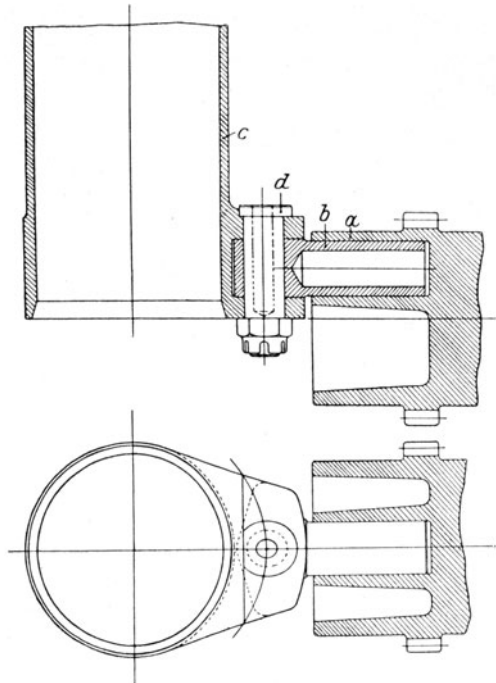


Abb. 165 und 166. Burt-Schieberantrieb beim Argyllwagen durch verschiebbaren Bolzen. Verhältnismäßiger Öffnungsquerschnitt 0,85.

a Exzenter. *b* Verschiebbarer Bolzen. *c* Schieber. *d* Gelenkbolzen.

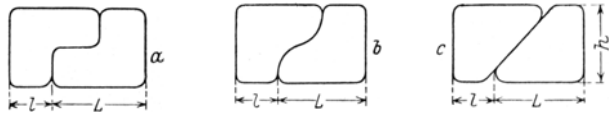


Abb. 167. Formen der Steuerschlitzze für Einschieber-Steuerungen.

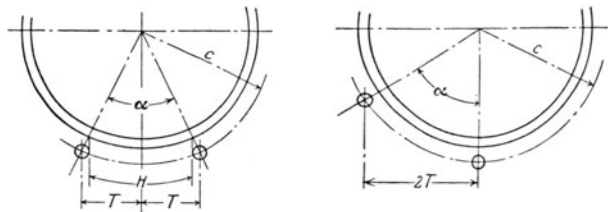


Abb. 168. Bewegungsverhältnisse bei der Einschiebersteuerung.

a Antrieb in der Mitte.

b Antrieb versetzt.

der Schlitzze bei gleichem Querschnitt ist, desto größeren Hub braucht die Exzenterwelle und desto größer werden alle übrigen Abmessungen, aber dafür werden die Zylinderkerne einfacher und die Schieberschlitzze schneller herstellbar.

Die größten Einlaßquerschnitte, die man mit verschiedenen Schlitzzahlen erzielen kann, sind in Abb. 169 angegeben, während Abb. 170

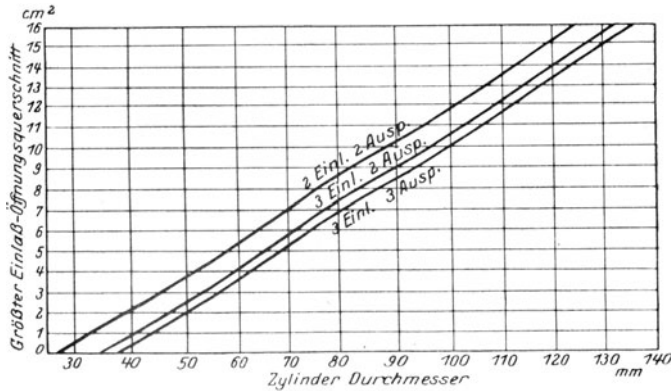


Abb. 169. Größte Einlaßöffnungs-Querschnitte bei Einschiebersteuerungen mit verschiedenen Schlitzzahlen für Einlaß und Auspuff.

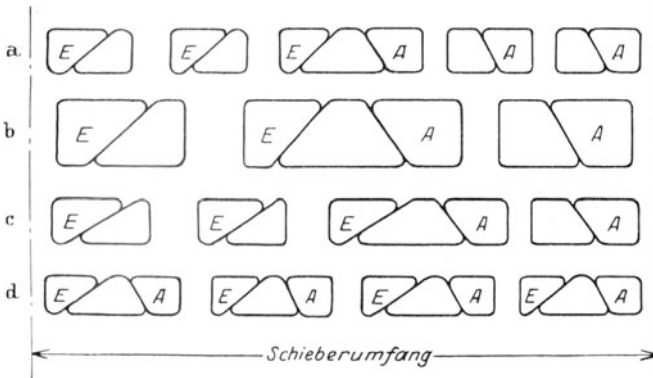


Abb. 170. Verhältnismäßige Größe der Schlitzze bei verschiedener Anzahl der Schlitzze für Einlaß und Auspuff.

- | | |
|-------------------------------|---|
| <i>E</i> Einlaß. | <i>b</i> 2 Einlaß, 2 Auspuff. |
| <i>A</i> Auspuff. | <i>c</i> 3 Einlaß, 2 Auspuff. |
| <i>a</i> 3 Einlaß, 3 Auspuff. | <i>d</i> 4 Einlaß, 4 Auspuff abwechselnd wirkend. |

die verhältnismäßige Größe der Schlitzze bei diesen Anordnungen kennzeichnet. Man erkennt hieraus zugleich, daß bei jeder Anordnung ein Schlitz des Zylinders zweierlei Zwecken dient, nämlich abwechselnd für den Einlaß und für den Auspuff. Diese Ausführung ist zu empfehlen, wenn man möglichst große Öffnungsquerschnitte zu erzielen wünscht,

weil zwei getrennte Schlitz mit der Scheidewand dazwischen von dem Umfang des Schiebers selbstverständlich mehr als ein einzelner Schlitz beanspruchen würden.

Der Kolbenschieber wird gewöhnlich durch das Schleuderverfahren aus Gußeisen von hoher Güte hergestellt und erhält bei Maschinen bis zu 70 mm Zylinderdurchmesser eine Stärke von 2,5 mm; bei Maschinen von 108 mm Zylinderdurchmesser reicht eine Stärke von 3,2 mm vollständig aus. Den äußeren Durchmesser D des Kolbenschiebers kann man leicht erhalten, wenn man zum Durchmesser des Zylinders die Stärke des Schiebers zweimal hinzufügt, während der Abstand C , den man so klein wie möglich bemessen soll, im allgemeinen bei Antrieb des Schiebers mittels Kugelgelenkes, Abb. 163 und 164, $0,575 D$ beträgt.

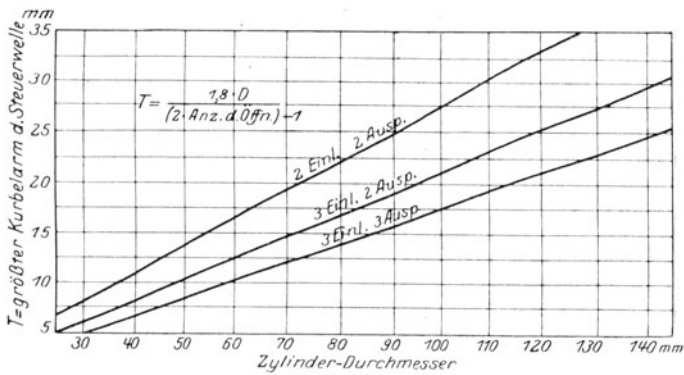


Abb. 171. Größte Kurbelarme der Steuerwelle für verschiedene Arten von Schlitzanordnungen.

Die Kurbellänge T der Exzenterwelle erhält man aus der Anzahl der Schlitz im Zylinder je nach der gewählten Anordnung der Schlitz und aus den Abmessungen D und C :

$$T = \frac{\pi D \cdot 0,575 D}{D (2 \cdot \text{Anzahl der Schlitz}) - 1} = \frac{1,8 D}{(2 \cdot \text{Anzahl der Schlitz}) - 1}$$

Diese Formel ergibt den größten Kurbelarm, der bei einer derartigen Antriebsart möglich ist, und innerhalb gewisser Grenzen je nach der Bauart der Maschine, für die man die Steuerung entwerfen soll, verringert werden kann. Die größten Kurbelarme für verschiedene Anordnungen der Schlitz und verschieden große Zylinder sind in Abb. 171 graphisch dargestellt.

Nummehr sind noch die Öffnungs- und Schlußzeiten V der Maschine festzulegen, die ebenso wie bei Ventilsteuerung von der Art der Maschine abhängen.

Die geringste zulässige Überdeckung beträgt 1,0 mm. Man wird sie im allgemeinen so bemessen, daß L ein rundes Maß wird.

W = kleinster Abstand zwischen den Schlitzzen (nicht bei Schlitzzen, die abwechselnd für Einlaß und Auspuff wirken, wie im Fall d der Abb. 170)

$$H + \text{Überdeckung} = 32,4 + 1,4 = 33,8 \text{ mm.}$$

$$h = \text{Höhe der Schlitzze} = T + (T \sin \beta) = 18 + 18 \cdot \sin 22^\circ 30' = 24,3 \text{ mm.}$$

4 Schlitzze von	31 mm	=	124 mm	Länge,
2 Zwischenräume von	33,8 mm	=	67,6 mm	Länge,
2 Zwischenräume von	19,7 mm	=	39,4 mm	Länge,
Umfang des Schiebers		=	231,0 mm	.

$$l_e = \text{unteres Ende des Einlaßschlitzes} = \frac{H}{2} - T \cdot \frac{0,5D}{C} \sin \delta$$

$$= 17,2 - 18 \cdot \sin 7^\circ 30' \cdot \frac{36,5}{42} = 17,2 - 2,03 = 15,17 \text{ mm.}$$

$$l_u = \text{unteres Ende des Auspuffschlitzes} = \frac{H}{2} + T \cdot \frac{0,5D}{C} \sin \gamma$$

$$= 17,2 + 18 \cdot \sin 15^\circ \cdot \frac{36,5}{42} = 17,2 + 4,04 = 21,24 \text{ mm.}$$

Bei Schlitzzen mit geradlinigen Seiten kann man den Flankenwinkel gemäß Abb. 172 folgendermaßen berechnen:

$$AC = h - 2r, \quad \text{tang } \Theta = \frac{BC}{AC}.$$

$$r = \text{Abrundung in der Ecke, gewöhnlich } AB = \frac{BC}{\sin \Theta} = 3 \text{ mm.}$$

$$AD = EB = r, \quad \sin \Theta = \frac{r}{\frac{1}{2} AB}.$$

$$BC = L - (1 + 2r), \quad z = 90^\circ - \Theta.$$

$$\text{Flankenwinkel} = x = z - \Theta.$$

In Abb. 173 ist der Steuerungsplan des berechneten Schiebers auf dem Kurbelkreis dargestellt, während in Abb. 174 die gleichen Zeiten auf den Steuerwellenkreis übertragen sind. Hierbei steht die Kurbelwelle im oberen Totpunkt, wenn die Kurbel der Steuerwelle im unteren Totpunkt steht. Es ist klar, daß man bei einer derartigen Einstellung infolge der größeren Höhe der Auspuffschlitze eine verhältnismäßig lange Auspuffperiode erhält. Um dies zu vermeiden und um die Bearbeitung der Schlitzze zu vereinfachen, gibt man im allgemeinen den

Einlaß- und Auspuffschlitzen die gleiche Höhe. Das kann man dadurch ermöglichen, daß man der Steuerwelle im unteren Totpunkt gegenüber der Kurbelwelle so viel Voreilung gibt, daß die Winkel x und y , Abb. 174, gleich werden. Die Größe des Voreilwinkels ergibt die Formel $\frac{x + y}{4}$.

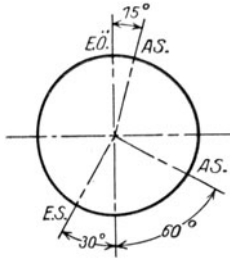


Abb. 173. Schiebereinstellung auf dem Kurbelkreis.

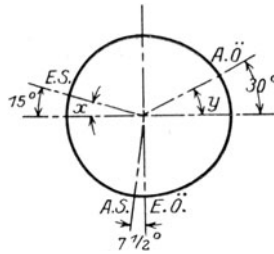


Abb. 174. Schiebereinstellung auf dem Steuerwellenkreis, un- ausgeglichen.

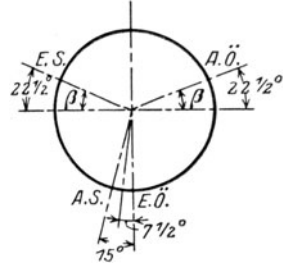


Abb. 175. Schiebereinstellung auf dem Steuerwellenkreis, ausgeglichen mit $7\frac{1}{2}^\circ$ Kurbelzapfen- voreilung.

E.Ö. = Einlaß öffnet.
E.S. = Einlaß schließt.

A.Ö. = Auspuff öffnet.
A.S. = Auspuff schließt.

Abb. 173 bis 175. Steuerungsplan des berechneten Schiebers.

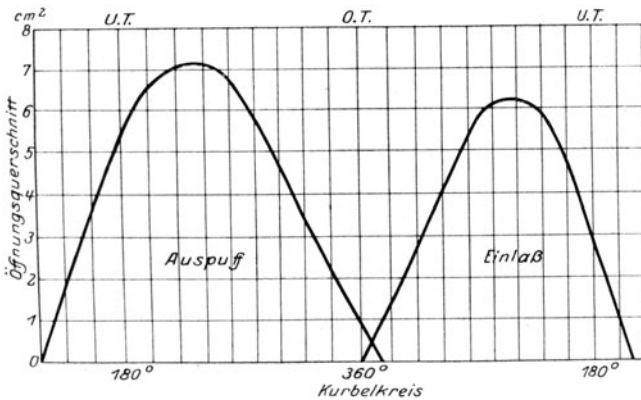


Abb. 176. Diagramm der Schieberöffnungen.
68 mm Zyl.-Drm., $C = 42$ mm, $T = 18$ mm.

Das Ergebnis ist für das berechnete Beispiel in Abb. 175 aufgetragen, und das entsprechende Diagramm der Schieberöffnungen ist in Abb. 176 dargestellt.

Abb. 177 zeigt als Beispiel eine kleine Vierzylinder-Kraftwagenmaschine von 68 mm Hub und 103 mm Zylinderdurchmesser, bei der

ein Einzelschieber für jeden Zylinder mittels Kugelgelenkes angetrieben wird, und Abb. 178 und 179 eine besonders sauber entworfene Motorradmaschine, ausgeführt von der Firma Barr & Stroud, deren Einzelschieber auf die gleiche Art angetrieben wird.

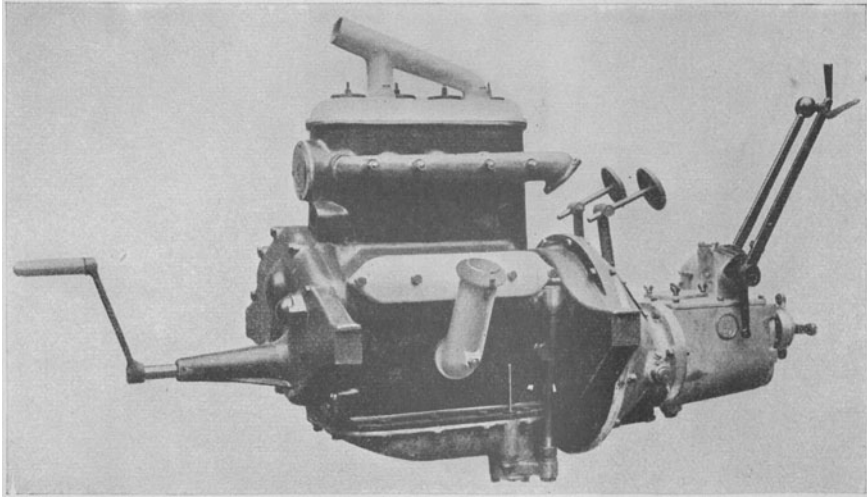


Abb. 177. Vierzylinder-Kraftwagenmaschine mit Einschiebersteuerung.

Rennwagen. Die Erfahrungen bei Kraftwagen- und Motorradrennen sind eines der wertvollsten Mittel gewesen, um den Entwurf hochwertiger Verbrennungsmaschinen anzuregen, denn die Rennmaschine arbeitet unter so schweren Bedingungen, wie sie sonst an keiner anderen Stelle anzutreffen sind, so daß sich Schwächen der Maschine, die sich sonst bei Gebrauch unter normalen Verhältnissen erst nach Verlauf von Jahren entwickeln würden, bei Rennen schon nach wenigen Minuten zum Vorschein kommen. Die schnellen Fortschritte, die die schnelllaufende Verbrennungsmaschine in den letzten Jahren gemacht hat, sind nur dem Anreiz durch die Kraftwagenrennen zu verdanken, und zwar in einem Ausmaße, das nur wenige voll würdigen.

Beim Entwurf einer Rennmaschine hat der Konstrukteur die volle Freiheit, alle ihm bekannten Hilfsmittel zur Erzielung höchster Leistung, ohne Rücksicht auf andere Erwägungen, anzuwenden, es sei denn, daß es in den letzten Jahren allgemein üblich geworden ist, den Zylinderinhalt von Rennwagenmaschinen zu begrenzen, was zweifellos nur günstig gewirkt hat.

Man hat in weiten Kreisen den Eindruck, daß Rennmotoren ihren Wert für die Ausbildung der Konstrukteure verloren haben, seitdem sie den Maschinen der wirklichen Gebrauchskraftwagen überhaupt nicht

mehr ähnlich sind. Das ist jedoch ein schwerer Irrtum; denn die Rennwagenmaschine arbeitet nach dem gleichen Arbeitsverfahren und unter den gleichen Bedingungen wie die Maschine eines Gebrauchswagens, mit dem einzigen Unterschied, daß diese Bedingungen viel schwerer sind

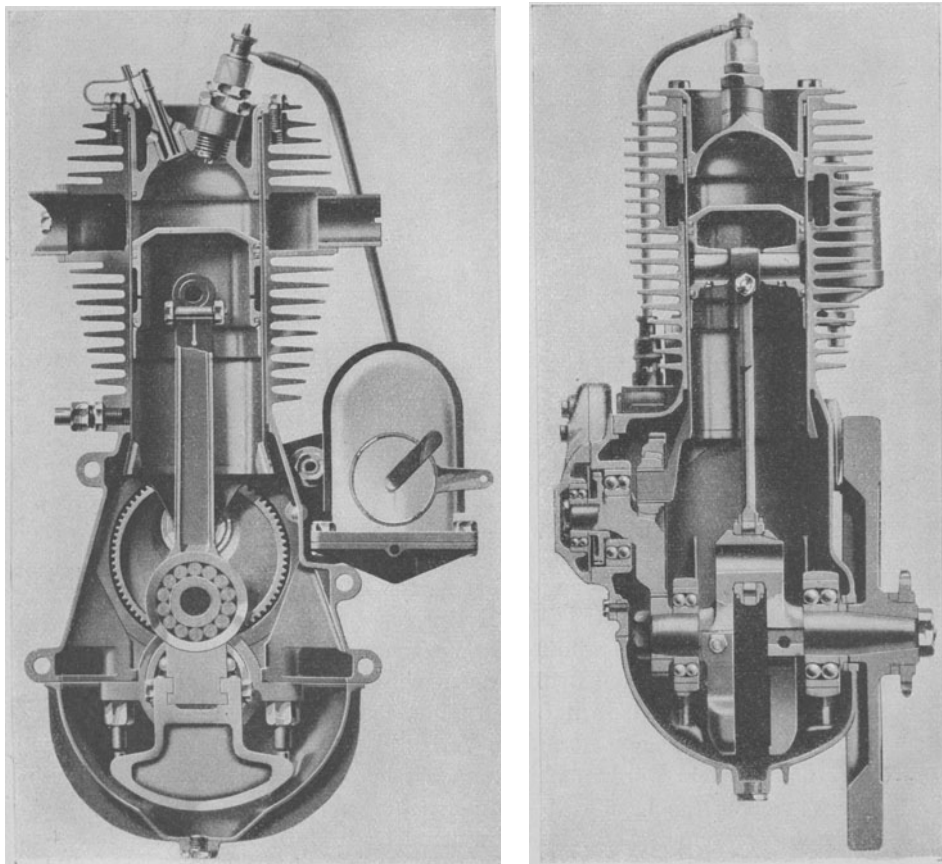


Abb. 178 und 179. Motorrad-Maschine von Barr u. Stroud mit Ein-schiebersteuerung.

als beim gewöhnlichen Gebrauchswagen, und die Lehren, die man aus ihrem Verhalten ziehen kann, sind für den einsichtigen Konstrukteur genau so verwendbar, wie wenn die Maschinen genau gleich wären.

Vom Standpunkt der Belehrung der Konstrukteure ist es vielleicht sogar erwünscht, daß zwischen den Rennwagenmaschinen und den Maschinen für Gebrauchswagen Unterschiede bestehen, denn gerade durch diese Verschiedenheiten werden

1. höhere Drehzahlen und daher schärfere Versuchsbedingungen erzielt, und

2. durch die Rennwagenmaschine von heute die Erfahrungen auch für die Zukunft und nicht nur für die unmittelbare Gegenwart gesammelt.

Weiterhin ist es eine weitverbreitete, aber durchaus irrtümliche Annahme, daß eine Rennwagenmaschine zwar hohe Leistung, aber schlechten Wirkungsgrad habe, und daß uns derartige Maschinen, da Brennstoffersparnis bei ihrem Entwurf überhaupt nicht in Betracht gezogen wird, keine Lehre über diese wichtige Frage erteilen können. Gerade das Gegenteil ist der Fall; denn eine Maschine muß in jeder Beziehung guten Wirkungsgrad haben, damit sie leistungsfähig ist, d. h. sie muß einen möglichst großen Teil der Wärmeenergie, die aus der Verbrennung mit 1 kg Luft zur Verfügung steht, in nutzbare Leistung am Schwungrad umsetzen. Wenn, wie es in manchen Fällen sein kann, die Luft mit Brennstoff übersättigt wird, so ist das ein Fehler des Vergasers und nicht der Maschine, denn bei guter Vergaserwirkung hat eine Rennwagenmaschine auch, auf den Brennstoffverbrauch bezogen, den höchsten thermischen Wirkungsgrad, der überhaupt möglich ist.

Die in den Abb. 180 bis 188 dargestellte Maschine ist eine von mehreren Maschinen, die die Firma Vauxhall Motors in ihre Rennwagen für das Jahr 1922 eingebaut hat. Diese Maschine hat 3 l Zylinderinhalt und entwickelt nach Ansicht des Verfassers die höchste Leistung, die je Maschinen von dieser Größe erreicht haben.

Die wichtigsten Ziele, die beim Entwurf dieser Maschine verfolgt wurden, sind:

1. möglichst hoher thermischer Wirkungsgrad zu dem Zwecke, mit der verfügbaren Luft die größtmögliche Leistung zu erreichen,
2. möglichst hohe bauliche Festigkeit,
3. Vermeidung von Drehschwingungen in der Pleuellagerung bei jeder Drehzahl, die die Maschine im Betrieb überhaupt erreichen kann,
4. möglichst hoher mechanischer Wirkungsgrad,
5. hoher volumetrischer Wirkungsgrad,
6. Pleuellagerung, die im Dauerbetrieb Drehzahlen von 4000 Uml./min aushalten können.

Die Mittel zur Erreichung dieser Ziele waren:

1. Um möglichst hohen thermischen Wirkungsgrad zu erzielen, hat man den Verbrennungsraum in der Form eines flachen Spitzdaches mit der Kerze in der Achse des Zylinderkopfes ausgebildet. Der größte Abstand der Zündkerzenpole von irgendeiner Stelle des Verbrennungsraumes beträgt nur 48,3 mm. Außer der mittleren Kerze hatte man noch die Möglichkeit, zwei weitere Kerzen, je eine an jeder Seite, an-

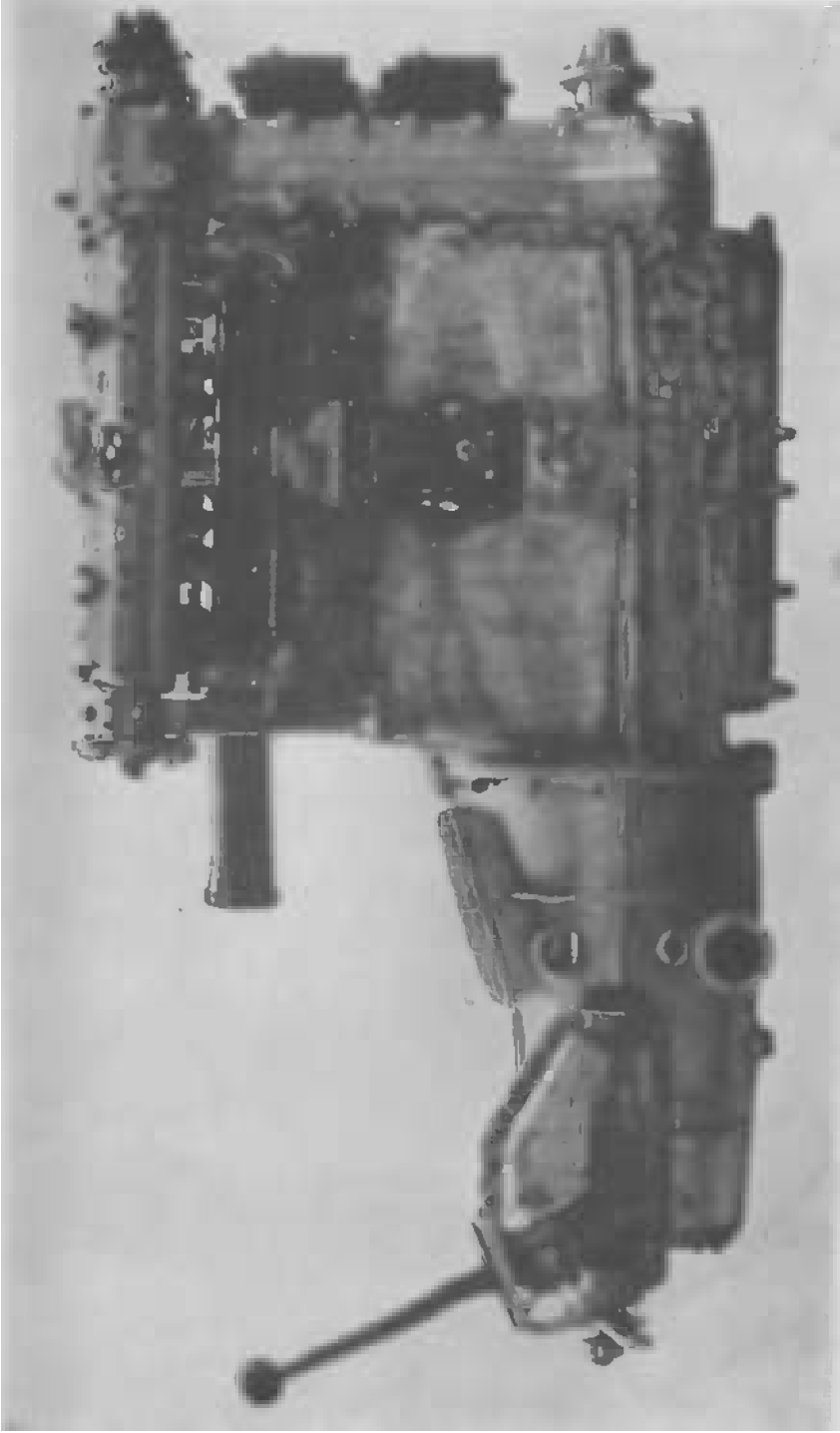


Abb. 180. Vauxhall-3-1-Rennwagenmaschine. Ansicht von der Vergasersseite.

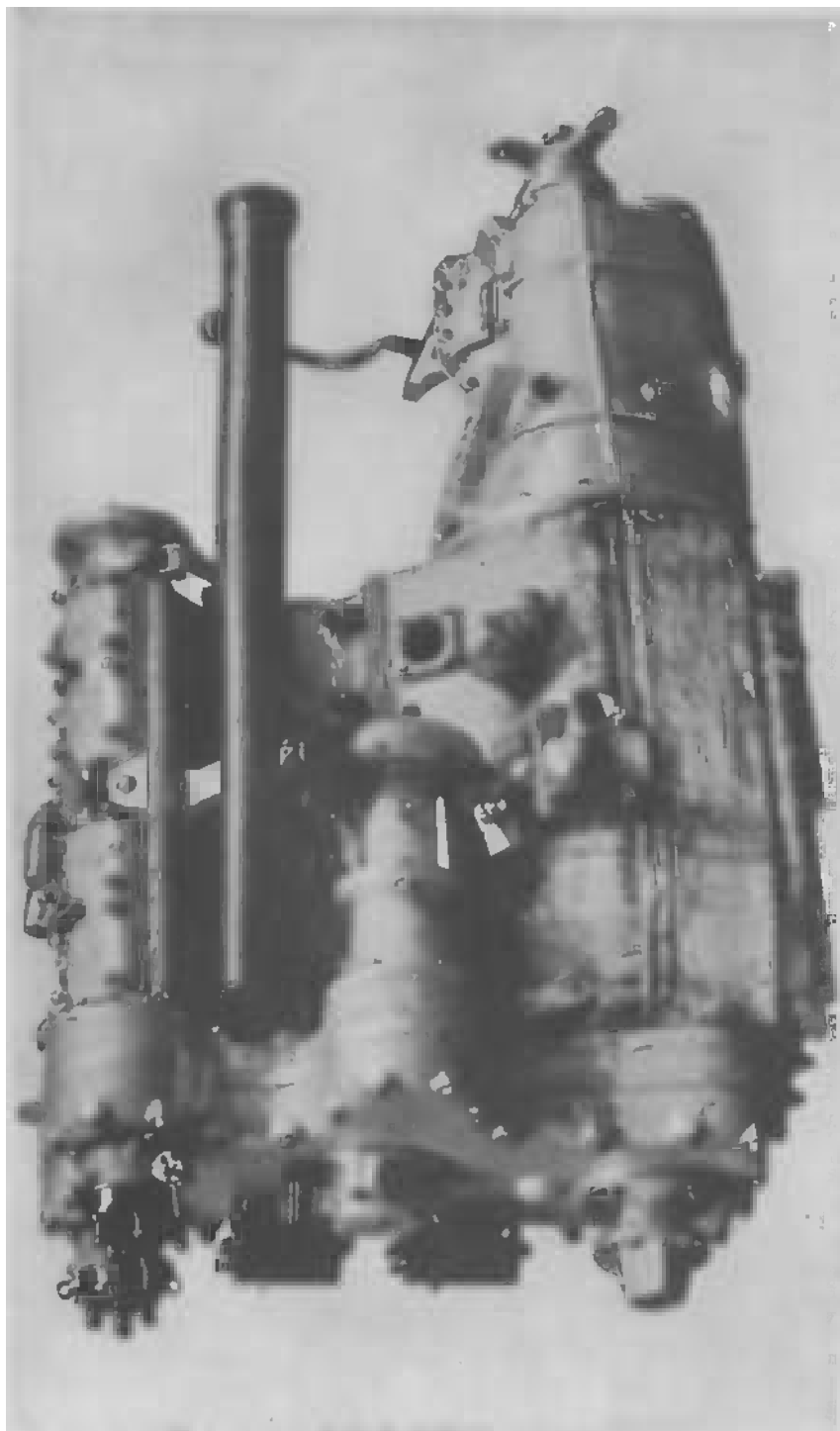


Abb. 181. Vauxhall-3-1-Rennwagenmaschine. Ansicht von der Auspuffseite.

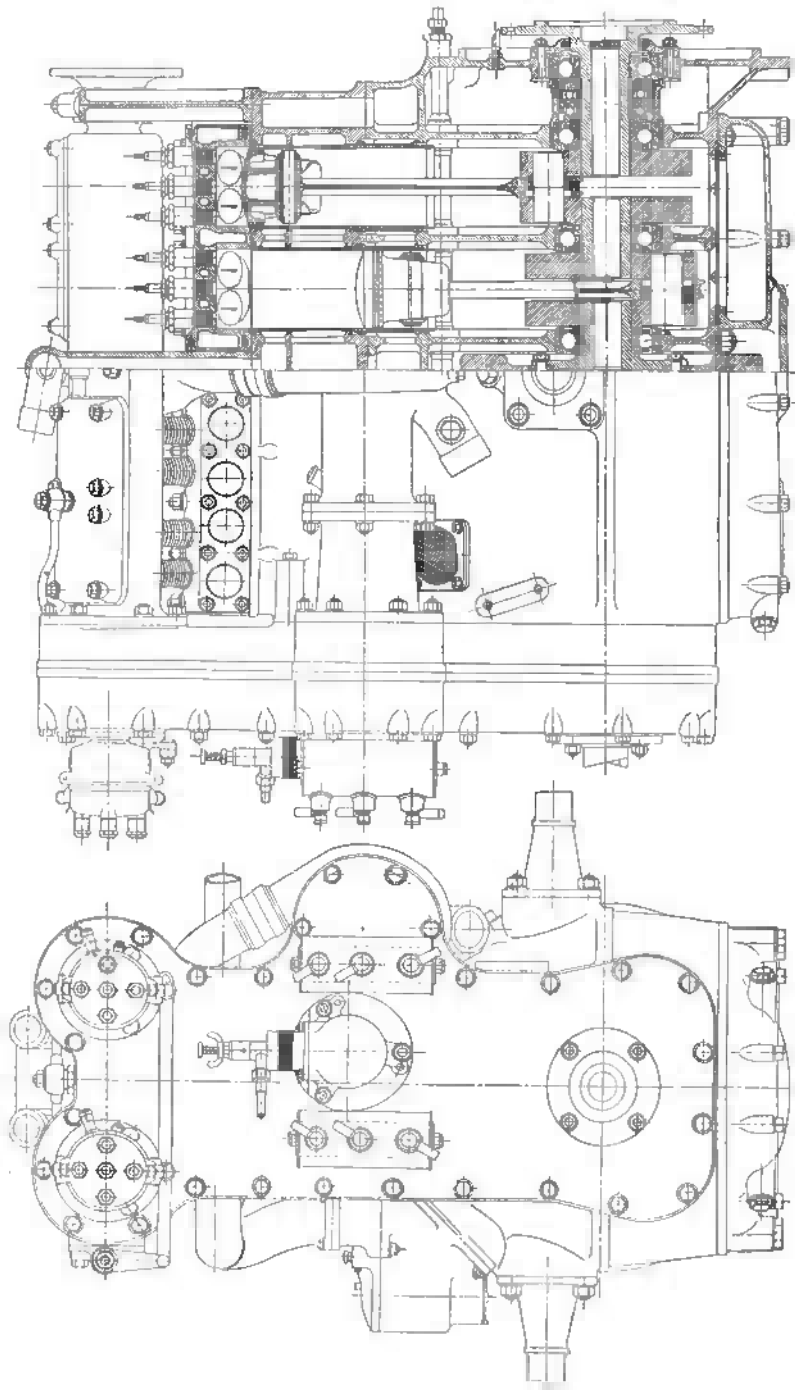


Abb. 182 und 183. Vauxhall-3-1-Rennwagenmaschine.

zubringen, die von einem gemeinsamen Niederspannungs-Stromunterbrecher aus synchron versorgt werden. Diese zusätzlichen Kerzen waren eher als Ersatz gedacht für den Fall, daß die Mittelkerze versagen sollte, sie sind aber in Wirklichkeit nie gebraucht worden.

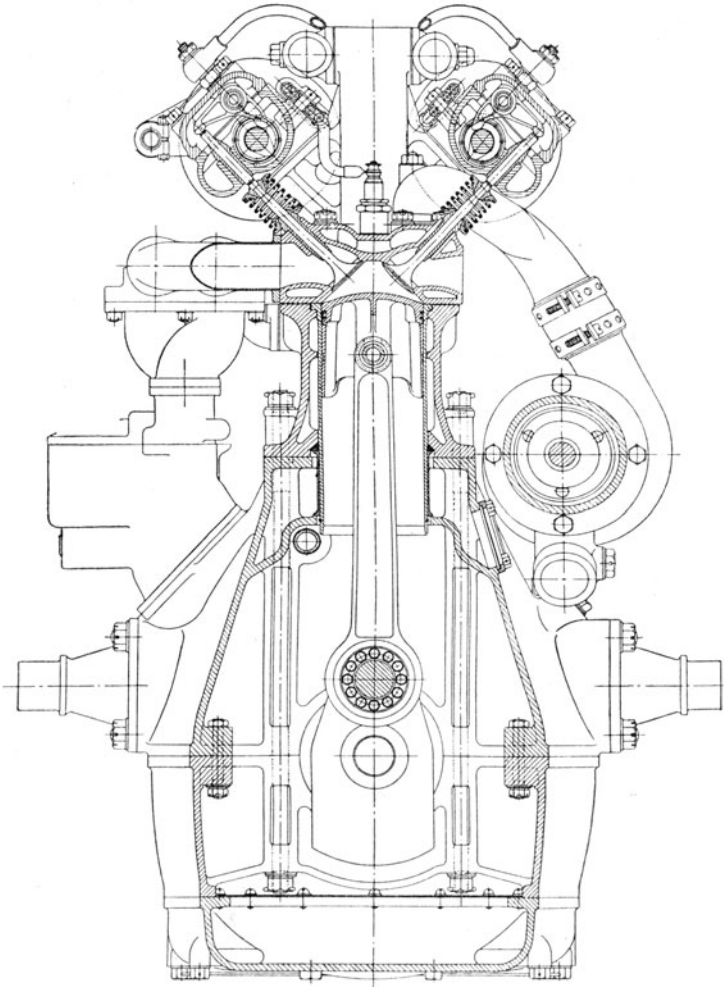


Abb. 184. Vauxhall-3-1-Rennwagenmaschine. Querschnitt.

2. Zur Erzielung möglichst hoher Steifigkeit der Bauart hat man das Kurbelgehäuse so tief wie möglich und tonnenförmig mit dem größten Querschnitt in der Mitte ausgebildet; die Wassermäntel der Zylinder werden in einem Stück gegossen und mit dem Kurbelgehäuse fest verschraubt, so daß sie einen zusätzlichen Träger bilden, während die

Schraubenbolzen vom Zylinderblock bis ganz zum Boden des Kurbelgehäuses reichen und dadurch das Gehäuse besonders gegenüber Beanspruchungen auf Drehung und Biegung versteifen.

3. Zur Vermeidung von Drehschwingungen wird das Schwungrad in der Mitte der Kurbelwelle angeordnet, so daß die größte dem Ver-

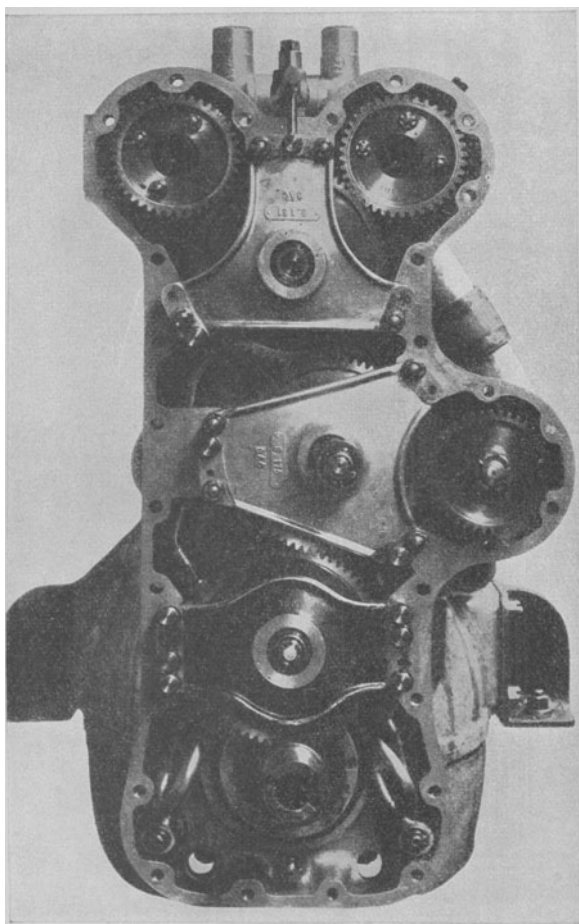


Abb. 185. Vauxhall-3-1-Rennmaschine, Hilfsantrieb.

drehen ausgesetzte Länge auf ungefähr 200 mm verringert wird. Die Kurbelwelle besteht in Wirklichkeit aus zwei vollständig getrennten Wellen mit je zwei Kröpfungen, die je mit einem Flansch an dem Schwungrad festgeschraubt werden. Diese Anordnung ist zwar sehr ungewöhnlich, hat sich aber ausgezeichnet bewährt, da bei keiner Drehzahl, mit der die Maschine laufen konnte, eine Spur von Drehschwingungen beobachtet wurde.

4. Zur Erzielung eines möglichst hohen mechanischen Wirkungsgrades werden Kolben nach der Gleitschuh-Bauart verwendet und die Zylinderlaufbüchsen

auf hoher Temperatur erhalten, damit die Zähigkeit des an ihnen haftenden Öles verringert wird. Die hohe Temperatur der Laufbüchsen wird dadurch erreicht, daß der untere Teil der Laufbüchsen von dem Hauptstrom des umlaufenden Kühlwassers abgetrennt ist, so daß das diesen Teil umspülende Kühlwasser praktisch in Ruhe bleibt. Im

übrigen werden, wo immer möglich, Kugel- und Rollenlager verwandt, die dazu beitragen, die Reibungsverluste auf das erreichbare Maß zu verringern und gleichzeitig gestatten, auf jede Art von Ölkühlung zu verzichten, die immer eine schwierige Aufgabe ist.

5. Um einen hohen volumetrischen Wirkungsgrad zu erreichen, hat man die Ansaugleitung so geteilt, daß jedes Überschneiden der Saughübe einzelner Zylinder vermieden wird. Das mittlere Zylinderpaar wird von einem Vergaser, das äußere Zylinderpaar von einem zweiten

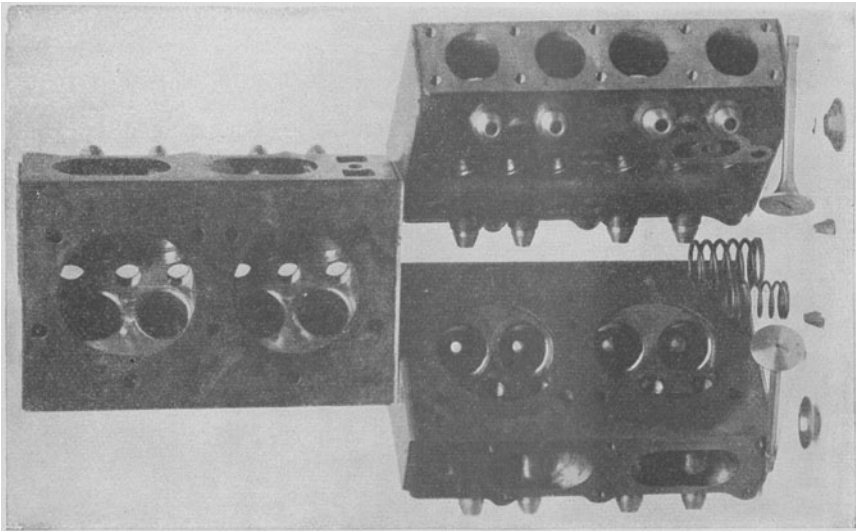


Abb. 186. Vauxhall-3-l-Rennmaschine. Zylinderköpfe und Ventile.

und vom ersten vollkommen unabhängigen Vergaser versorgt. Dadurch konnte die kinetische Energie des Gemischstromes in der Saugleitung weitgehend für die Füllung der Zylinder ausgenutzt werden, ohne befürchten zu müssen, daß ein Zylinder dem anderen Gas wegnimmt, was sich beim Überschneiden der Öffnungszeiten der Ansaugventile nicht vermeiden läßt, wenn alle vier Zylinder aus einer beliebigen gemeinsamen Leitung ansaugen.

Die Maschine hat vier Zylinder von 85 mm Durchmesser und 132 mm Hub und ist so entworfen, daß sie dauernd mit 4000 bis 4500 Uml./min laufen und auf kurze Zeiten auch bis zu 5000 Uml./min aushalten kann. Aus Rücksicht auf die bauliche Steifigkeit und auf das in der Mitte liegende Schwungrad ist das Kurbelgehäuse tonnenförmig ausgeführt und mit seitlichen Zapfen versehen, mit denen es im Rahmen gehalten wird. Der Zylinderblock ist ein Gußstück aus Aluminiumlegierung mit dem Wassermantel, in dem die stählernen Laufbüchsen lose eingesetzt

und durch Gummiringe gegen Wasserdurchtritt abgedichtet sind. Die Zylinderköpfe sind für je zwei Zylinder aus harter Bronze zusammengegossen und fordern keine besondere Erklärung. Die Ventile, von denen jeder Zylinder vier hat, sind verhältnismäßig klein und haben großen Hub. Die Steuerung ist ganz allgemein für den Betrieb mit 5000 Uml./min entworfen. Die Einlaßventile haben große zylindrische Ansätze und dies macht es möglich, verhältnismäßig niedrige Beschleunigungen zuzulassen und mit leichten und niedrig beanspruchten Ventildedern

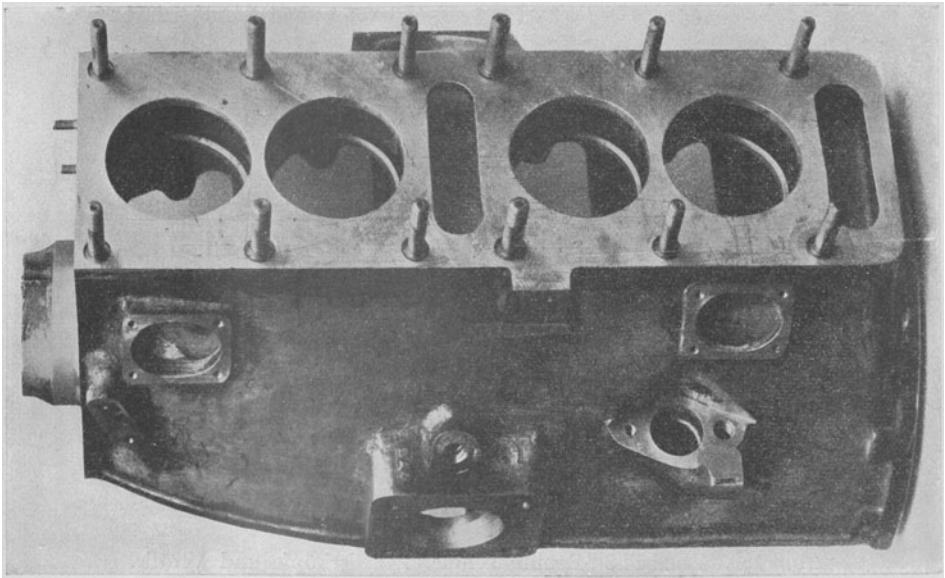


Abb. 187. Vauxhall-3-l-Rennmaschine. Kurbelgehäuse.

auszukommen. Die beiden Nockenwellen laufen in Aluminiumgehäusen, die in der Mitte und an den Enden am Zylinderblock befestigt sind. Sie laufen in Gleitlagern mit frei drehbaren gußeisernen Büchsen. Die Nocken selbst haben sehr kleinen Durchmesser, damit die Gleitgeschwindigkeit auf ein Mindestmaß verringert wird. Sie sind in der einfachen Form mit tangentialen Flanken ausgeführt. Die Stößel haben einfache Gleitbacken. Zwischen sie und die Ventile selbst sind kurze gerade Stoßstangen eingeschaltet. Die Nockenwellen werden durch einen Zug von Stirnrädern angetrieben, dessen Zwischenräder in besonderen dreiarmigen Gehäusen gelagert sind, so daß man den Eingriff der Zähne genau einstellen kann.

6. Die Erfahrungen mit Lagern sowohl im wirklichen Betrieb von Maschinen, als auch bei besonderen Versuchen haben ergeben, daß

selbst unter den günstigsten Verhältnissen in bezug auf die Schmierung auf gewöhnliche, mit Weißmetall ausgegossene Lager im Kurbelende der Pleuelstangen kein Verlaß ist; denn gleichgültig, wieviel Öl durch die Lager fließt, oder wie gründlich man sie auch kühlen mag, immer besteht nur eine geringe Aussicht, die durch die Reibung erzeugte Wärme derart schnell abzuleiten, daß das Lagermetall eine für den sicheren Betrieb noch zulässige Temperatur beibehält. Ferner war es aus Rücksicht auf die Verringerung der Schwingungen und auf die bauliche Steifigkeit wichtig, die Zylindermitten so nah wie möglich aneinander zu rücken, und dies begrenzte die zulässige Breite der Lager für die Wellen- und für die Kurbelzapfen.

Infolgedessen war es selbstverständlich, daß man für die Kurbelzapfen irgendeine andere Art von Lagern als gewöhnliche Weißmetall-

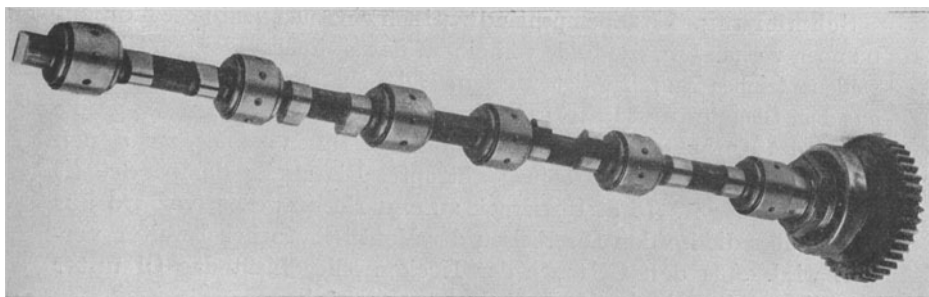


Abb. 188. Vauxhall-3-1-Rennmaschine. Steuerwelle.

lager verwenden mußte, um einen Dauerbetrieb mit einer mittleren Drehzahl von 4000 Uml./min aufrechterhalten zu können. Man hatte hierbei die Wahl zwischen

- a) frei drehbaren Laufbüchsen zwischen Kurbelzapfen und Pleuelstange unter Druckschmierung, und
- b) Rollenlagern.

Beide Arten von Lagern setzen eine irgendwie geteilte Kurbelwelle mit im Einsatz gehärteten Kurbelzapfen voraus, da weder die Laufbüchsen oder die Rollenlaufringe geteilt werden können, noch die schwereren geteilten Pleuelstangenköpfe zulässig waren. Von den zwei Möglichkeiten der Lagerung hatten die drehbaren Lagerbüchsen ununterbrochene Druckschmierung vorausgesetzt, während für die Rollenlager Tauchölung genügte. Da aus gleichen und aus weiteren Gründen auch für die Wellenzapfen Kugel- oder Rollenlager wesentlich waren, so hätte die Anlage einer Druckschmierung für die Kurbelzapfen eine schwierige Aufgabe bedeutet. Infolgedessen entschloß man sich zu der zweiten Bauart, der Verwendung von Rollenlagern. Die Art des Auf-

baues der geteilten Kurbelwelle war ein weiteres Problem, und nach langen Überlegungen entschloß man sich, die Kurbelwelle vollständig zu teilen und sie aus glatten zylindrischen Bolzen zusammenzusetzen, auf die die Kurbelarme wie bei den Kurbelwellen der Schiffsmaschinen und Großgasmaschinen warm aufgezogen werden.

Die Kurbelwellen wurden vollständig aus gewöhnlichem weichen Stahl hergestellt, wobei die Zapfen im Einsatz gehärtet wurden. Für die Pleuelstangenköpfe entschloß man sich, doppelte Reihen von kurzen Rollen in einteiligen Bronzekäfigen zu verwenden, denen die gehärteten Köpfe der Pleuelstangen selbst als äußerer Laufring dienten. Die Pleuelstangenköpfe wurden ferner durch zwei ringsum laufende Rippen versteift. Wie die Kurbelwelle wurden auch die Pleuelstangen aus gewöhnlichem niedrighaltigen Kohlenstoffstahl gefertigt und im Einsatz gehärtet.

Schmierung. Als Ölpumpen sind zwei schwingende, ventillose Kolbenpumpen vorhanden, die beide von einem der Zwischenräder des Steuerwellenantriebes aus betätigt wurden. Die eine Pumpe saugt das Öl aus dem Ölsumpf und liefert es in eine Rinne ab, die sich über die ganze Länge des Kurbelgehäuses erstreckt und vier Düsen enthält, aus denen das Öl auf jede Kurbelkröpfung abtropft. Die zweite Pumpe drückt das Öl mit etwa 1,75 at Überdruck zu den Nockenwellen, von wo aus das Öl über die hohlen Lagerbolzen der Ventilschwinghebel weiter verteilt wird. Aus den Gehäusen der Nockenwellen fließt das Öl unter natürlichem Gefälle in das Kurbelgehäuse zurück.

Kühlung. Das Kühlwasser wird mittels einer mit der halben Drehzahl der Maschine umlaufenden Kreiselpumpe im Umlauf erhalten. Von der Pumpe aus fließt das Wasser um die oberen Enden der Zylinderlaufbüchsen herum, deren untere Enden durch Zwischenwände abgeschirmt sind, damit das Wasser dort mehr oder weniger in Ruhe bleibt und dem tragenden Teil der Laufbüchsen ermöglicht wird, schnell eine ziemlich hohe Temperatur zu erreichen. Von der höchsten Stelle des Zylinderblockes geht das Wasser zu den parallel geschalteten Zylinderköpfen über und kehrt von dort in den Kühler zurück. Um sowohl das Kurbelgehäuse zu kühlen als auch die zum Vergaser streichende Luft etwas vorzuwärmen, führt man die von der Maschine angesaugte Luft durch den oberen Teil des Kurbelgehäuses zu und leitet sie um die freistehenden unteren Enden der Zylinderlaufbüchsen herum.

Das Verdichtungsverhältnis der Maschine beträgt 5,8 : 1. Ursprünglich hatte man vorgeschlagen, ein viel höheres Verdichtungsverhältnis zu verwenden und die Maschine mit einer besonderen Brennstoffmischung zu betreiben. Aber da es Schwierigkeiten bereitete, bei noch höherem Verdichtungsverhältnis dem Verbrennungsraum eine Form mit gutem

Wirkungsgrad zu geben und gleichzeitig jede Gefahr eines Zusammenstoßes zwischen Kolben und etwa zufällig in der vollgeöffneten Stellung hängengebliebenen Ventilen zu vermeiden, hielt man es für sicherer, ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis zu wählen, bei dem wegen des kurzen Weges der Flamme von der Zündkerze bis zur Wand gewöhnliches gutes Benzin ohne Detonation verwendet werden kann.

Obgleich die Maschine ganz allgemein für Betrieb mit hohen Drehzahlen entworfen ist, bietet sie doch weder in baulicher Hinsicht, noch im Material irgend etwas Außergewöhnliches. Die ganze Kurbelwelle, die Pleuelstangen und die Kolbenbolzen bestehen aus gewöhnlichem weichen Kolbenstoffstahl. Weder die Pleuelstangen noch die Kolben sind besonders leicht. Die Nocken haben die einfache Form mit tangentialen Flanken und haben keine hohlgekrümmten Flächen, die Beschleunigung des Ventilantriebes ist niedrig, und die Ventildfedern sind sehr wenig beansprucht. Kurzum, die Maschinen wurden durchaus mit Rücksicht auf Zuverlässigkeit in Herstellung und Betrieb entworfen und weisen einen hohen Grad von Sicherheit auf.

Die Betriebsergebnisse einer dieser Maschinen, die längeren Untersuchungen auf dem Prüfstand unterzogen wurde, sind in Abb. 189 dargestellt. Hieraus ist ersichtlich, daß die Maschine eine Höchstleistung von 131 PS_e bei einer Drehzahl von 4500 Uml./min erreicht hat. Die mittleren Kolbendrucke bei dieser Drehzahl sind: indizierter 8,73 at, nutzbarer 11,17 at, und der mechanische Wirkungsgrad beträgt 78 vH. Aus dem Diagramm ist auch zu entnehmen, daß der höchste indizierte mittlere Kolbendruck bei ungefähr 3700 Uml./min erreicht wurde, d. h. daß das Zusammenspiel von Ansaugleitung und Ventileinstellung bei dieser Drehzahl den besten Gesamtwirkungsgrad ergeben hat. Bei einem Wirkungsgrad der Verbrennung von 34,75 vH entspricht dies einem volumetrischen Wirkungsgrad von 80,3 vH, bezogen auf normalen Druck und normale Temperatur. Dieser Wert stimmt gut mit den Ergebnissen der Versuche an der Maschine mit veränderlicher Verdichtung unter den gleichen Temperaturverhältnissen und bei einer

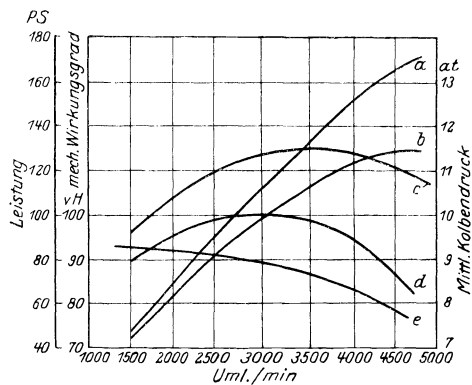


Abb. 189. Vauxhall-3-1-Rennmaschine. Betriebsergebnisse.

- a Indizierte Leistung.
- b Bremsleistung.
- c Mittl. indiz. Kolbendruck.
- d Mittl. nutzbar. Kolbendruck.
- e Mech. Wirkungsgrad.

Drehzahl von 1750 Uml./min überein, bei der diese besondere Maschine den besten Wirkungsgrad ergeben hat. Dieser Wert stimmt aber auch gut mit den Messungen des Verdichtungsdruckes überein, bei denen die Maschine mittels eines Elektromotors angetrieben wurde. Hierbei wurde bei 4000 Uml./min ein Enddruck der Verdichtung von 9,78 at festgestellt, was beweist, daß die Zylinder bei dieser Drehzahl fast genau bis zum atmosphärischen Druck gefüllt werden. Der mechanische Wirkungsgrad wurde aus einer großen Anzahl von Versuchen nach dem Verfahren von Morse für sich an jedem Zylinderpaar, an einzelnen Zylindern und durch Antrieb der Maschine mittels eines Elektromotors ermittelt. Diese drei Methoden ergaben im ganzen Bereich der Drehzahlen außergewöhnlich gute Übereinstimmung der Werte.

Das Ergebnis der Maschinen entspricht beinahe genau dem, was man auf Grund der Beurteilung ihrer allgemeinen Bauart an der Hand der weiter oben angegebenen Werte erwarten durfte, und da dies so genau eingetroffen ist, mag es interessant und vielleicht für Motorenkonstruktoren von einigem Nutzen sein, diese Werte, soweit sie sich auf diese besonderen Maschinen beziehen, zu wiederholen. Dies mag auch, wie der Verfasser hofft, dazu beitragen, den noch immer vorherrschenden Aberglauben zu zerstreuen, daß der Erfolg von Rennmotoren, deren Verhalten im Betrieb in der Wirklichkeit in jeder Beziehung normal ist, von irgend etwas Geheimnisvollem umgeben sei.

Die Hauptabmessungen dieser Maschinen sind:

Bohrung	85 mm,
Hub	132 mm,
Verdichtungsverhältnis	5,8 : 1,
Kolbenfläche.	56,45 cm ² ,
Hubraum der Zylinder	2990 cm ³ ,
Gewicht der hin- und hergehenden Massen für einen Zylinder .	0,775 kg,
Desgl., bezogen auf 1 cm ² Kolbenfläche	0,0137 kg/cm ² ,
Zahl der Ventile bei jedem Zylinder	4 (2 Einlaß, 2 Auspuff),
Ventildurchmesser, Einlaß.	34 mm,
Ventildurchmesser, Auspuff	33 mm,
Ventilhub für alle Ventile.	9 mm,
Wirklicher freier Querschnitt der Einlaßventile eines Zylinders (Einlaßventile haben 1,27 mm Überdeckung)	16,43 cm ² ,
Verhältnis der Kolbenfläche zum wirklichen freien Querschnitt der Einlaßventile	3,44 : 1.

In Abb. 190 stellt Linie *a* die mittleren Geschwindigkeiten des Gemisches in den Einlaßventilen bei Drehzahlen bis zu 5000 Uml./min und Linie *b* den Verlauf des volumetrischen Wirkungsgrades dar, der diesen mittleren Geschwindigkeiten unter Berücksichtigung der inneren Verdampfungswärme des Brennstoffes entspricht. Hierbei ist angenommen, daß ein Mindestmaß an Vorwärmung verwendet und daß das Gemisch in der Ansaugleitung oder in den Vergasern nicht un-

nötig gedrosselt wird; beide Voraussetzungen treffen im vorliegenden Falle zu.

Linie *b* ist auf Grund der weiter oben mitgeteilten Berechnungen, ferner durch Überlegung aus verschiedenen Versuchsergebnissen und schließlich durch unmittelbare Messungen des Luftverbrauches an verschiedenen Maschinen mit ähnlichen Formen des Verbrennungsraumes und ähnlichen Geschwindigkeiten des Gemisches in den Einlaßventilen ermittelt worden. Der Abfall des volumetrischen Wirkungsgrades bei den niedrigeren Drehzahlen ist nur eine Folge des verspäteten Schließens der Einlaßventile, das die Wirkung hat, daß ein Teil des brennbaren Gemisches während des ersten Teils des Verdichtungshubes wieder aus dem Zylinder ausgestoßen wird. Der Abfall des volumetrischen Wirkungsgrades bei sehr hohen Drehzahlen beruht dagegen auf Drosselung des Gemisches oder unzureichendem Ventilquerschnitt. Bei einem Verbrennungsraum, dessen Form ein Höchstmaß an Wirbelung ergibt und der mit zentraler Zündung versehen ist, beträgt der aus dem Luftverbrauch errechnete Wirkungsgrad bei hohen Drehzahlen annähernd 69 vH des theoretischen Wirkungsgrades des reinen Luftkreisprozesses bei gleichem Verdichtungsverhältnis.

Der theoretische Wirkungsgrad des Luftkreisprozesses bei einem Verdichtungsverhältnis von 5,8 : 1 beträgt 50,5 vH; der Wirkungsgrad der Verbrennung bei den höchsten Drehzahlen beträgt daher $\frac{69}{100} \cdot \frac{50,5}{100} = 34,8$ vH, wenn günstige Verhältnisse in bezug auf Wirbelung und auf unmittelbare Wärmeverluste angenommen werden. Bei abnehmender Drehzahl wird auch die Wirbelung infolge der geringeren Eintrittsgeschwindigkeit des Gemisches schlechter, und der unmittelbare Wärmeverlust nimmt zu, obgleich dies verhältnismäßig geringeren Einfluß ausübt. Infolgedessen kann man erwarten, daß der Brennstoffwirkungsgrad annähernd so verläuft, wie in Linie *c* in Abb. 190 dar-

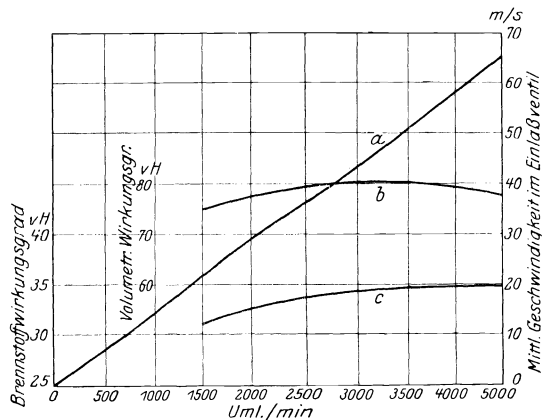


Abb. 190. Vauxhall-3-1-Rennmaschine. Geschwindigkeiten in den Einlaßventilen und Brennstoff-Wirkungsgrade.

a Gasgeschwindigkeit, *b* Volumetr. Wirkungsgrad, *c* Brennstoffwirkungsgrad.

gestellt ist. Die Werte dieser Linie entsprechen den Ergebnissen der Maschine mit veränderlichem Hub bei Betrieb unter beinahe genau gleichen Arbeitsbedingungen.

Aus den Linien *b* und *c* und dem bekannten Heizwert von 1 l des brennbaren Gemisches bei normalem Druck und normaler Temperatur, den man auf Grund der früheren Angaben berechnen kann, läßt sich der mittlere indizierte Kolbendruck der Maschine berechnen, indem man den volumetrischen Wirkungsgrad, den Energiewert von 1 l des Gemisches von Normaldruck und Normaltemperatur (im vorliegenden Falle 404 mkg/l) und den Brennstoffwirkungsgrad miteinander und mit 0,1 multipliziert. Bei 3000 Uml./min beträgt daher der theoretische mittlere indizierte Kolbendruck $0,807 \cdot 404 \cdot 0,343 \cdot 0,1 = 11,175$ at. In der gleichen Weise findet man den theoretischen mittleren indizierten Kolbendruck für die Drehzahlen von 1500 bis 4500 Uml./min wie folgt:

Uml./min	Volumetrischer Wirkungsgrad vH	Wirkungsgrad der Verbrennung vH	Theor. mittlerer indiz. Kolbendruck at	Wirkl. mittlerer indiz. Kolbendruck at
1500	75,0	31,0	9,42	9,75
2000	77,6	32,6	10,21	10,41
2500	79,6	33,9	10,9	10,97
3000	80,7	34,3	11,18	11,32
3500	80,7	34,6	11,29	11,42
4000	79,9	34,7	11,2	11,41
4500	78,5	34,8	11,02	11,18
5000	77,0	34,8	10,82	—

Aus der Zahlentafel ist zu erschen, daß die theoretisch berechneten und die wirklich gemessenen mittleren indizierten Kolbendrucke gut miteinander übereinstimmen; hieraus geht aber hervor, daß sich die Maschine in jeder Beziehung normal verhält. Die Übereinstimmung dieser Werte ist in der Tat so gut, daß man sogar von einer gewissen Identität sprechen könnte, denn weder die Berechnung, noch die Messung kann auf höhere Genauigkeit als 1 vH Anspruch machen, so daß Abweichungen in der Größenordnung von 0,21 at zwischen den gemessenen und den berechneten Werten selbst dann zugelassen werden müßten, wenn die Voraussetzungen, auf die sich die Berechnung gründet, tatsächlich genau zutreffen würden. Über 4500 Uml./min und unter 1500 Uml./min wurden keine Versuche ausgeführt.

Die Verluste in einer beliebigen Verbrennungsmaschine können folgendermaßen aufgeteilt werden:

1. Kolbenreibung,
2. Pumpverluste,
3. Reibungsverluste in den Lagern und Hilfsantrieben.

Von diesen drei Verlustquellen stellt die Kolbenreibung immer den größten Anteil dar, und alle bisherigen Versuche deuten anscheinend

darauf hin, daß die Kolbenreibung, in kg Druck auf 1 cm² Kolbenfläche gerechnet, bei Kolben von mehr oder weniger normaler Bauart und normalen Abmessungen sowie normalen Verhältnissen mit Bezug auf Schmierung und Kühlwassertemperatur mit ziemlich großer Annäherung durch folgende empirische Formel gefunden werden kann:

$$\text{Kolbenreibung} = \left\{ \frac{\text{Mittlerer Gasdruck einschl. Verdichtung}}{4} + \frac{2 \cdot \text{mittlerer Massendruck}}{3} \right\} \frac{1}{10} + 0,1405$$

Aus einer solchen Formel findet man, daß die Kolbenreibung, ausgedrückt in at Kolbendruck, bei jedem vierten Hub (d. h. im gleichen Maßstabe wie der nutzbare mittlere Kolbendruck) folgende Größe hat:

Uml./min	Kolbenreibung at
1500	0,541
2000	0,605
2500	0,703
3000	0,802
3500	0,922
4000	1,061
4500	1,216

Die Pumpverluste werden, wenn man normale Ventileinstellung, wie im vorliegenden Fall, annimmt und voraussetzt, daß dem Gemischstrom auch beim Eintritt in die Zylinder oder beim Austritt aus den Zylindern keine wesentlichen Hindernisse in den Weg gelegt werden, durch die mittleren Geschwindigkeiten in den Ventilen und besonders in den Einlaßventilen bestimmt. Auf Grund von Messungen

über die Pumpverluste in Abhängigkeit von den Gasgeschwindigkeiten und aus dem in Abb. 190 dargestellten Verlauf der Gasgeschwindigkeiten der vorliegenden Maschine findet man, daß die Pumpverluste, ausgedrückt in at mittlerem Kolbendruck, folgende Größe erhalten:

Uml./min.	Pumpverlust at.
1500	0,141
2000	0,143
2500	0,147
3000	0,282
3500	0,380
4000	0,485
4500	0,605

Schließlich bleibt noch die Lagerreibung und der Verlust in den Hilfsantrieben. Der Hilfsantrieb besteht hier aus einer langen Reihe von Stirnrädern für den Antrieb der obenliegenden Nockenwellen, aus den Nockenwellen selbst, die in einfachen Gleitlagern mit frei drehbaren Büchsen laufen, einer großen Wasserpumpe, zwei Ölpumpen, einem kleinen Luftkompressor für die Brennstoffförderung und dem zur Zündung notwendigen Getriebe.

Da keine unmittelbaren Messungen über die im Hilfsantrieb verbrauchte Energie durchgeführt wurden, muß man mangels tatsächlicher Zahlenwerte auf gleichartige Versuche mit anderen mehr oder weniger ähnlich ausgerüsteten Maschinen zurückgreifen. Auf Grund solcher Verluste kann man annehmen, daß die Verluste aus allen diesen Quellen, ausgedrückt in at mittlerem Kolbendruck, von 0,211 at bei 1500 Uml./min mehr oder weniger geradlinig bis auf 0,352 at bei 4500 Uml./min ansteigen.

Aus den obigen Überlegungen und Rechnungen geht hervor, daß die Gesamtsumme an Pump- und Reibungsverlusten schätzungsweise folgende Größe erhält:

Drehzahl Uml./min	Gesamtverluste (geschätzt) ausgedrückt als mitt- lerer Kolbendruck at	Gesamtverluste (gemessen) ausgedrückt als mitt- lerer Kolbendruck at
1500	0,893	0,767
2000	0,998	0,886
2500	1,160	1,07
3000	1,358	1,309
3500	1,597	1,597
4000	1,871	2,026
4500	2,173	2,462

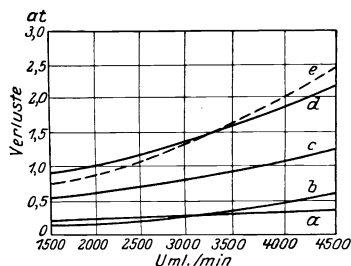


Abb. 191. Berechnete und gemessene mechanische Verluste einer Verbrennungsmaschine.

- a Lagerverluste usw.
- b Pumpverluste (geschätzt).
- c Kolbenreibung (geschätzt).
- d Gesamtverlust durch Strömung und Reibung (geschätzt).
- e Gemessene Gesamtverluste durch Strömung und Reibung.

In Abb. 191 stellen die voll ausgezogenen Linien die geschätzten Verluste auf Grund der obigen Zahlentafeln, die gestrichelte Linie die gemessene Gesamtsumme dieser Verluste dar, die man durch Antrieb der Maschine mittels eines Elektromotors oder durch Auslaufversuche findet, indem man bei einzelnen Zylindern die Zündung abstellt. Man sieht, daß zwar die Neigung der Linie der gemessenen Gesamtsumme der Verluste mit derjenigen der geschätzten Verluste nicht gut übereinstimmt, daß aber trotzdem die Mittelwerte dieser Verlustsumme im ganzen Bereich der Drehzahlen in ziemlich guter Übereinstimmung stehen.

Weiterhin wurden eine Anzahl von Messungen über den Brennstoffverbrauch bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. Hierbei wurde als Brennstoff die weiter oben mit „A“ bezeichnete Benzinsorte verwendet und der Vergaser auf sparsamen Verbrauch, d. h. auf ungefähr 10 vH Luftüberschuß eingestellt, während 20 vH Brennstoffüberschuß notwendig waren, wenn man die Höchstleistung erzielen wollte. Bei den Messungen über den Brennstoffverbrauch war daher der Vergaser so eingestellt, daß die Maschine eine um etwa 6 vH geringere Höchstleistung hatte. Die Ergebnisse dieser Verbrauchsmessungen sind in Abb. 192 und 193 dargestellt. Das „A“-Benzin hat einen berechtigten Heizwert (einschließlich der inneren Verdampfungswärme des flüssigen Brennstoffes) von 8060 kcal/l.

Man erkennt aus den Linien, daß bei 3000 Uml./min der Brennstoffverbrauch bei voller Belastung nur 0,25 l/PS_e und 0,22 l/PS_i beträgt, entsprechend einem nutzbaren thermischen Wirkungsgrad von 31,2 vH und einem indizierten thermischen Wirkungsgrad von 35,4 vH. Dieser Wert ist tatsächlich noch etwas höher als der berechnete Wirkungsgrad

der Verbrennung, während als Brennstoffverbrauch bei 66 vH des vollen Drehmomentes und ungefähr gleicher Drehzahl nur 0,27 l/PS_eh gemessen wurden, ein Wert, der von anderen Reisewagen selbst bei Vollast nicht erreicht wird. Diese Zahlen dürften auch die Ansicht zerstreuen, daß eine Rennmaschine notwendigerweise besonders viel Brennstoff verbrauchen muß. Die Ergebnisse einer Messung des Brennstoffverbrauches, bei der die Belastung bis auf ein Drittel des vollen Drehmomentes verringert wurde, sind ebenfalls bezeichnend.

Bei 2770 Uml./min ergaben sich z. B. folgende Werte:

Bremsleistung PS	Brennstoffverbrauch l/PS _e h
80	0,255
70	0,261
60	0,269
50	0,283
40	0,299
30	0,316
20	0,342

bei 1950 Uml./min dagegen folgende:

Bremsleistung PS	Brennstoffverbrauch l/PS _e h
60	0,263
50	0,269
40	0,277
30	0,294
20	0,319
15	0,339

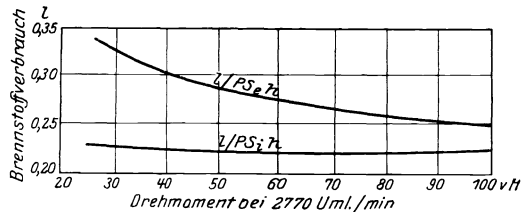


Abb. 192. Vauxhall-3-1-Rennmaschine. Betrieb mit Mischungsverhältnis für günstigsten Verbrauch. Brennstoff: Benzin, Öl: Shell LRO.

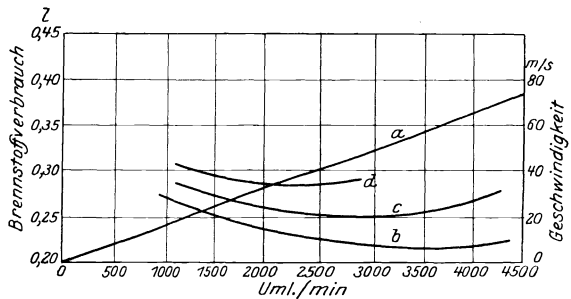


Abb. 193. Vauxhall-3-1-Rennmaschine. Änderung des Brennstoffverbrauches mit der Drehzahl. Betrieb mit Mischungsverhältnis für günstigsten Verbrauch. Brennstoff: Benzin, Öl: Shell LRO.

- a Gasgeschwindigkeit.
- b Verbrauch in l/PS_eh.
- c Verbrauch in l/PS_eh bei vollem Drehmoment.
- d Verbrauch in l/PS_eh bei halber Belastung.

Man sieht hiernach, daß der Gesamtbrennstoffverbrauch nur $20 \cdot 0,319 = 6,38$ l/h beträgt, wenn die Maschine bei 1950 Uml./min eine Leistung von 20 PS abgibt. Bei der vorhandenen Übersetzung des Triebwerkes entsprechen 1950 Uml./min der Maschine einer Geschwindigkeit von 78 km/h auf der Straße, bei der der notwendige Aufwand für den Antrieb des Wagens gerade etwa 20 PS am Schwungrad beträgt. Hiernach müßte der Brennstoffverbrauch für je 100 km bei sparsam eingestelltem Vergaser selbst bei so hoher mittlerer Geschwindigkeit nur $\frac{100}{78} \cdot 6,38 = 8,2$ l betragen.



Abb. 194. Vauxhall-3-1-Rennwagen.

Der nutzbare thermische Wirkungsgrad von 31,2 vH, den diese Maschinen erreichen, ist wohl der höchste, den je eine Maschine mit Benzinbetrieb erreicht hat. Zufälligerweise stimmt, wie erwähnt zu werden verdient, der aus dem Brennstoffverbrauch berechnete indizierte thermische Wirkungsgrad bei brennstoffarmem Gemisch mit dem berechneten Wirkungsgrad der Verbrennung sehr gut überein, woraus hervorgeht, daß in der Maschine praktisch keinerlei Verluste an unverbranntem Brennstoff infolge unregelmäßiger Verteilung des Gemisches oder aus irgendwelchen anderen Gründen auftreten. Es ist ebenfalls bemerkenswert, daß der Brennstoffverbrauch, bezogen auf 1 PS_{ih}, genau ebenso groß ist wie der indizierte Brennstoffverbrauch, der weiter oben beschriebenen Einzylindermaschine mit veränderlicher Verdichtung bei Betrieb mit dem gleichen Brennstoff, gleichem Verdichtungsverhältnis und gleicher Geschwindigkeit des Gemisches in den Einlaßventilen, daß jedoch der nutzbare thermische Wirkungsgrad der Rennmaschine beträchtlich höher ist, weil sie einen höheren mechanischen Wirkungsgrad aufweist.

Der Bericht über diese Maschine ist hier mit Absicht in so ausführlicher Weise wiedergegeben, weil die Ergebnisse ihrer Untersuchung ausgezeichnet dazu geeignet sind, zu beweisen, daß eine Rennmaschine nichts mehr und nichts weniger als eine hochwertige Verbrennungsmaschine ist, die durch und durch nach rein wissenschaftlichen Grundsätzen entworfen und deren Verhalten in thermodynamischer Hinsicht als durchaus normal anzusehen ist.

Abb. 194 ist ein Lichtbild eines der Rennwagen, in den diese Maschine eingebaut wurde. Mit voller Ausrüstung, wie in dem Bilde dargestellt, wiegt der Wagen einschließlich eines Fahrers und eines Mechanikers 1225 kg. In dieser Verfassung erreicht der Wagen, wenn das Übersetzungsverhältnis seines Getriebes derart ist, daß 1000 Uml./min der Maschine 40 km/h entsprechen, eine Höchstgeschwindigkeit von 185 km/h in der Ebene, entsprechend einer Drehzahl der Maschine von 4600 Uml./min, ohne Berücksichtigung des Radschlupfes. In Wirklichkeit beträgt die Drehzahl der Maschine hierbei etwa 4800 Uml./min.

XIII. Flugmotoren.

Von allen Anwendungen der Verbrennungsmaschine ist besonders für die Luftfahrt hoher Wirkungsgrad im weitesten Sinne des Wortes von größter Bedeutung. Der Flugmotor muß hohe Wirtschaftlichkeit nicht nur in bezug auf den Verbrauch an Brennstoff, sondern in jeder möglichen Beziehung aufweisen, einschließlich der Stoffe, aus denen er gebaut wird; die meisten Betrachtungen in den vorhergehenden Abschnitten lassen sich daher in erster Linie auf den Flugmotor anwenden.

Es sind zwar erst wenige Jahre vergangen, seitdem das erste Flugzeug mit motorischem Antrieb erfolgreich vom Boden aufgestiegen ist, aber dennoch hat in dieser sehr kurzen Zeit der Flugmotor eine Reihe von Stufen in seiner Entwicklung durchgemacht.

Während der ersten Stufen der Entwicklung war die Rücksicht auf das Gewicht der einzige Gesichtspunkt für den Bau der Flugmotoren; später, als die Flugzeuge verbessert wurden und längere Flüge in Betracht gezogen werden konnten, trat nicht das Gewicht der Maschine allein, sondern das Gewicht einschließlich Brennstoff, Öl usw. für einen weiter ausgedehnten Flug in den Vordergrund, so daß besonders leicht gebaute Maschinen als solche gegenüber den Maschinen, die sparsam im Verbrauch an Brennstoff und an Öl und betriebssicherer waren, etwas an Beachtung einzubüßen begannen.

Der Weltkrieg brach aus, als sich das Flugwesen noch in einer sehr frühzeitigen Stufe der Entwicklung befand; aber er zeigte die Bedeutung des Luftschiffs und des Flugzeugs für die Aufgaben von Heer und Marine so offenbar, daß er zu Fortschritten auf diesem Gebiete anreizte, und zwar in einem Maß, wie es wahrscheinlich auf keinem Gebiet des Maschinenwesens jemals vorher aufgetreten ist.

Bei Beginn des Krieges war Deutschland der einzige von allen beteiligten Staaten, wo in bezug auf die Wahl der Bauart und die Richtung, in der die Entwicklung zu erfolgen hatte, irgend so etwas wie bestimmte Ansichten vorhanden waren¹⁾. Frankreich verfügte zwar über eine verhältnismäßig große Anzahl von Flugzeugen mit allen erdenklichen Arten von Antriebsmaschinen, wie luftgekühlten, wassergekühlten, Sternmotoren und Umlaufmotoren sowie Standmotoren mit vier, sechs, acht und zwölf Zylindern in stehenden Reihen, also in Wirklichkeit eine ganz zusammengewürfelte Sammlung von Motoren jeder erdenklichen Bauart, aber scheinbar hatte man dort noch gar nicht überlegt, welche Bauart für unmittelbare militärische Verwendung festgehalten werden sollte. England besaß zu jener Zeit überhaupt nur sehr wenige Flugzeuge und noch weniger Erfahrungen auf diesem Gebiete. Die wenigen Flugzeuge, die in England verfügbar waren, wurden im wesentlichen durch verschiedenartige französische und deutsche Motoren angetrieben, einige wenige auch durch luftgekühlte V-förmige Motoren der R.A.F., sowie durch einen oder zwei andere englische Reihen- oder V-Form-Sechszylindermotoren, die aber mehr oder weniger Versuchsausführungen waren. Amerika hatte dadurch, daß es länger als zwei Jahre neutral der Entwicklung der Dinge zusah, die Möglichkeit, sich eine eigene Anschauung auf diesem Gebiete zu bilden; als es dann in den Krieg eintrat, war man dort bereits entschlossen, einen neuen Zwölfzylinder-V-Form Standmotor

¹⁾ Die Bearbeiter geben hier dem Sinne nach unverändert die Ansichten des Verfassers wieder, ohne selbst dazu Stellung zu nehmen.

zu entwickeln, der die bewährten Merkmale der besten damals im Gebrauch befindlichen Maschinen der V-Bauart in sich vereinigte. Obgleich so schließlich eine Maschine von sehr zufriedenstellenden Leistungen geschaffen wurde, nahm doch ihre Durchbildung viel zu lange Zeit in Anspruch, zumal eine unbeschränkte Summe an Erfahrungen zur Verfügung gestellt war; die Maschine trat jedenfalls nicht rechtzeitig genug auf den Plan, um noch bei den Feindseligkeiten eine wesentliche Rolle zu spielen, und fast alle amerikanischen Flugzeuge, die tatsächlich während des Krieges Dienst verrichteten, waren mit Motoren nach europäischer Bauart ausgerüstet.

In Deutschland entschloß man sich von allem Anfang an, die Entwicklung ganz auf den wassergekühlten Sechszylinder-Reihenmotor zu beschränken, weil diese Bauart zwar schwer war, aber ein Höchstmaß an Zuverlässigkeit und an Sparsamkeit im Brennstoffverbrauch erwarten ließ und bei beschränkten fabrikatorischen Mitteln in der größten Menge erzeugt werden konnte. Dieser Entschluß war anscheinend richtig, selbst bei dem wirklichen Verlauf der Ereignisse, und wäre bestimmt richtig gewesen, hätte der Krieg, wie Deutschland ohne Zweifel erwartete, nur kurze Zeit gedauert.

England hatte vor dem Kriege der Luftfahrt so wenig Aufmerksamkeit geschenkt, daß dort überhaupt keine Erfahrung vorhanden war, auf die man eine Ansicht über den zunächst einzuschlagenden Weg hätte gründen können. Man war daher gezwungen, das einzig mögliche Mittel anzuwenden, d. h. jeden erreichbaren Motor zu kaufen oder herzustellen, ohne Rücksicht auf die Bauart, bis sich genug Kenntnisse und Erfahrungen gesammelt hatten, um unabhängig vorgehen zu können. Es ist nicht zuletzt das Verdienst der englischen Ingenieure und Forscher, daß England trotz dieses Vorsprunges der anderen zur Zeit des Waffenstillstandes die größte Erzeugung an Flugmotoren aufzuweisen und mittlerweile selbständig, vielleicht leistungsfähigere Konstruktionen an Motoren und an Flugzeugen als alle übrigen beteiligten Länder entwickelt hatte.

Der Verlauf des Krieges zeigte bald, daß mehrere ganz verschiedene Arten von Flugzeugen nötig sein würden. Beispielsweise

1. ein sehr schnelles, aber kleines und leichtes Kampfflugzeug von großer Beweglichkeit und Steigfähigkeit bis in große Höhen, das aber keine langen Flüge auszuhalten brauchte;

2. ein Beobachtungsflyer zum Einschießen für die Artillerie und für die Zwecke der allgemeinen Aufklärung, das große Höhen erreichen und lange Flüge aushalten konnte, aber nicht sehr schnell zu sein brauchte;

3. ein großer Bomberflugzeug, das große Nutzlast tragen und weite Flüge ohne Erneuerung der Betriebsstoffe zurücklegen konnte.

Für die erste Art von Flugzeugen brauchte man Motoren, die hohe Leistung in jeder beliebigen Höhe entwickeln, wenig wiegen und kurze Baulänge aufweisen mußten. Sparsamkeit im Verbrauch von Brennstoff und Öl waren dagegen von untergeordneter Bedeutung, da man von derartigen Flugzeugen in der Regel keine langen Flüge erwartete.

Für die zweite Art von Flugzeugen forderte man Motoren, die insbesondere in großer Höhe hohe Leistung entwickelten und sehr wenig Brennstoff verbrauchten. Da derartige Flugzeuge immer in sehr große Höhen aufstiegen, ehe sie die feindlichen Linien kreuzten und es sich daher gestatten durften, langsam aufzusteigen, so war die Leistung der Motoren auf dem Boden oder in der Nähe des Bodens unwichtig, wenn sie nur stark genug waren, um mit Sicherheit abfliegen zu können.

Die dritte Art von Flugzeugen setzte Motoren von möglichst hoher Sparsamkeit im Verbrauch an Brennstoff sowie an Öl und von sehr hoher Leistung auf dem Boden oder in der Nähe des Bodens voraus, wenn sie imstande sein sollten, mit möglichst hoher Belastung abzufliegen. Da derartige Flugzeuge fast nur des Nachts verwandt wurden, brauchte ihre Leistung in sehr großen Höhen nicht sehr hoch zu sein. Wenn sie überhaupt imstande waren, abzufliegen, dann erlangten sie auch zu der Zeit, wo sie ihr Ziel erreichten, eine genügende Höhe, um gegen das Feuer der Abwehrgeschütze am Boden ausreichend gesichert zu sein.

Für alle diese Zwecke entschied man sich in Deutschland, eine einzige Bauart von Motoren zu verwenden, eine Sechszylinder-Reihenmaschine von 160 bis 300 PS Bremsleistung, wovon ein kennzeichnendes Beispiel in Abb. 195 dargestellt ist. Allerdings erkannte man gegen Ende des Krieges in Deutschland, daß man von den Alliierten überholt wurde, die für jede dieser Arten von Flugzeugen besondere Arten von Motoren verwendeten, und machte daher Anstalten, diese Richtlinien des Motorenbaues abzuändern.

Für die erste Art von Flugzeugen brauchte man leichteste und so kurz wie möglich gebaute Motoren. Diesen Anforderungen hätten zweifellos luftgekühlte Motoren der Sternbauart genügt, wenn es in irgendeinem Lande gelungen wäre, eine wirklich erfolgreiche Maschine dieser Bauart von ausreichender Leistung herzustellen. Vor dem Waffenstillstand ist es jedoch nicht gelungen, eine derartige Maschine zu bauen, obgleich man in allen alliierten Ländern die größten Anstrengungen in dieser Richtung gemacht hatte. Die Flugzeuge dieser Art wurden daher entweder mit luftgekühlten Umlaufmotoren oder mit wassergekühlten Achtzylindermotoren der V-Bauart ausgerüstet.

Für die zweite Art von Flugzeugen, nämlich die Aufklärungsflugzeuge, benutzte man Acht- und Zwölfzylindermotoren der V-Bauart und Sechszylindermotoren der Einreihenbauart. Diese letzteren standen jedoch

trotz ihrer grundsätzlichen Zuverlässigkeit bei den Alliierten niemals in besonderem Ansehen.

Für die schweren Bombenabwerfflugzeuge dienten bei den Alliierten die gleichen Motoren wie für die Flugzeuge zur Aufklärung; denn die militärische Bedeutung dieser Klasse von Flugzeugen erkannte man erst

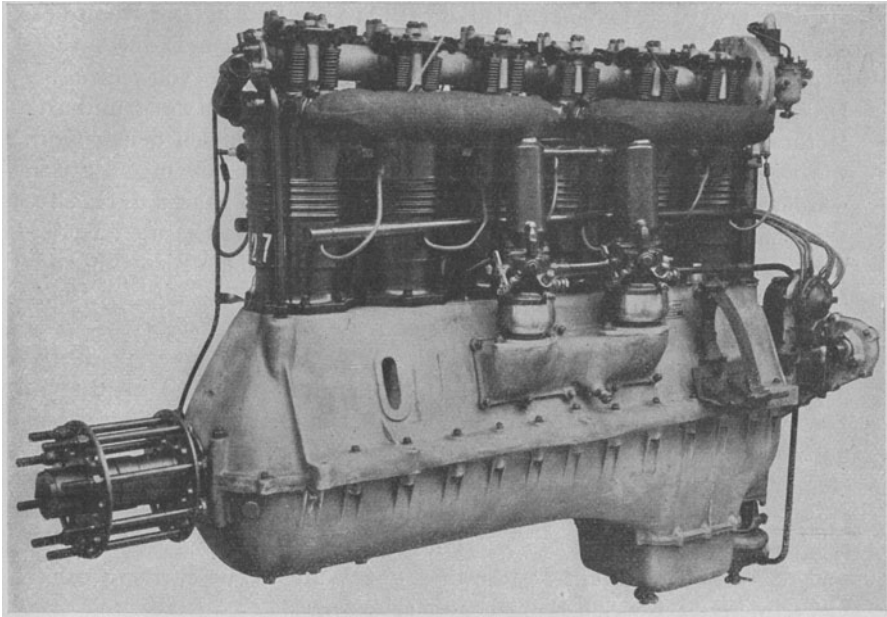


Abb. 195. Kennzeichnendes Beispiel eines neuzeitlichen deutschen Flugmotors (Mercedes).

in den letzten Stufen des Krieges, indem man viele Arten von Motoren mit 500 bis 800 PS Leistung und 12 Zylindern in V-Form für diesen besonderen Zweck durchbildete.

Die Ansprüche des Luftverkehrs in Friedenszeiten bedingen sehr leistungsfähige Motoren, die fähig sind, mit großen Lasten abzufliegen, aber in keine großen Höhen aufzusteigen und auch keine sehr weiten Strecken ohne Auffüllen von Brennstoff zurückzulegen brauchen. In bezug auf den ersten Punkt sind die Anforderungen denen an Bombenflugzeuge einigermaßen ähnlich, abgesehen davon, daß man auf geringen Brennstoff- und Ölverbrauch nicht so großen Wert zu legen braucht.

Wie für Bombenflugzeuge, so ist auch besonders für Verkehrsflugzeuge die Zuverlässigkeit besonders wichtig, und da die Motoren dieser Flugzeuge, wenn sie schwer beladen sind und in einer verhältnismäßig dichten Atmosphäre fliegen, viel höher als bei anderen Arten von Flug-

zeugen belastet sind, so haben sie unter viel schwereren Bedingungen zu arbeiten. Schließlich muß man noch das Wasserflugzeug oder Flugboot betrachten, deren Motoren in dem Augenblick, wenn sie vom Wasser aufsteigen, sehr hohe Leistung abgeben müssen.

Allgemein pflegt man anzunehmen, ein Flugmotor arbeite dauernd mit voller oder nahezu voller Leistung; dies trifft aber bei weitem nicht zu, denn man muß bedenken, daß die Dichte der Luft in einer Höhe von etwa 6000 m beinahe nur noch halb so groß wie auf dem Erdboden ist, so daß das Gemisch, das in den Zylinder gelangt, selbst bei voll geöffneter Drossel nur noch halb soviel wie das normale Gemisch wiegt und der Motor dann unter Bedingungen arbeitet, die sehr ähnlich denen sind, wie wenn er am Boden mit halb abgedrosseltem Drehmoment laufen würde, weil die Drücke sowie die Wärmebelastung auf nahezu die Hälfte verringert sind. Nur in dem Augenblick, wo das Flugzeug den Boden verläßt und während der ersten weiteren 1000 m ist die Belastung des Motors überhaupt hoch.

Ein mittleres neuzeitliches Einsitzer-Kampfflugzeug steigt in etwa 7 Minuten auf 3000 m Höhe, d. h. nach Verlauf von 7 Minuten, nachdem das Flugzeug den Boden verlassen hat, befindet sich die Maschine in Luft von nur 0,745 at abs., und ihre indizierte Leistung beträgt dann nur noch 72 vH von derjenigen, die sie am Boden entwickelt. Die Leistung der Maschine sinkt also sehr schnell, selbst wenn die Drossel weit geöffnet bleibt. Nur bei den schweren Bomben- oder Verkehrsflugzeugen müssen die Motoren mit voller Leistung in geringeren Höhen und daher in bezug auf Drücke und auf Wärmebeanspruchung unter viel schwereren Betriebsbedingungen arbeiten.

Die Erörterungen darüber, welches die leichteste Bauart von Flugmotoren unter Berücksichtigung des ausreichend zuverlässigen Aufbaus ist, sind noch im Gange. Die Lehre von den Dimensionen hat man hierbei bis zu einem unberechtigten Ausmaß herangezogen und mißbraucht. Diese Lehre von den Dimensionen ist nur dann anwendbar, wenn sich alle Abmessungen genau proportional ändern, was jedoch nie der Fall sein kann. Nach einer solchen Lehre ist z. B. die leichteste Maschine diejenige, bei der eine unbegrenzte Anzahl von Kolben mit einer Mindestanzahl von Kurbeln verbunden ist. Das ist aber nur dann richtig, wenn man kleine Kolben, Zylinder usw. verhältnismäßig ebenso dünn wie große ausführen kann, was bei den in Betracht kommenden Größen gar nicht in Frage kommt, und wenn man auch alle Hilfsteile und Nebenantriebe der Maschine im gleichen Verhältnis verkleinern kann.

Die größte praktische Annäherung an diese theoretisch ideale Bauform von Maschinen ist der luftgekühlte sternförmige Motor mit sieben oder neun Zylindern, die radial um eine gemeinsame Kurbel oder mit der doppelten Anzahl von Zylindern radial um zwei Kurbeln herum ange-

ordnet sind. Es lohnt nicht, die Zylinderzahl über neun hinaus zu vergrößern, weil dann die Zylinder zu eng um das Kurbelgehäuse herum angeordnet werden müssen, so daß man das Kurbelgehäuse vergrößern und die Pleuelstangen bei gleichem Hub verlängern muß. Obgleich diese Bauart auf dem Papier sehr anspricht, hat sie doch gewisse grundsätzliche Mängel:

1. die Belastung des einzelnen Kurbelzapfens ist übermäßig hoch und erfordert besondere Behandlung. Da die Belastung überdies fast ausschließlich von Fliehkräften und Beschleunigungskräften der hin und her gehenden Massen herrührt, so nimmt sie auch nicht wesentlich ab, wenn die Dichte der Luft geringer wird.

2. Die Verteilung von Brennstoff und Luft in gleichen Mengen auf eine ungerade Zahl von radial angeordneten Zylindern ist keine leichte Aufgabe.

3. Der Antrieb der Ventile bereitet Schwierigkeiten und seine Einzelteile liegen so weit auseinander, daß es praktisch unmöglich ist, sie einzukapseln oder zu schmieren.

Außer seinem geringen Gewicht hat der sternförmige Motor mit feststehenden Zylindern mehrere wichtige Vorteile, die bei weitem seine grundsätzlichen Mängel aufwiegen.

1. Er eignet sich hervorragend für die Luftkühlung, da jeder Zylinder die gleichen Vorteile genießt und alle Verbrennungsräume der Zylinder weit in den Luftstrom hinter der Luftschaube hineinreichen.

2. Er baut sich sehr kurz und besticht daher besonders dort, wo auf große Wendigkeit des Flugzeuges Wert gelegt wird.

3. Seine äußere Form und bequeme Art der Befestigung im Rumpf eines Flugzeuges sprechen weiter sehr zu seinen Gunsten.

Während des Krieges hat man zahlreiche Versuche angestellt, um eine derartige Maschine zu bauen, aber wegen der oben bezeichneten Mängel ohne Erfolg; seit dem Waffenstillstand hat man dagegen mindestens zwei erfolgreiche Maschinen dieser Bauart herausgebracht, insbesondere den Bristol-Jupiter-Motor von 380 PS und den Armstrong-Siddeley-Jaguar-Motor von 350 PS.

Die Schwierigkeiten in Bezug auf die Belastung des Kurbelzapfens und in Bezug auf die Gemischverteilung kann man dadurch vermeiden, daß man die Kurbelwelle feststehen und die Zylinder um sie umlaufen läßt, und den Brennstoff und die Luft, wie bei den Gnôme-, Le Rhône-, Bentley- und anderen Motoren, durch das Kurbelgehäuse zuführt. Diese Bauart war vor dem Kriege und während der ersten Zeiten des Krieges insbesondere in Frankreich weit verbreitet. Für verhältnismäßig kleine Leistungen, etwa bis zu 200 PS, reicht sie auch aus, über diese Größe hinaus wird jedoch der Luftwiderstand sehr groß und die Kreiselwirkung infolge der großen umlaufenden Masse sehr störend. Als

Mittelweg zwischen diesen beiden Bauarten hat man einen Motor vorgeschlagen, bei dem der Zylinderstern in der einen und die Kurbelwelle in der entgegengesetzten Richtung umläuft. Mehrere derartige Maschinen sind wirklich gebaut, insbesondere in Deutschland von Siemens & Halske, in England versuchsweise eine Maschine von etwa 250 PS Leistung von Ruston & Hornsby nach den Entwürfen von A. E. L. Chorlton.

Nach dem sternförmigen Motor mit einer einzigen Kurbel stellen in bezug auf Gewicht der fächerförmige Motor, wie der bekannte Napier-

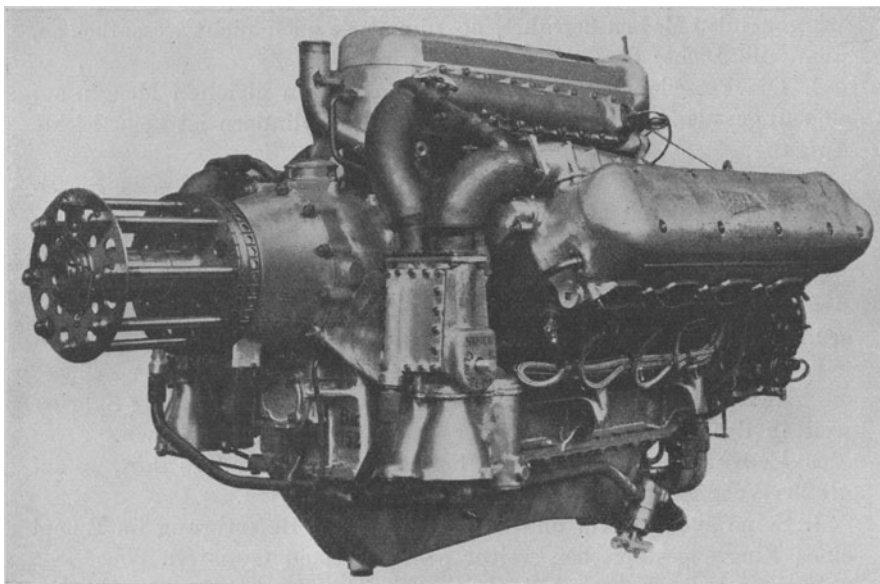


Abb. 196. 18 Zylinder-Napier-Lion-Motor, Seitenansicht.

Lion-Motor, bei dem auf jede Kurbel drei Kolben wirken, und der maltheserkreuzförmige Motor mit vier Zylindern an jeder Kurbel in bezug auf geringes Gewicht die nächste Stufe dar. Gewöhnlich werden derartige Motoren mit Blöcken von je vier Zylindern ausgeführt, so daß sie im ganzen zwölf oder sechzehn Zylinder erhalten, aber einige Maschinen dieser Art haben auch sechsfach gekröpfte Kurbelwellen, also achtzehn und vierundzwanzig Zylinder erhalten. Als ein Beispiel dieser Bauart ist in Abb. 196 und 197 der Napier-Lion-Motor dargestellt, der sich als besonders erfolgreich erwiesen hat.

Die nächste Stufe bilden Motoren, bei denen nur je zwei Kolben mit jeder Kurbel verbunden sind. Diese Bauart ist allgemein als V-Form bekannt. Sie hat in der Regel entweder vier oder sechs Kurbeln und somit acht oder zwölf Zylinder. Zu den V-förmigen Motoren gehören

die meisten derjenigen Motoren, die von den Alliierten während des Krieges mit Erfolg verwendet worden sind, und wohl auch die besten heutigen Motoren, obgleich die Fortschritte der neuesten Zeit die sternförmigen Motoren und Reihenmotoren etwas in den Vordergrund gebracht haben. Die Rolls-Royce-Motoren Eagle und Falcon, der Hispano-Suiza und die R.A.F.-Motoren zählten während des Krieges

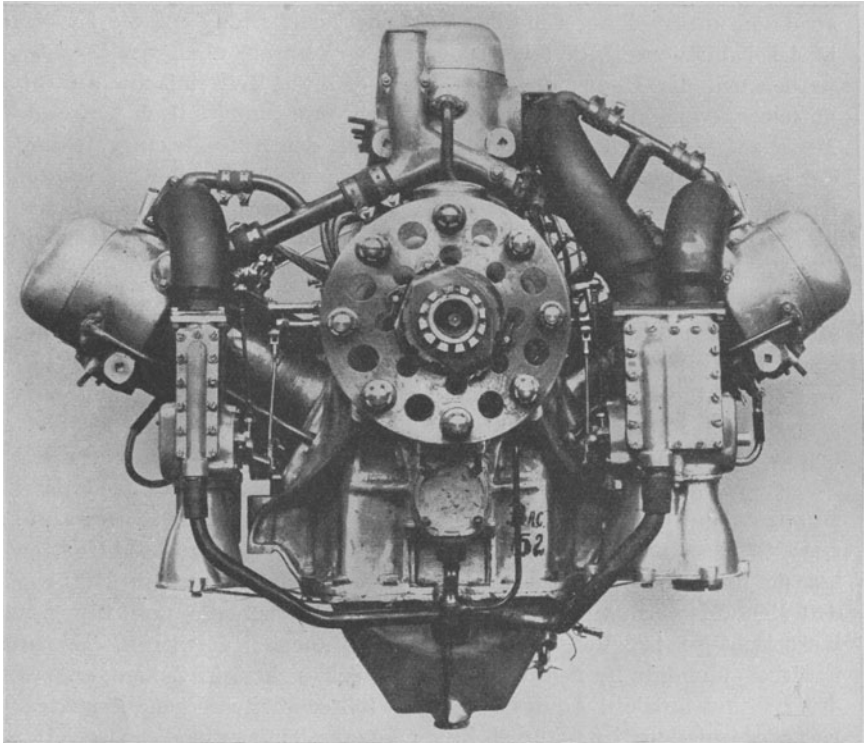


Abb. 197. Napier-Lion-Motor, Ansicht von der Schraubenseite.

zu den erfolgreichsten Vertretern dieser Bauart, während der Rolls-Royce-Motor Condor von 550 PS, der 400 PS-Liberty und der 600 PS-Fiat-Motor ausgezeichnete Beispiele der neuzeitlichen Entwicklung sind.

Schließlich bleibt noch der einfache Sechszylinder-Reihenmotor zu erwähnen, bei dem nur ein Kolben auf jede Kurbel wirkt. Diese Bauart wurde von den Verfechtern der Lehre von den Dimensionen heftig angegriffen, hat sich aber praktisch in Deutschland durchgängig und auch bei den Alliierten in ziemlich weitem Umfang eingeführt. Beispielsweise haben sich der Siddeley-Puma-Motor und der Beardmore-Motor beide

vorzüglich bewährt und als erfolgreich im Wettbewerb mit den anderen Bauarten erwiesen.

Der Streit um die leichteste Bauart für Flugmotoren wird wahrscheinlich ohne Ende weitergehen, da hierbei zu viele einander widersprechende und oft unbestimmte Einflüsse, wie Zuverlässigkeit, Brennstoff- und Ölverbrauch usw., mit in Betracht gezogen werden müssen. Zweifellos ist der Sechszylinder-Reihenmotor bei gleich ausgezeichneter Konstruktion und gleicher Güte der Werkstatt mit Bezug auf die Zuverlässigkeit im Vorteil, da seine Lager bei weitem am wenigsten belastet werden und die Beanspruchungen zum größten Teil einfach und unmittelbar erfolgen sowie durch einfache und unmittelbar wirkende Mittel aufgenommen werden können. Auch der Hilfsantrieb, von dem die Zuverlässigkeit einer Maschine in so hohem Grad abhängt, ist auf das Mindestmaß verringert. In Bezug auf den Brennstoffverbrauch hat diese Maschine bei gleicher Güte von Konstruktion und Werkstattarbeit alle Vorzüge für sich, weil die einzelnen Zylinder größer und die Verluste daher verhältnismäßig geringer sind und weil die Verluste infolge schlechter Einstellung der Vergaser und Verteilung des Gemisches bei einem gegebenen Maß von Beaufsichtigung niedriger als bei jeder anderen Bauart erhalten werden können, da nur zwei Vergaser und eine grundsätzlich günstige Form der Saugleitung vorhanden sind. Da endlich die Belastung der Lager bei dieser Bauart am niedrigsten von allen Bauarten ist, so braucht man auch weniger Öl zur Kühlung in Umlauf zu setzen, und infolgedessen wird weniger Öl gegen die Zylinderwände abgeschleudert und verbraucht. Wenn man all dies berücksichtigt, so hat der Sechszylinder-Reihenmotor Vorteile, die in weitem Umfang den Mehraufwand an Baustoffen für die Kurbelwelle und für das Kurbelgehäuse im Vergleich zu anderen Bauarten aufwiegen. Es ist natürlich unmöglich, den Wert der Zuverlässigkeit in Zahlen auszudrücken und ihm ein Äquivalent in Gewichtseinheiten gegenüberzustellen, aber trotzdem ist natürlich Zuverlässigkeit immer eine gewisse Anzahl von Kilogramm an Eigengewicht wert.

Beim Vergleich der Gewichte verschiedener Maschinen pflegt man auch manchmal den Wirkungsgrad der Luftschraube zu übersehen. Eine der wichtigsten Anforderungen an irgendeinen Flugmotor ist aber, daß er die Luftschraube mit derjenigen Drehzahl antreiben muß, bei der sie den besten Wirkungsgrad ergibt, und diese Drehzahl ist bei großen und schwer beladenen Maschinen verhältnismäßig niedrig. Daher muß der Motor, wenn ein hoher Gesamtwirkungsgrad der Anlage gefordert wird, entweder verhältnismäßig langsam, mit 1200 bis 1400 Uml/min laufen oder durch Getriebe übersetzt werden. Die Erfahrung hat gezeigt, daß auf der einen Seite das Gewicht des Übersetzungsgetriebes das Mehrgewicht des Motors, der die gleiche Leistung bei geringerer Drehzahl

entwickelt, fast aufwiegt, und daß auf der anderen Seite bei solchen Antrieben gleichzeitig die Frage der Zuverlässigkeit wieder eine große Rolle spielt, da Übersetzungsgetriebe auch in den besten Ausführungen zumeist schwache Stellen der Anlage bilden, und dies um so mehr, je höher die Übersetzungsverhältnisse werden. Fordert man also den höchsten Gesamtwirkungsgrad der Motorenanlage von der Verbrennung des Brennstoffs bis zum Achsschub der Luftschraube, und rechnet man mit einer angemessenen Flugdauer, dann findet man, daß das Gesamtgewicht der Kraftanlage, einschließlich des Vorrates an Brennstoff und Öl, in der Praxis ziemlich genau eine Funktion der Kolbengeschwindigkeit wird, gleichviel wie die Anzahl oder Anordnung der Zylinder oder ob ein Übersetzungsgetriebe oder keines vorhanden ist.

Luft- oder Wasserkühlung. Auch in der Frage der Luft- oder Wasserkühlung tobt ein Kampf darüber, welche Art von Kühlung vorzuziehen ist. Die Maschine mit Wasserkühlung ist zunächst um einen Kühler und um die Wasserverbindungen im Nachteil, die ein beträchtliches Mehrgewicht bedingen und, was vielleicht für militärische Zwecke noch schwerer wiegt, viel leichter verwundbar sind. Aber gegenüber diesen Nachteilen muß man die sehr große Überlegenheit der Maschine mit Wasserkühlung in Bezug auf die Zuverlässigkeit und auf die Fähigkeit in Rechnung stellen, wegen der niedrigeren Zylindertemperaturen mit weniger Ölverbrauch auszukommen, sowie höhere Verdichtungsverhältnisse zu vertragen, wodurch man geringeren Brennstoffverbrauch erreicht. Es ist nicht beabsichtigt, an dieser Stelle auf das Für und Wider der Frage Luftkühlung oder Wasserkühlung ausführlicher einzugehen; es genügt aber wahrscheinlich, darauf hinzuweisen, daß der Sternmotor wegen der Anordnung seiner Zylinder und ihrer Lage gegenüber dem Luftstrom der Luftschraube den günstigsten Fall für die Anwendung von Luftkühlung bildet, man wäre sogar versucht zu glauben, daß es der einzige geeignete Fall ist.

Der große Vorzug der Wasserkühlung scheint nicht so sehr darin zu liegen, daß sie ermöglicht, die mittlere Temperatur der Zylinder niedrig zu erhalten, obgleich dies natürlich vorteilhaft ist, als eher darin, daß Wasser bei verhältnismäßig niedriger Temperatur siedet und eine hohe innere Verdampfungswärme hat. Wenn daher aus irgendeinem Grund eine örtliche Überhitzung auftritt, so verdampft das Kühlwasser an dieser Stelle und verstärkt dadurch dort in außergewöhnlichem Maße die Wärmeableitung. Daher kann man bei einer Maschine mit Wasserkühlung mit Sicherheit darauf rechnen, daß, angenommen den Fall, daß sich infolge schlechter Konstruktion Dampfsäcke bilden können, die Temperatur an keiner Stelle der Außenhaut der Zylinderwand auf dem Erdboden über 100°C steigen wird.

Bei Motoren mit Luftkühlung ist dieser Vorteil dagegen nicht vorhanden. Obgleich man hier die mittlere Zylindertemperatur bei sorgfältiger Konstruktion usw. in vollkommen sicheren Grenzen erhalten kann, bildet doch nur die Leitfähigkeit des Metalles einen Schutz gegen das Auftreten von heißen Stellen, die leicht durch geringe Undichtheiten, durch Detonation oder durch geringe Formänderungen verursacht werden und die verstärkte örtliche Reibung oder Undichtheit zur Folge haben.

Im günstigsten Fall ist aber die Leitfähigkeit eines beliebigen Metalls nur ein armseliger Ersatz für die innere Verdampfungswärme des Wassers, und sie kann mit diesem Mittel zur Wärmeableitung auch nur dann in Wettbewerb treten, wenn die Metallwände übermäßig dick sind, was jedoch mit Rücksicht auf das Gewicht unzulässig ist. Während man daher den Zylinder mit Luftkühlung auf ausreichend niedriger Temperatur erhalten und zu zufriedenstellendem Betrieb bringen kann, solange alles in bester Ordnung ist, bietet er doch nicht annähernd den Grad der Sicherheit, die der Zylinder mit Wasserkühlung bietet, und kann ihn auch wahrscheinlich nie erreichen. Für militärische Zwecke und besonders für Kampfflugzeuge sind die Vorteile der geringeren Verwundbarkeit, des Schutzes gegen Einfrieren und des geringeren Gewichtes alle sehr wichtig, und sie mögen auch die Nachteile der Luftkühlung aufwiegen, aber es ist wohl sehr zweifelhaft, ob die Luftkühlung die Wasserkühlung verdrängen wird, wenn es sich um Verkehrsflugzeuge oder um militärische Flüge über lange Strecken handelt.

Eine große Anzahl von außerordentlich wertvollen Untersuchungen über Luftkühlung haben während des Krieges und nach dem Kriege der verstorbene Major Norman und Prof. A. H. Gibson im Royal Aircraft Establishment durchgeführt; dabei wurden einige bemerkenswert gute Ergebnisse mit Versuchszylindern erzielt, die aus dünnen, aber gut verrippten Stahlschäften mit unmittelbar aufgegossenen dicken Aluminiumköpfen bestanden; in die Köpfe waren die Ventilsitze aus Stahl eingegossen.

Wird Aluminium, das ein ausgezeichnete Wärmeleiter ist, sehr dickwandig verwendet, so kann man die Wärme ziemlich gleichmäßig über den ganzen Zylinderkopf verteilen und nach außen an die tiefen und kräftigen Kühlrippen abführen, so daß man örtliche Überhitzungen unter normalen Betriebsbedingungen vermeiden und Ergebnisse erzielen kann, die sich durchaus mit denen von Zylindern mit Wasserkühlung vergleichen lassen. Immerhin hat es sich als sehr schwierig erwiesen, beim Aufgießen des Zylinderkopfes auf die Stahlhülse Fehler zu vermeiden, während sich von den anderen Möglichkeiten, den Kopf mit dem Schaft des Zylinders zu verbinden, z. B. mittels Bolzen, durch Aufschrauben oder Warmaufziehen, keine als ausreichend zuverlässig gezeigt hat. Wahrscheinlich bildet das Aufgießen des Kopfes

auf den Zylinderschaft noch die meisten Aussichten; denn es ist an sich nicht unmöglich, und die Schwierigkeiten, denen man bisher begegnet ist, waren hauptsächlich gußtechnischer Natur, und diese wird man wahrscheinlich überwinden, wenn man erst mehr Erfahrungen gesammelt hat.

Unter der Voraussetzung, daß der Zylinder eines Stern- oder Umlaufmotors die günstigste Lage gegenüber dem kühlenden Luftstrom hat, hat sich ergeben, daß ein Zylinder mit Luftkühlung etwa 90 bis 95 vH der Leistung und des Wirkungsgrades eines entsprechenden Zylinders mit Wasserkühlung erreichen kann, solange er sich nicht verzogen hat und solange keine Undichtheiten oder Detonation auftreten. Aber während der Zylinder mit Wasserkühlung infolge der selbsttätigen Verstärkung der Wärmeableitung von der Störungsstelle derartige Mängel überstehen kann, fehlt dem Zylinder mit Luftkühlung ein derartiger Vorteil; hier treten schnell örtliche Überhitzungen auf, denen Frühzündungen folgen, oder vielleicht auch bleibende Formänderungen des Zylinders und Fressen des Kolbens oder Verbrennen der Ventile.

Der Mangel an einer gewissen Art von Speichervermögen für überschüssige Wärme, der wohl die Schwäche des Motors mit Luftkühlung bildet, tritt auch, wenn auch in geringerem Maße, bei solchen Maschinen mit Wasserkühlung auf, bei denen die Wärme erst durch eine doppelte Metallwand wandern muß, ehe sie in das Kühlwasser gelangt. In Abb. 204 ist ein teilweise aufgeschnittener Zylinderblock des Hispano-Suiza-Flugmotors mit Wasserkühlung dargestellt, bei der eine Zweimetallbauweise Verwendung gefunden hat; Hülsen in der Form von Fingerhüten aus Stahl, die sowohl die Zylinderschäfte als auch die Zylinderböden bilden, werden in geschlossene Aluminiumzylinder eingeschraubt, wobei sich die Ventilsitze unmittelbar in den Stahlböden befinden. Diese Bauart hat vom konstruktiven Standpunkte viele wichtige Vorzüge, aber sie läßt den Einwand offen, daß die Wärme durch zwei getrennte Metallwände, die nur durch Verschrauben miteinander verbunden sind, wandern muß, ehe sie in das Kühlwasser gelangt. Bei gutem Sitz der beiden Teile aufeinander genügt diese Bauart für die normale Wärmeentwicklung, aber ihre Sicherheit gegenüber übermäßig starker Wärmeentwicklung, die bei Detonation usw. eintreten kann, ist sehr gering.

Entwurf der Zylinder. Bei einem Flugmotor ist es immer erforderlich, eine Zweimetallbauart für die Zylinder anzuwenden; denn die Grenzen, die dem Gewicht gesetzt sind, verbieten die Bauweise, bei der der äußere Wassermantel mit dem Zylinderschaft in einem Stück aus demselben Baustoff gegossen wird. Der einzige Ausweg war daher, die Zylinder als geteilte Körper aus verschiedenen Metallen zusammenzusetzen; über die Vorzüge und Nachteile der verschiedenen Bauarten, die hierfür angewandt werden, sind die Meinungen noch sehr geteilt.

Abb. 198 zeigt den Aufbau der Zylinder bei den deutschen 260 PS-Mercedes-Flugmotoren, die während des Krieges in die großen Gotha-Bombenflugzeuge für weit ausgedehnte Bombenflüge eingebaut wurden. Bei diesem Zylinder ist eine Zylinderlaufbüchse aus hochhältigem Kohlen-

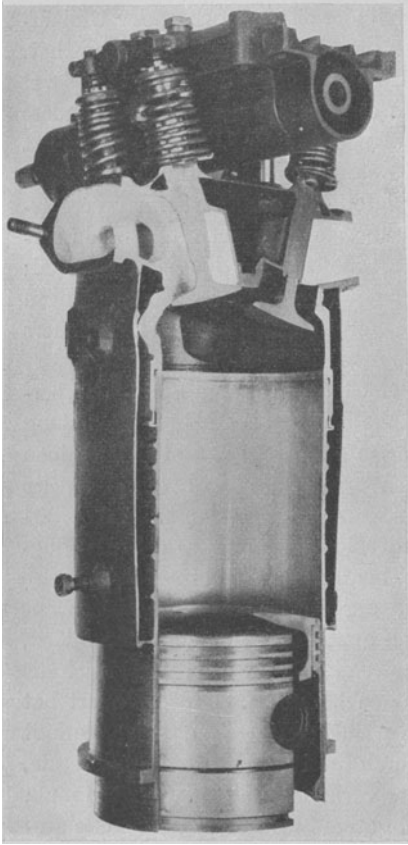


Abb. 198. Zylinder des 260 PS-Mercedes-Flugmotors.

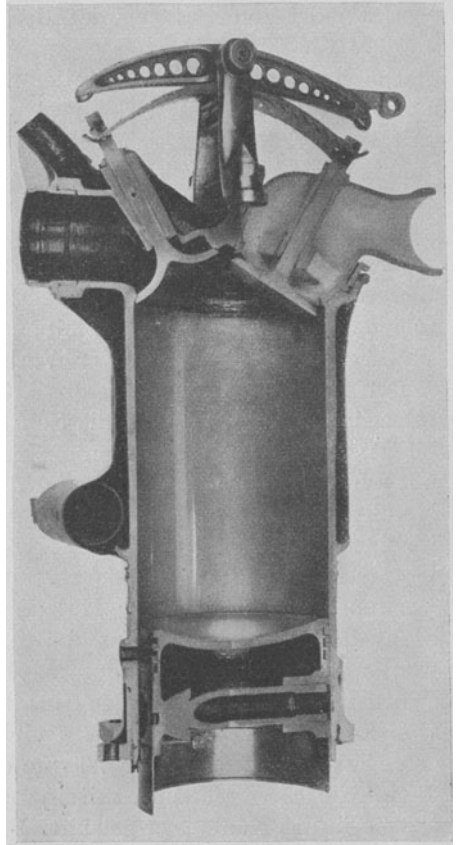


Abb. 199. Zylinder eines Austro-Daimler-Flugmotors.

stoffstahl in einen aus Stahl gepreßten oder aus Stahl gegossenen Zylinderkopf eingeschraubt, dessen unterer Rand zum Schutz gegen mögliche Undichtheit entlang den Schraubengängen um eine der Rippen der Zylinderbüchse herumgebogen und mit dieser verschweißt wird. Ein leichter, mehrfach geteilter Stahlblechmantel wird dann über das Ganze aufgeschweißt. Diese Bauweise hat sich, vorausgesetzt, daß die Schweißung geschickt ausgeführt war, als sehr zuverlässig erwiesen. Man kann aber

dagegen einwenden, daß sie eine große Anzahl besonderer Maschinen und besonders geschickte Schweißer erfordert, besonders bei der Behandlung der Zündkerzenstutzen und der Wasseranschlüsse. Aber wenn die notwendige Geschicklichkeit der Schweißer und die besonderen Maschinen vorhanden sind, ist die Bauart sicher als sehr zufriedenstellend zu bezeichnen. Die langen und gut gekühlten Führungen der Auspuffventile sind ein ausgezeichnetes Merkmal dieser Bauart und verdienen besondere Beachtung.

Abb. 199 zeigt eine Bauart, die bei früheren Austro-Daimler-Flugmotoren und später bei den Beardmore-Sechszylinderflugmotoren von 120 und 160 PS Leistung verwendet wurde. Bei dieser Konstruktion sind Zylinderschaft und Zylinderkopf in einem Stück aus Eisen gegossen, aber das Einlaßventil ist in einem besonderen abnehmbaren Gehäuse untergebracht, das mittels einer ringförmigen Mutter festgehalten wird. Das untere Ende der Zylinderhülse ist außen mit Gewinde zur Aufnahme eines Stahlflansches für die Befestigungsbolzen des Zylinders versehen.

Der Wassermantel ist auf elektrolytischem Wege aus Kupfer hergestellt. Dieser Kupferniederschlag wird auf einer Wachsmatritze erzeugt, die dann ausgeschmolzen wird. Viel Erfahrung und große Sorgfalt sind nötig, um zu erreichen, daß sich das Kupfer gleichmäßig absetzt und sich auch dicht mit dem Gußeisen verbindet. Wenn die Anlagen vorhanden und die nötigen Erfahrungen gesammelt sind, dann ist auch diese Bauweise sehr zufriedenstellend.

Abb. 200 zeigt die Bauart, die der Maybach-Motorenbau für seine 300 PS-Sechszylinderflugmotoren verwandt hat. Diese Motoren wurden in die späteren Zeppelin-Luftschiffe und während der letzten Zeit des Krieges in viele der größeren Flugzeuge eingebaut. Bei einer Art von Zylindern dieser Firma wird der Zylinderkopf zusammen mit dem ganzen Wassermantel in einem Stück aus Eisen gegossen und ein Zylinder aus hochwertigem Stahl in den Kopf eingeschraubt und weich eingelötet, aber nicht eingeschweißt, während das untere Ende des Wassermantels mit Hilfe eines Gummiringes abgedichtet wird. Bei einer anderen Art der Ausführung besteht nur der Zylinderkopf und der obere Teil des Wassermantels aus Gußeisen, während der eigentliche Wassermantel und die Zylinderlaufbüchse aus sehr dünnem, nahtlosem Stahlrohr bestehen und ebenso wie früher mit dem Zylinderkopf verschraubt und verlötet werden.

Die in Abb. 201 dargestellte Bauart hatte die Firma Benz bei allen Flugmotoren im Gebrauch. Zylinder, Zylinderkopf und Befestigungsflansch bilden hier ein zusammenhängendes Stück aus Gußeisen, und darüber wird ein dünner gepreßter Stahlblechmantel unmittelbar auf das Gußeisen aufgeschweißt. Das Schweißen eines solchen dünnen

Stahlblechmantels über einen verhältnismäßig dickwandigen Gußkörper ist keine leichte Aufgabe, aber sie wurde von der Firma Benz in zufrie-

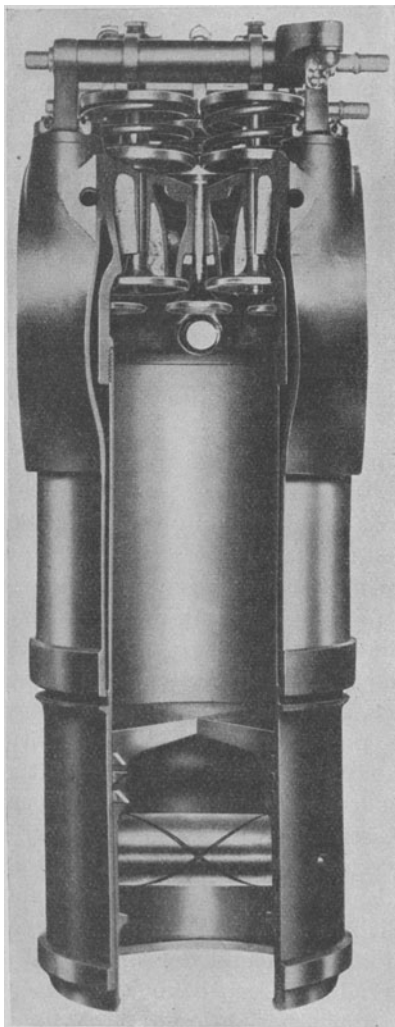


Abb. 200. Maybach-Motorzylinder für einen Zeppelin-Luftschiffmotor.

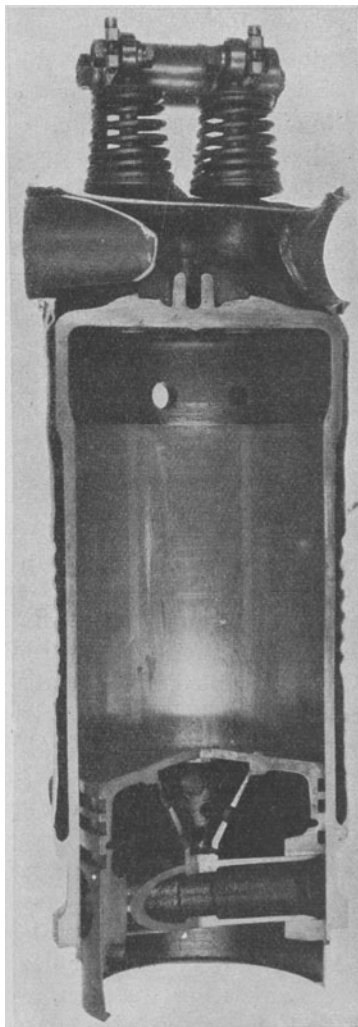


Abb. 201. Benz Flugmotorenzylinder.

denstellender Weise gelöst. Beachtenswert bei diesen Maschinen ist auch die besondere Abstützung des Kolbenbodens auf dem Kolbenbolzen, die den Kolbendruck möglichst unmittelbar auf die Pleuelstange übertragen soll.

Die in Abb. 202 dargestellte Bauart von Rolls-Royce ist später bei dem Liberty-Flugmotor und mehreren anderen Maschinen verwendet worden. Bei dieser Bauart sind Zylinder und Zylinderkopf in einem Stück geschmiedet und die Einlaß- und Auslaßkrümmer eingeschraubt

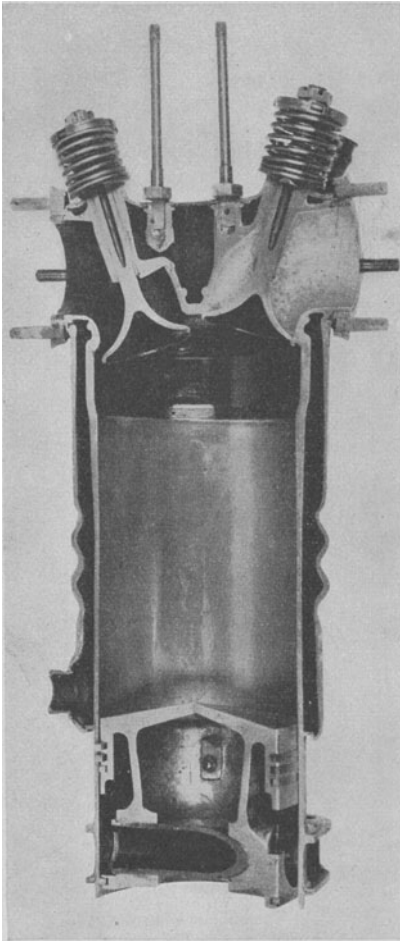


Abb. 202. Zylinder des Rolls-Royce-Flugmotors.

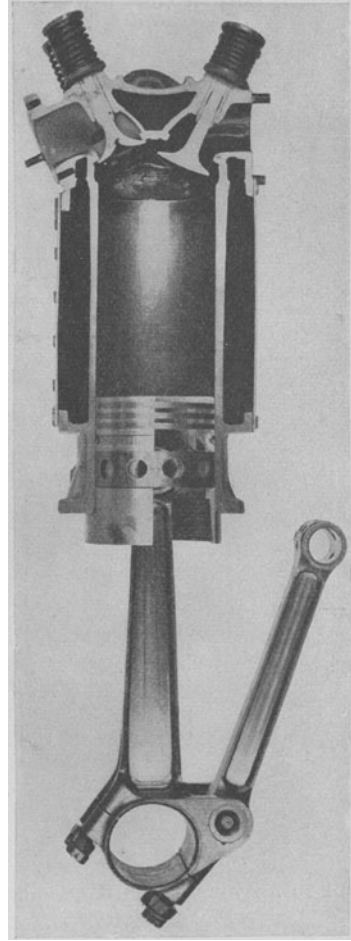


Abb. 203. Zylinder des Sunbeam-Flugmotors.

und verschweißt. Der ganze Körper wird dann mit einem dünnen, aus Blech gepreßten Stahlmantel umgeben und überall angeschweißt.

Abb. 203 stellt die Zylinderbauart der früheren Sunbeam-Maschinen dar; bei diesen wurden die Zylinderblöcke mit ihren Zylinderköpfen und den oberen Teilen der Wassermäntel vollständig aus Gußeisen her-

gestellt. Um an Gewicht zu sparen, hatte man aber die seitlichen Gußwände unterhalb der Ventilanschlüsse entfernt und durch dünne Blechwände ersetzt. Bei einigen der späteren Sunbeam-Maschinen, wie der 200 PS-Arab-Maschine, wurde der ganze Zylinderblock aus Aluminium gegossen, und in diesen wurden dünne Stahlbüchsen warm eingezogen.

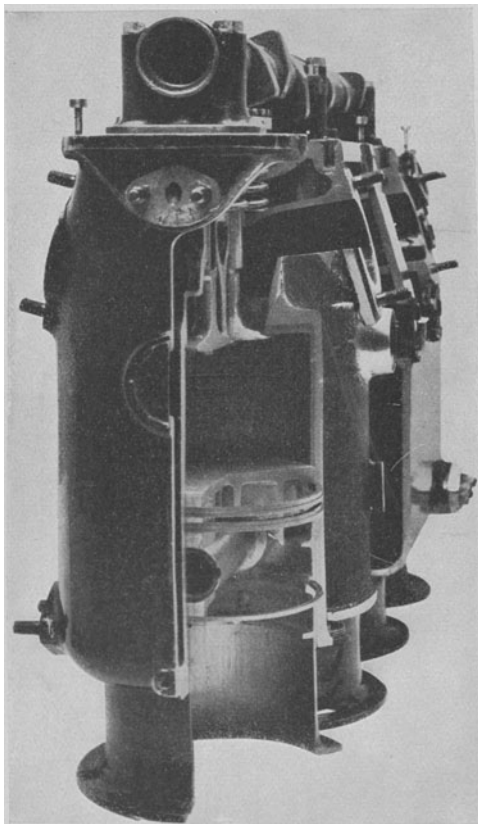


Abb. 204. Zylinder des Hispano-Suiza-Flugmotors.

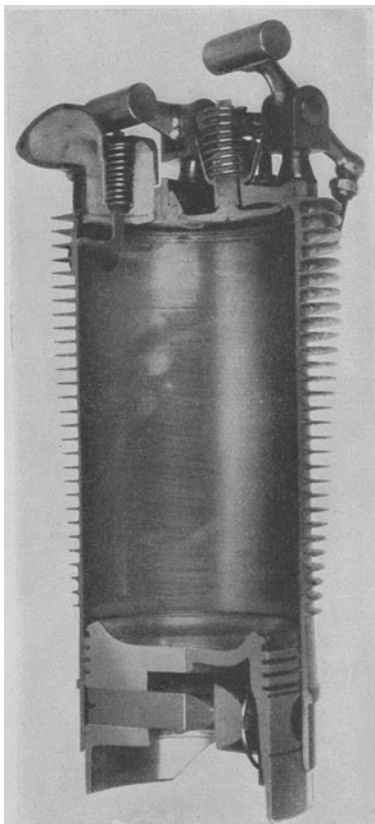


Abb. 205. Zylinder des Clerget-Flugmotors.

Abb. 204 zeigt die Bauweise des bereits erwähnten Hispano-Suiza-Zylinderblocks, bei dem vollständige Stahlhülsen, die sowohl den Zylinderschaft als auch die Ventilsitze enthalten, unmittelbar in einen Aluminium-Zylinderblock eingeschraubt werden.

Bei dem S i d d e l e y -Puma-Motor, der weiter unten in Abb. 214 und 215 dargestellt ist, werden Blöcke von je drei Zylinderköpfen zusammen mit den oberen Teilen der zugehörigen Wassermäntel in Aluminium gegossen und in diese die Ventilsitze aus Bronze eingepreßt. In diese Blöcke werden

nur auf eine kurze Länge die dünnen Stahlaufbüchsen der Zylinder eingeschraubt. Die unteren Enden dieser frei liegenden Stahlbüchsen werden mit einem leichten und sehr dünnen im Block zusammengegesessenen Aluminiummantel umgeben, der oben unmittelbar mit dem Zylinder-

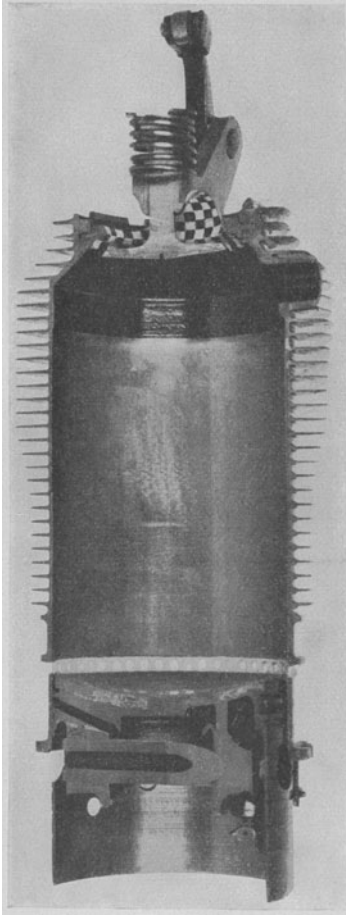


Abb. 206. Zylinder des Ein-ventil-Gnôme-Motors.

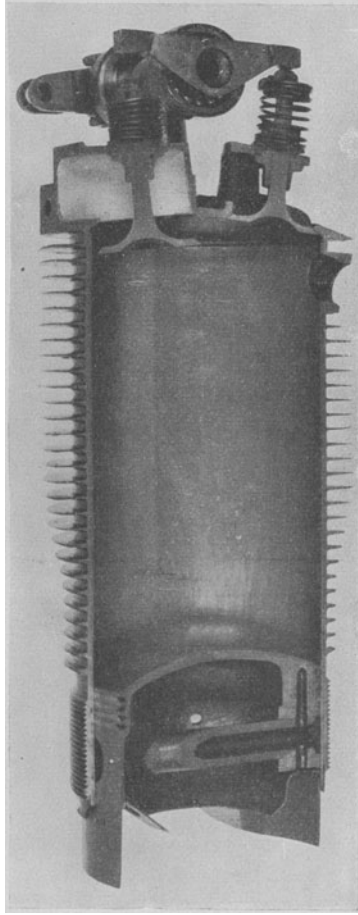


Abb. 207. Zylinder des Rhône-Flugmotors.

derkopf verschraubt und unten mit einer Stopfbüchse mit Gummipackung versehen wird.

Die Bauweise der Zylinder, die weiter oben bei der Besprechung des Vauxhall-Dreiliter-Rennmotors dargestellt wurde, hat man auch bei mehreren Versuchsausführungen von Flugmotoren verwendet, und die Firma Beardmore hat sie für ihren großen 750 PS-Sechszylinder-Flug-

motor übernommen. Diese Bauart hat viele empfehlenswerte Kennzeichen; nicht zuletzt sind hierunter die besonders große Einfachheit und die Leichtigkeit der Herstellung zu erwähnen.

Betrachtet man jetzt wieder die Flugmotoren mit Luftkühlung, so sieht die Aufgabe etwas anders aus, da das Gewicht nicht mehr die ein-

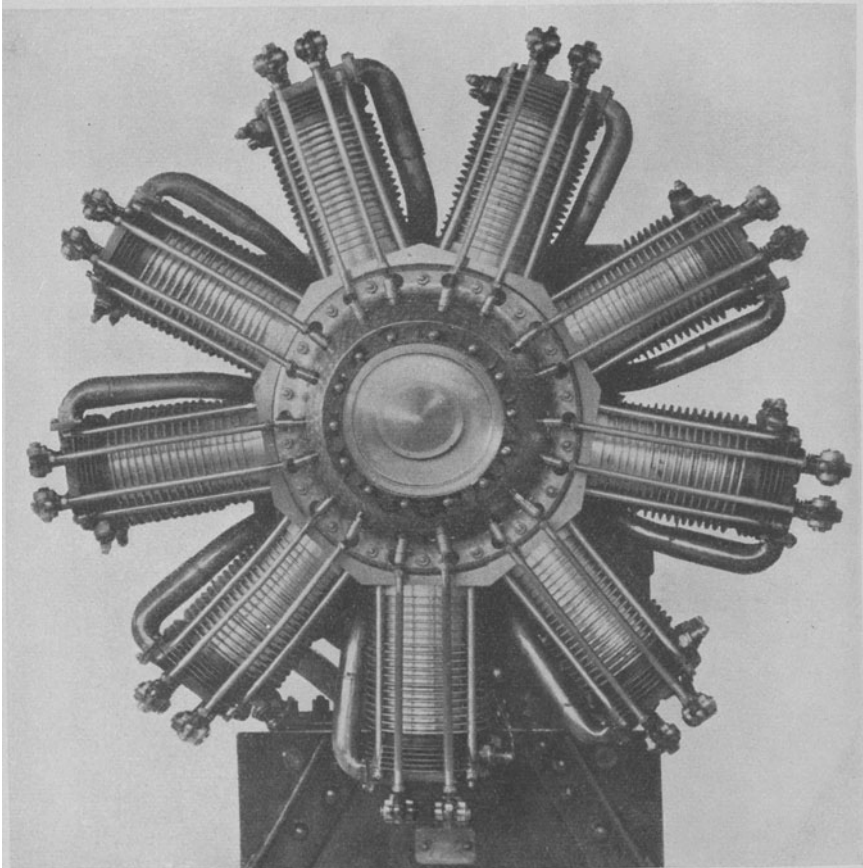


Abb. 208. 9-Zylinder B.R.-Umlaufmotor.

zige Rücksicht ist, die man zu nehmen hat, sondern die Wärmeleitfähigkeit mindestens die gleiche, wenn nicht eine noch größere Rolle spielt. Bei Maschinen mit umlaufenden Zylindern sind die Kühlverhältnisse sehr günstig. Man verwendet bei derartigen Maschinen im allgemeinen einfache, vollständig aus einem Schmiedestück herausgearbeitete Stahlzylinder, wie aus Abb. 205, dem Zylinder des Clerget-Umlaufmotors, und aus Abb. 206, dem Zylinder des Einventil-Gnome-Motors, zu ersehen ist.

Abb. 207 stellt einen Schnitt durch einen Zylinder des Le Rhône-Motors dar. Bei diesem wird der ganze Zylinder und Zylinderkopf aus einem einzigen Stück Stahl herausgearbeitet, aber in diesen eine ganz dünne Laufbüchse aus Gußeisen von ungefähr 1 mm Wanddicke eingepreßt. Diese Bauweise ist eigentümlich, und es ist nicht bekannt, aus welchen Gründen man sie angewendet hat¹⁾.

Bei den B.R.1 und B.R.2-Umlaufmotoren besteht der Zylinder (Abb. 208) aus einer Laufbüchse aus hartem Stahl, die von einem dünnen und leichten verrippten Aluminiummantel umgeben ist. Die Zylinderköpfe dieser Maschine sind abnehmbar und bestehen aus Stahl. Auch diese Bauart ist eigenartig.

Bei Motoren mit feststehenden Zylindern ist die Luftkühlung eine schwierigere Aufgabe, die man nur mittels verwickelterer Bauarten lösen kann. Abb. 209 zeigt einen Versuchszylinder für die R.A.E.-Motoren mit feststehenden Zylindern mit Luftkühlung. Der Zylinder besteht aus einem dickwandigen Aluminiumgußstück mit tiefen Rippen, in das die stählernen Ventilsitze eingegossen sind. Eine dünne Stahllaufbüchse ist in diesen

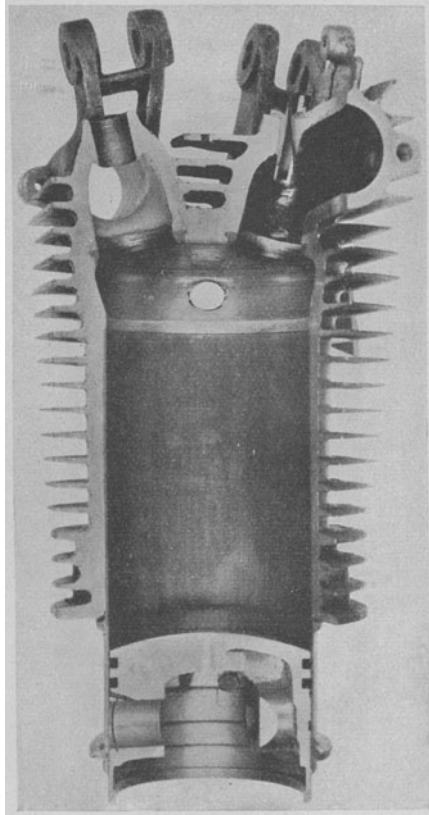


Abb. 209. Versuchszylinder des R.A.E.-Motors mit Luftkühlung.

Körper warm eingezogen, wie aus dem Bild des durchgeschnittenen Zylinders zu sehen ist. Dieser Zylinder arbeitete eine Zeitlang zufriedenstellend, aber die metallische Verbindung zwischen der Laufbüchse und dem Zylinderkörper verschlechterte sich allmählich infolge der Überhitzung der Laufbüchse. Wie schon oben gesagt, hat man diese Bauart später zugunsten einer anderen aufgegeben, wobei der Zylinder aus

¹⁾ Bei diesem Motor wurden ursprünglich Kolben aus Stahl verwendet. Die gußeisernen Laufbüchsen sollten vermutlich das Fressen des Kolbens verhindern. Die Bearb.

einem gegossenen Aluminium-Zylinderkopf und einem einfachen verrippten Stahlschaft zusammengesetzt wird.

Bei dem Bristol Jupiter-Motor, der in Abb. 210 und 211 dargestellt ist, besteht der ganze Zylinder mit seinem Kopf aus Stahl, aber über den

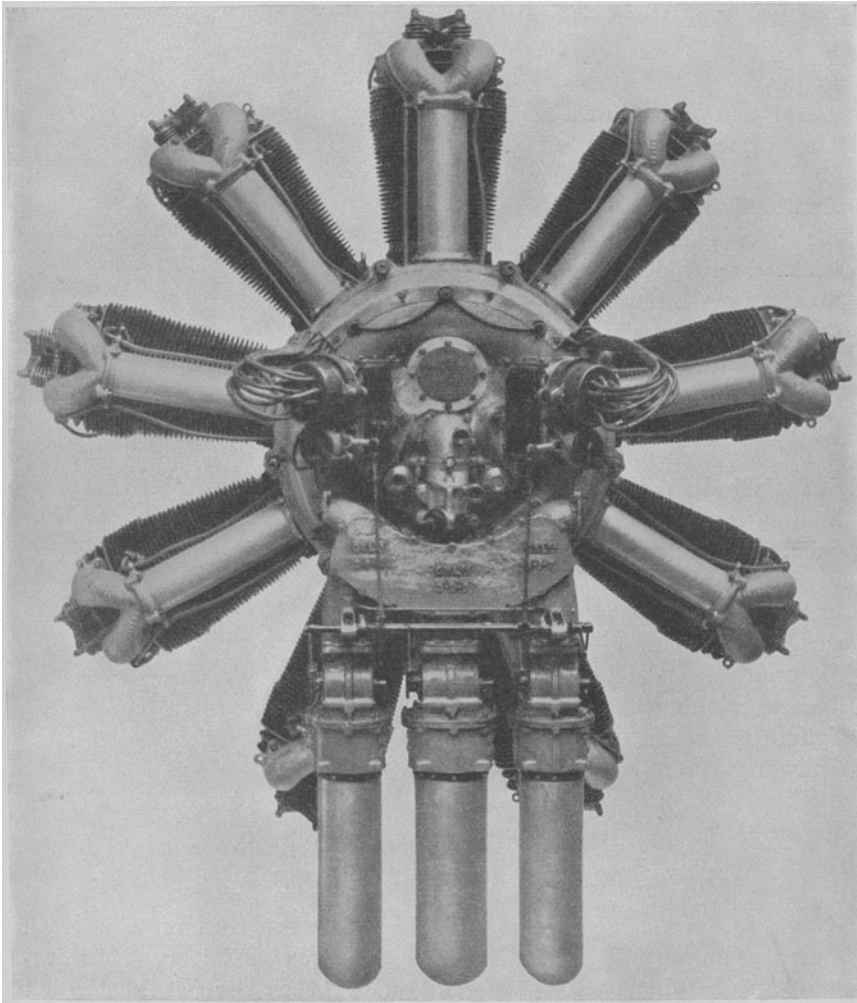


Abb. 210. 400-PS-Bristol Jupiter-Flugmotor. Ansicht von der Vergaserseite.

flachen Stahlkopf wird eine gegossene Aluminiumhaube gestülpt, die den Einlaß- und den Auspuffkrümmer trägt und stark verrippt ist. Diese Bauart ist in der Herstellung einfach und hat den Vorteil, daß man die metallische Berührung zwischen dem Zylinderkopf und der Aluminium-

haube durch Nachschaben wiederherstellen kann, wenn sich die Teile verziehen und die Berührung daher schlechter wird.

Wie bereits weiter oben festgestellt, hat man es trotz der größten Bemühungen in dieser Richtung während der Dauer des Krieges nicht erreicht, einen zufriedenstellend arbeitenden Sternmotor mit ausreichender Leistung mit Luftkühlung durchzubilden. Nach dem Kriege wurden

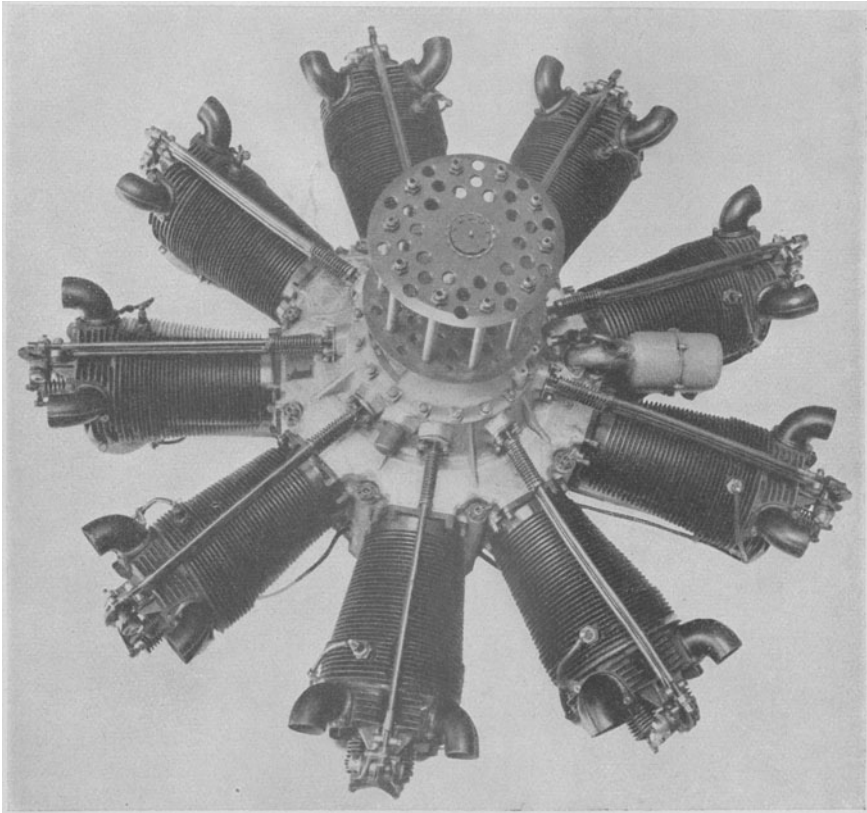


Abb. 211. 400-PS-Bristol Jupiter-Flugmotor. Ansicht von der Schraubenseite.

jedoch zwei derartige Maschinen herausgebracht, nämlich der Bristol Jupiter-Motor (Abb. 210 und 211) und der Siddeley Jaguar-Motor (Abb. 212 und 213).

Der Bristol Jupiter-Motor ist ein Neunzylindermotor mit einer einzigen Kurbel, der normal 380 PS bei 1575 Uml/min leistet. Die Zylinder haben 146 mm Durchmesser und 190,5 mm Hub. Das normale Verdichtungsverhältnis dieses Motors beträgt 5 : 1, und er verbraucht in der Regel bei ununterbrochenem Lauf über lange Zeitabschnitte bei

einem mittleren nutzbaren Kolbendruck von 7,67 at 243 g/PS_eh Benzin und 21,8 g/PS_eh Öl, so daß sein Gesamtverbrauch an Betriebsstoffen 264,8 g/PS_eh beträgt. Das Gesamtgewicht der Maschine beträgt 331 kg

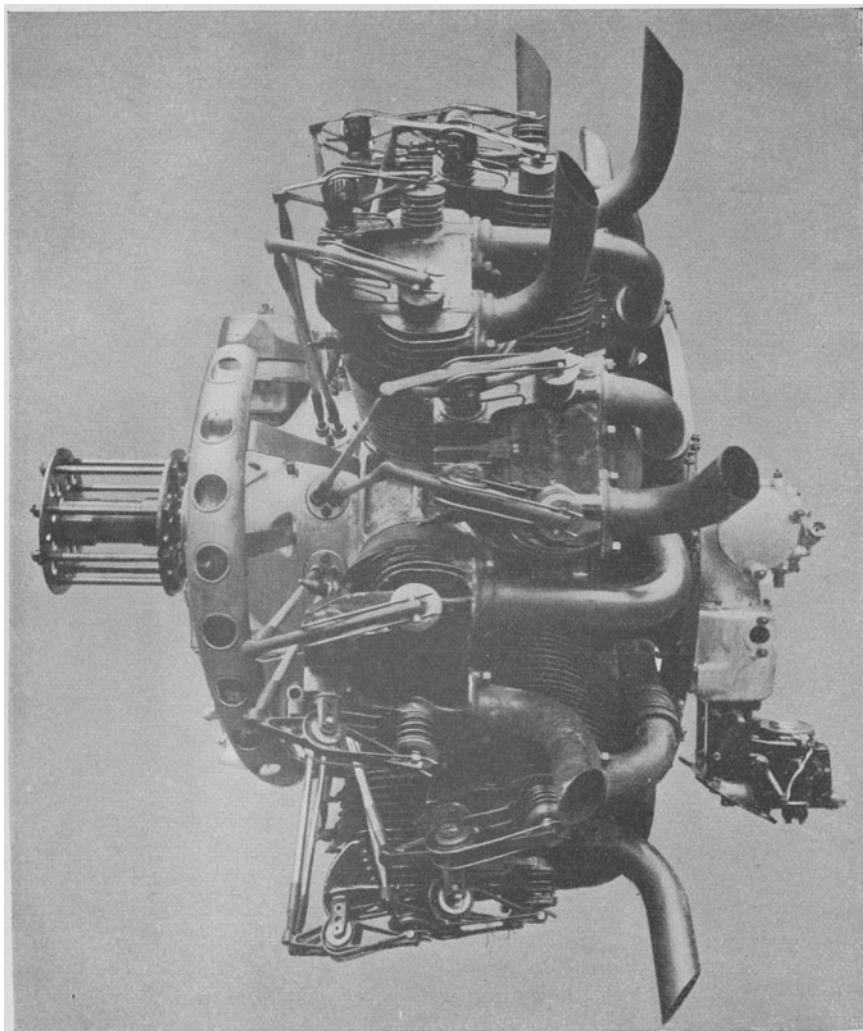


Abb. 212. Siddeley Jaguar-Flugmotor. Seitenansicht.

oder 0,873 kg/PS_e. Einschließlich des Brennstoff- und Ölvorrates für sechs Stunden Laufzeit mit voller Leistung, aber ausschließlich der Betriebsstoffbehälter, beträgt das Gesamtgewicht 945 kg oder 2,42 kg/PS_e.

Bei dem Bristol Jupiter-Motor ist nur eine einzige Hauptpleuelstange vorhanden; mit dieser sind die übrigen acht Kolben durch Gelenkstangen verbunden, deren Bolzen von einem Flanschenpaar an der geteilten Hauptpleuelstange gehalten werden. Die Hauptpleuelstange hat ein einfaches Lager mit Weißmetallfutter, und abgesehen davon, daß auf das Einpassen und auf die Schmierung dieses Lagers die größte Sorgfalt verwendet wird, sind hier keine besonderen konstruktiven Maßnahmen

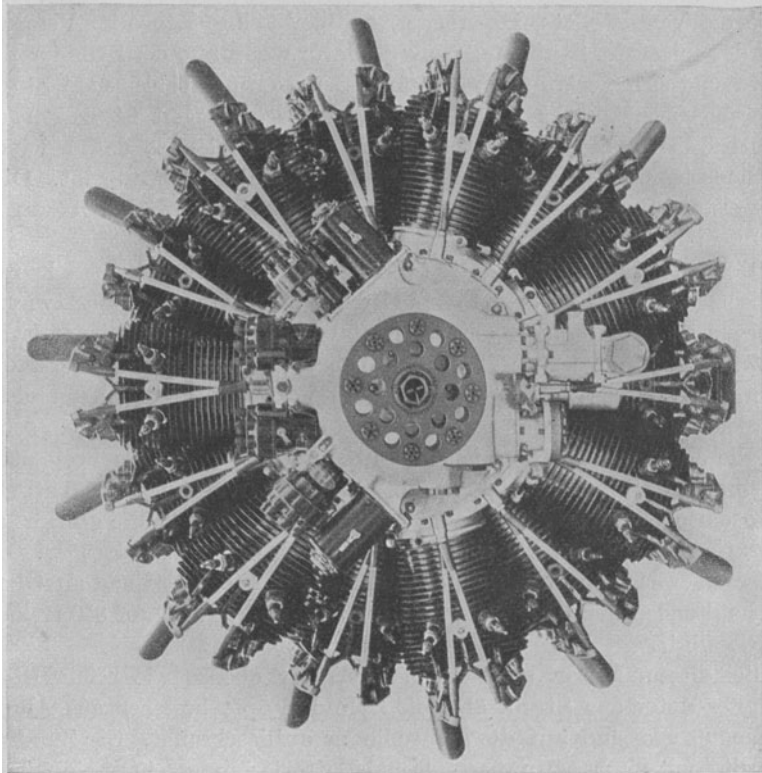


Abb. 213. Siddeley Jaguar-Flugmotor. Ansicht von einer Stirnseite.

getroffen, um die hohen Beanspruchungen aufzunehmen, die diesem Lager aus der auf einen einzigen Zapfen vereint wirkenden Summe von Fliehkräften und Massenkräften der neun Kolben und Pleuelstangen erwachsen.

Eine der größten Schwierigkeiten, der man bei Maschinen mit Luftkühlung begegnet, ist die Wärmeausdehnung der Zylinder und die damit verbundene Vergrößerung des Spiels im Ventilantrieb. Beim Bristol Jupiter-Motor ist man dieser Schwierigkeit sehr wirksam durch Anwen-

dung einer geistvollen Ausgleichvorrichtung begegnet, die von Raymond Morgan durchgebildet wurde. Diese Vorrichtung besteht, kurz gesagt, darin, daß das Bolzenlager für die über den Zylindern angeordneten Ventilschwinghebel beweglich angeordnet und seine Höhenlage gegenüber dem Zylinder durch eine feste Stange bestimmt wird, die mit einem Ende am Kurbelgehäuse und mit dem anderen Ende an einer drehbaren, das Lager des Schwinghebels aufnehmenden Schwinge befestigt ist. Da diese Stange unter den gleichen Temperaturbedingungen wie die Ventilstoßstange arbeitet, so bleibt ihre Länge im Vergleich zu derjenigen der Stoßstange unverändert; wenn also der Zylinder heiß wird und sich verlängert, so zieht die unverändert bleibende Stange die Schwinge, an der der Ventilschwinghebel gelagert ist, gegen das Kurbelgehäuse hin, vergrößert also das Stößelspiel, so daß bei jeder Zylindertemperatur gleiches Stößelspiel aufrechterhalten bleibt. Diese Regelstangen sind an der Vorderseite der Maschine in Abb. 211 zu erkennen.

Der Siddeley Jaguar-Motor (Abb. 212 und 213) hat vierzehn in zwei Ebenen sternförmig verteilte Zylinder mit zwei Kurbeln und entwickelt normal an der Bremse 350 PS bei 1500 Uml./min. Die Zylinder haben 127 mm Durchmesser und 139,7 mm Hub. Wie der Bristol Jupiter-Motor wurde auch diese Maschine erst nach dem Waffenstillstand durchgebildet, obgleich die Anfangsstufen der Entwicklung bei beiden Maschinen schon in die Jahre des Krieges fallen. Die Hersteller geben als Brennstoffverbrauch der Maschine 238,5 g/PS_eh und als Ölverbrauch 12,25 g/PS_eh, also einen Gesamtverbrauch an Betriebsstoffen von 250,75 g/PS_eh an. Das Gewicht des Motors allein beträgt 323 kg oder 0,924 kg/PS_e. Das Gesamtgewicht einschließlich der Vorräte an Brennstoff und an Öl für sechs Stunden ohne die Betriebsstoffbehälter stellt sich auf 850 kg oder 2,43 kg/PS_e.

Bei diesem Motor bestehen die Zylinder ebenso wie beim Bristol Jupiter-Motor aus Stahl, aber die Zylinderköpfe bestehen aus Aluminiumguß und sind auf die Stahlzylinder aufgeschraubt. Die Zündung arbeitet mit Hochspannungsspule und Batterie; außerdem ist eine kleine Dynamomaschine zum Aufladen der Batterie vorhanden.

Die in Abb. 214 und 215 dargestellte Maschine war während des Krieges als Siddeley Puma-Flugmotor bekannt. Sie ist eine Weiterbildung des B.H.P.-Motors, den die Firma Beardmore und Major Halford, R.A.F., entworfen hatten, und hat sechs Zylinder von 145 mm Durchmesser und 190 mm Hub und leistet normal an der Bremse 240 PS bei 1400 Uml./min. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 5 : 1 beträgt der Brennstoffverbrauch 227 g/PS_eh und der Ölverbrauch 13,6 g/PS_eh, also der Gesamtverbrauch an Betriebsstoffen 240,6 g/PS_eh. Das Gewicht des Motors einschließlich des Kühlers und der Kühlwasserleitungen

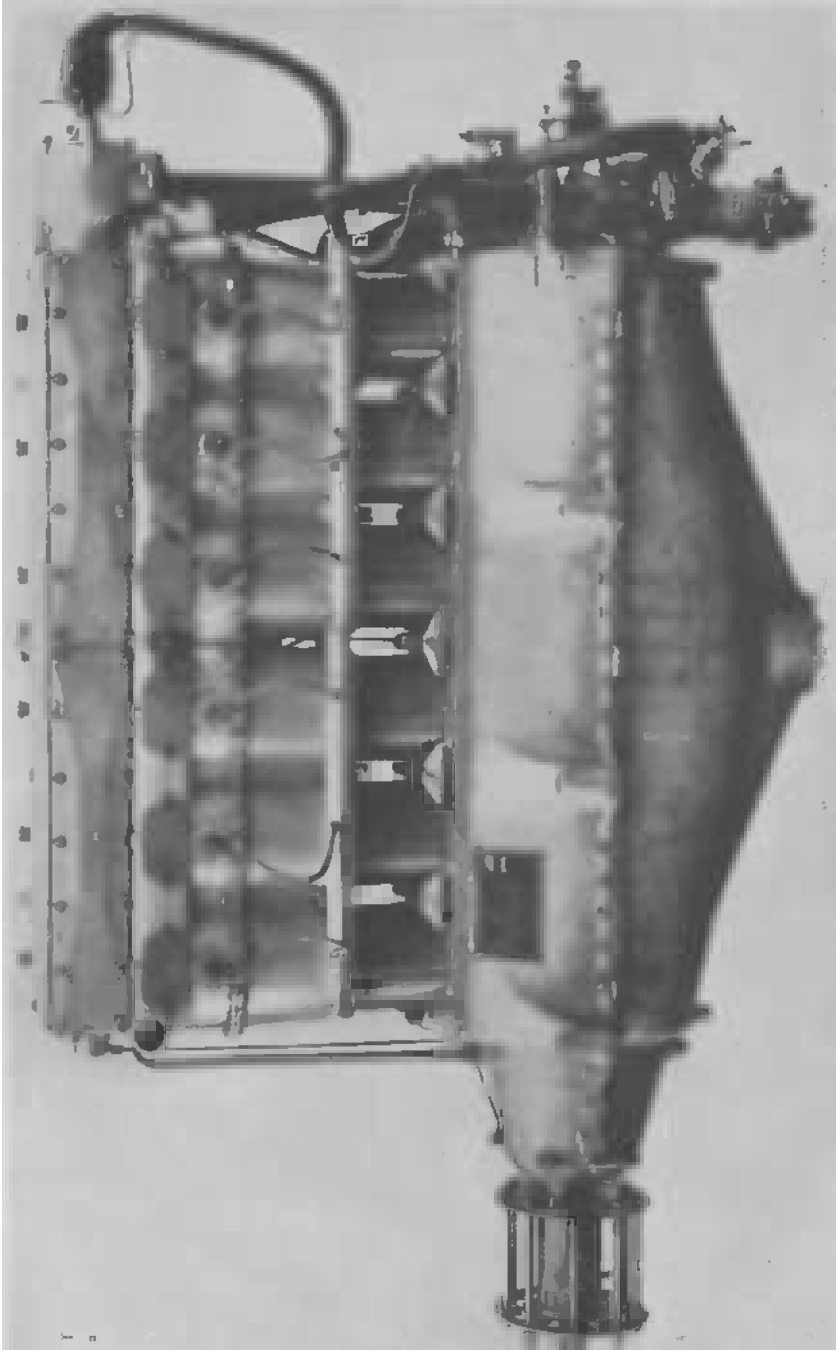


Abb. 214. Siddeley Puma-Flugmotor. Seitenansicht.

beträgt 355 kg oder 1,48 kg/PS_e. Das Gesamtgewicht der Motoranlage einschließlich der Vorräte an Brennstoff und Öl für sechs Stunden Lauf mit voller Belastung, aber ausschließlich der Betriebs-

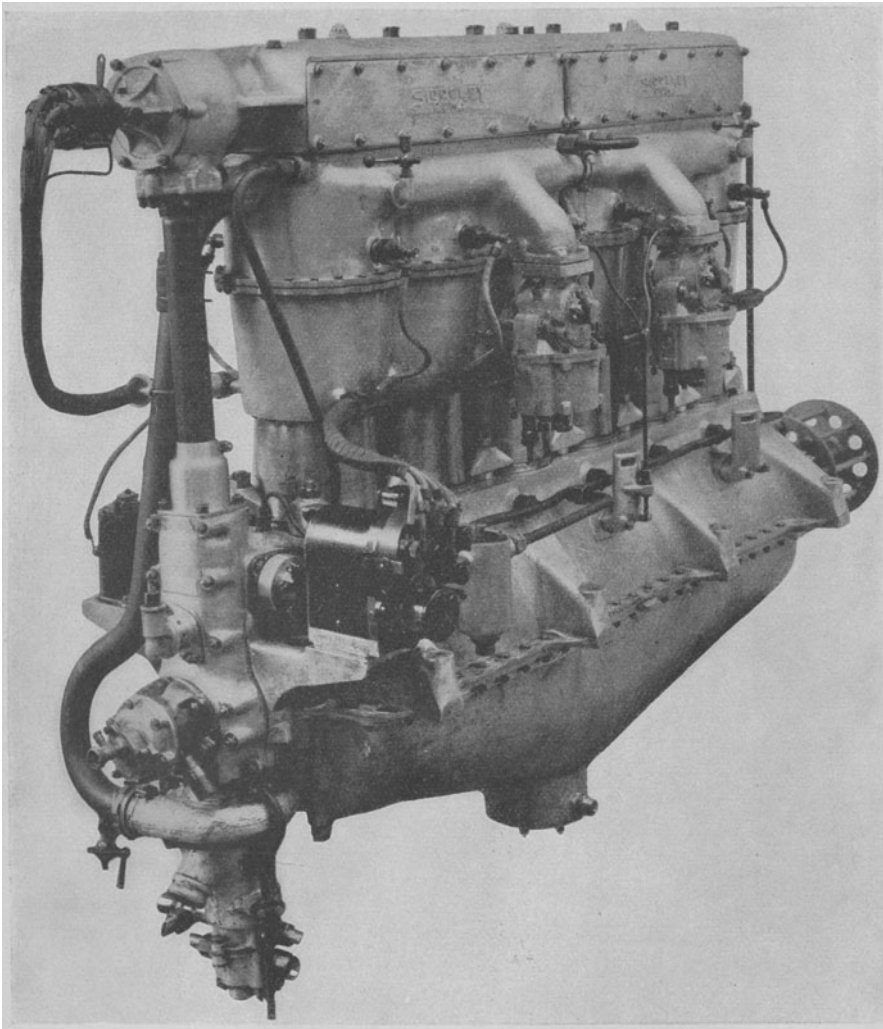
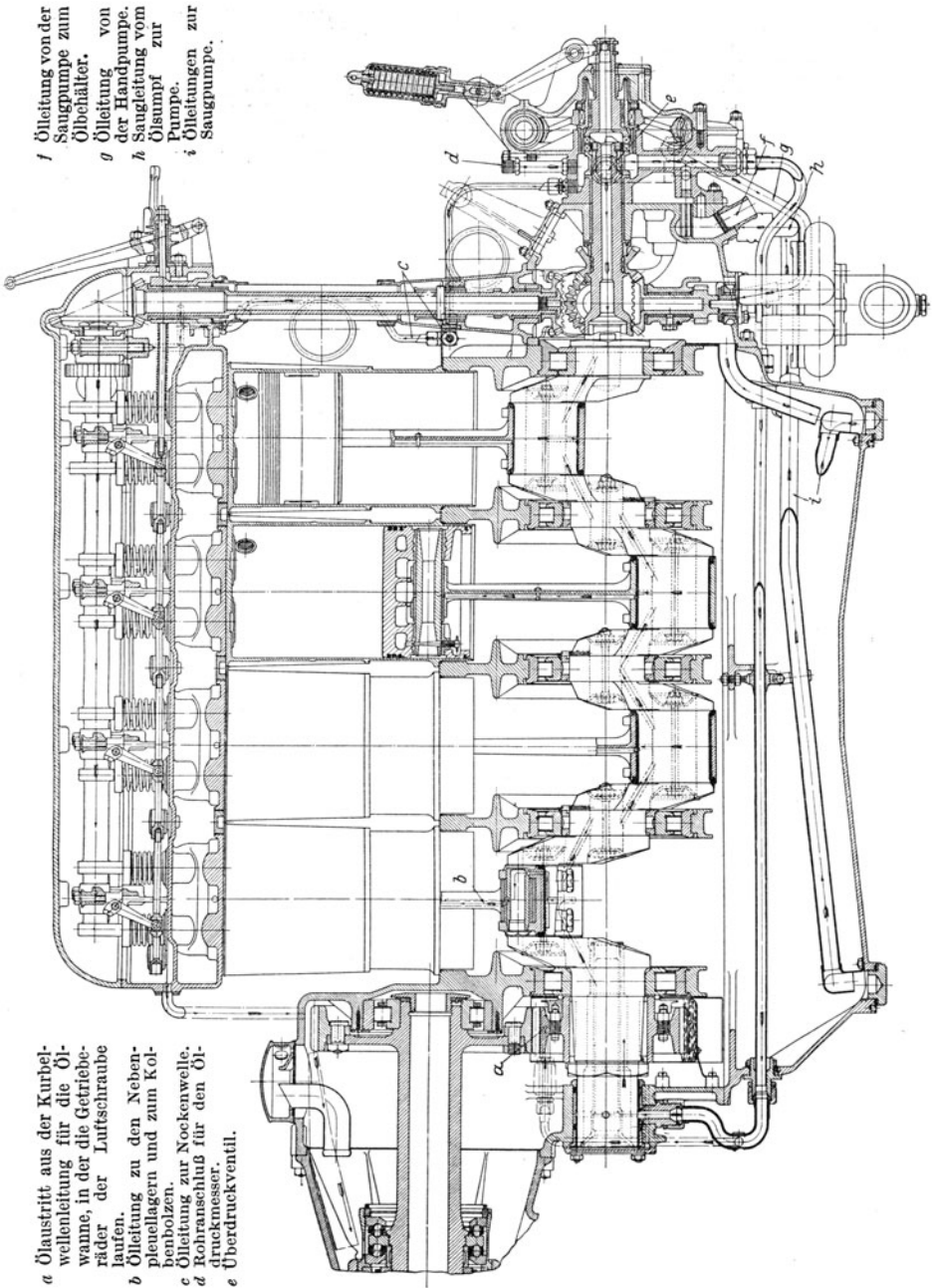


Abb. 215. Siddeley Puma-Flugmotor. Ansicht vom vorderen Ende.

stoffbehälter, beträgt 656 kg oder 2,73 kg/PS_e. Dieser Motor ist im wesentlichen das Ergebnis einer leichten und gewissenhaften Konstruktionsarbeit, und er ist ähnlich einfach in der Herstellung wie in der Behandlung.



a Ölaustritt aus der Kurbelwellenleitung für die Ölwanne, in der die Getrieberäder der Luftschaube laufen.
b Ölleitung zu den Nebenpleuellagern und zum Kolbenbolzen.
c Ölleitung zur Nockenwelle.
d Rohranschluß für den Öldruckmesser.
e Überdruckventil.

f Ölleitung von der Saugpumpe zum Ölbehälter.
g Ölleitung von der Handpumpe.
h Saugleitung vom Ölsumpf zur Pumpe.
i Ölleitungen zur Saugpumpe.

Abb. 216. Napier Lion-Flugmotor von 450 PS. Längsschnitt.

Die in Abb. 196 und 197 in Ansichten sowie in Abb. 216 und 217 in Schnitten wiedergegebene Maschine ist der Napier Lion-Flugmotor. Dieser hat zwölf Zylinder von 139,7 mm Durchmesser und 130,17 mm Hub und besteht aus drei Reihen von je vier Zylindern, die auf eine gemeinsame vierfach gekröpfte Kurbelwelle wirken. Die Maschine leistet bei der normalen Drehzahl von 2000 Uml/min 450 PS an der Bremse. Ihr Gesamtgewicht einschließlich Kühler, Kühlwasserleitungen und Luftschaubengetriebe

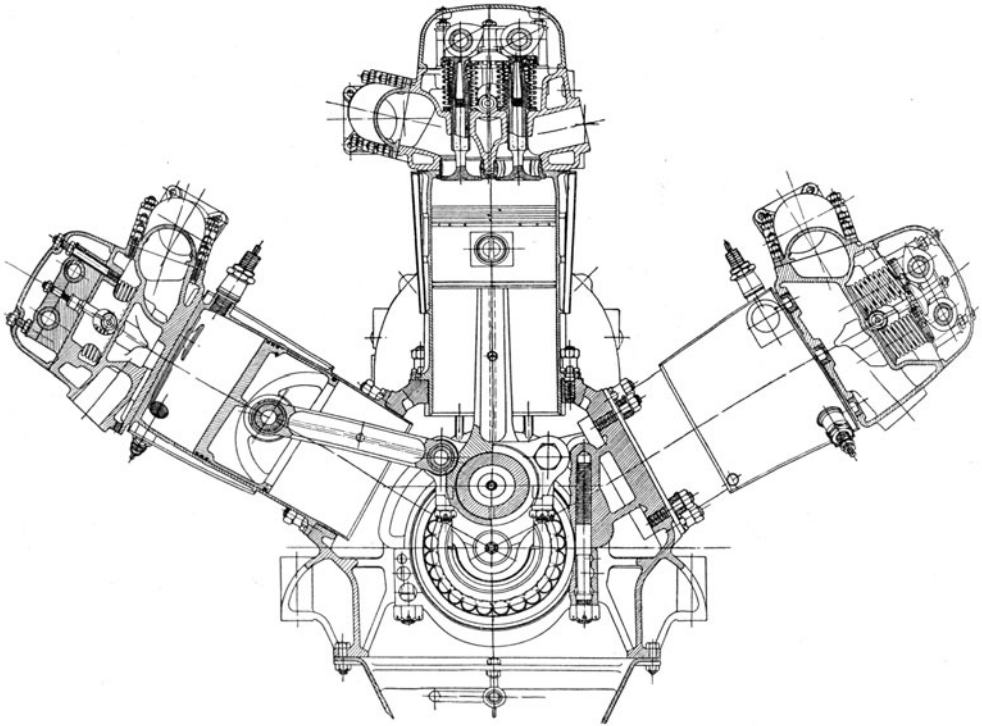


Abb. 217. Napier Lion-Flugmotor. Querschnitt.

beträgt nur 516 kg oder 1,145 kg/PS_e, der Brennstoffverbrauch 225 g/PS_eh und der Ölverbrauch 10 g/PS_eh. Das Gesamtgewicht der Maschine, einschließlich alles notwendigen Zubehörs sowie der Vorräte an Brennstoff und Öl für sechs Stunden Betrieb mit voller Leistung, beträgt 1151 kg oder 2,56 kg/PS_e.

In Abb. 218 ist der 350 PS-Rolls-Royce Eagle-Flugmotor, eine Maschine der Zwölfzylinder-V-Form-Bauart, wiedergegeben. Diese Maschine hat 114,3 mm Zylinderdurchmesser und 165,1 mm Hub, und ihre normale Drehzahl beträgt 1800 Uml/min. Dieser Motor, der von der Firma Rolls-Royce während des Krieges durchgebildet wurde, war zweifellos die

vollkommenste und zuverlässigste Maschine, über die die Alliierten verfügen konnten, und für die Alliierten von hohem Wert nicht nur wegen ihrer ausgezeichneten Leistungen, sondern vielleicht noch mehr wegen des Einflusses, den sie auf den Mut der Flugzeugführer der Alliierten ausübte. Nach amtlichen Berichten, die während des Krieges in Frankreich zusammengestellt wurden, hat die mittlere Anzahl der Flugstunden, die man mit diesen Maschinen ohne Unterbrechung durch Überholung

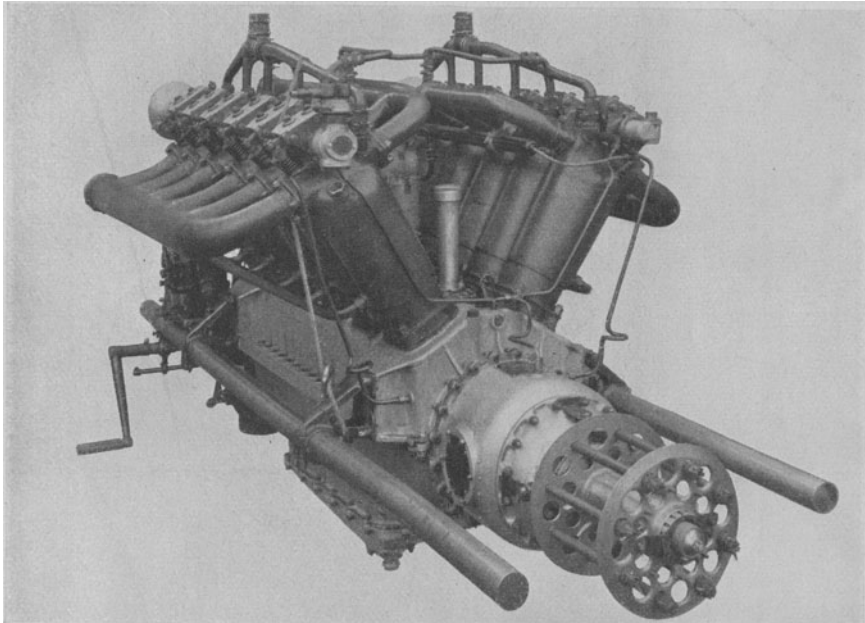


Abb. 218. Rolls-Royce Eagle-Motor.

erreicht hat, 103,2 oder fast doppelt so viel betragen wie bei irgendeinem anderen Flugmotor, der von englischen Fliegern benutzt wurde. Die Maschine ist auch insofern beachtenswert, als sie wahrscheinlich zugleich die verwickeltste und trotzdem die zuverlässigste Bauart verkörpert, die man jemals für die Zwecke der Luftfahrt verwendet hat.

Der Motor wiegt einschließlich des Umlaufgetriebes, des Kühlers, der Kühlwasserleitungen usw. 535 kg oder 1,53 kg/PS_e. Der Brennstoffverbrauch wird mit 227 g/PS_eh, der Ölverbrauch mit 12,8 g/PS_eh angegeben, so daß das Gesamtgewicht der Motoranlage, einschließlich der Vorräte an Betriebsstoffen für sechs Stunden Lauf mit voller Leistung, 1040 kg oder ungefähr 2,95 kg/PS_e beträgt.

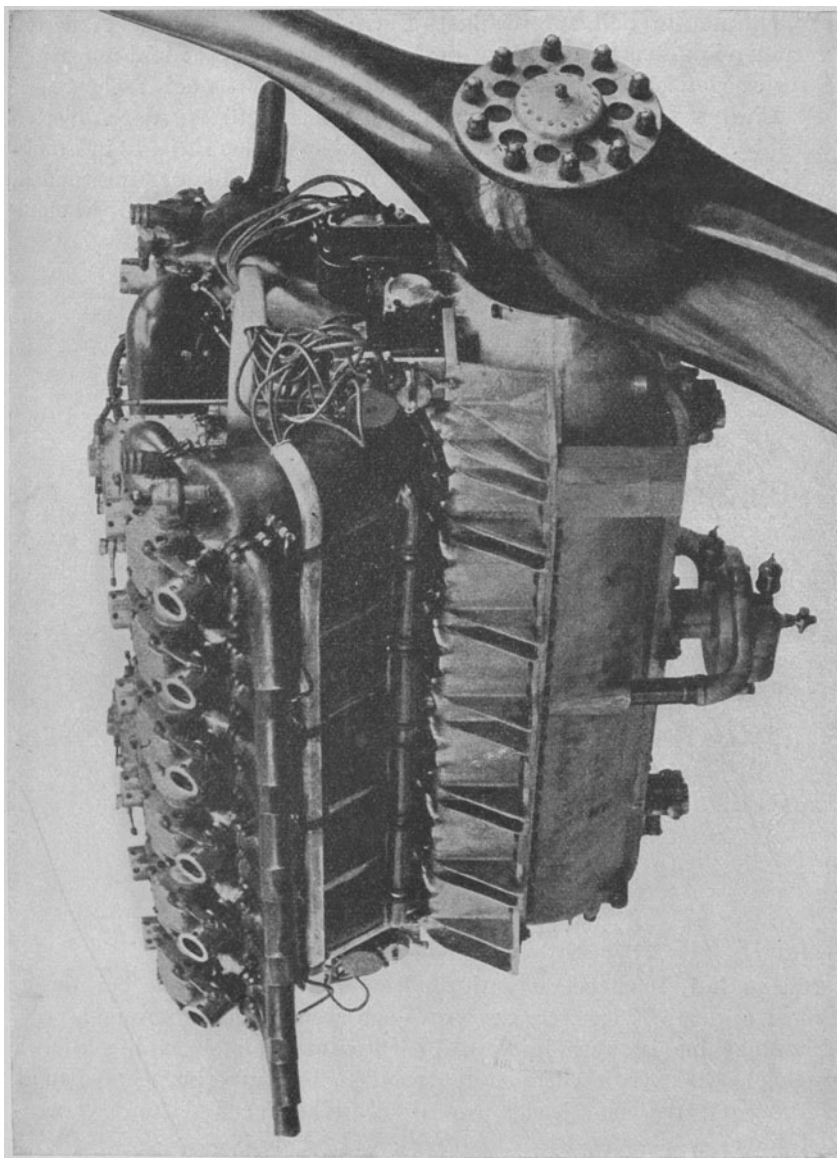


Abb. 219. 600 PS-Fiat-Flugmotor.

Der 600 PS-Fiat-Zwölfzylinder-V-Form-Flugmotor (Abb. 219) kann ebenfalls als ein ziemlich kennzeichnendes Beispiel der Flugmotoren betrachtet werden, die die Alliierten in der letzten Stufe des Krieges durchgebildet haben. Abb. 220 und 221 zeigen den 1000 PS-Napier Cub-Motor, wahrscheinlich den größten Motor, der jemals mit Erfolg geflogen ist.

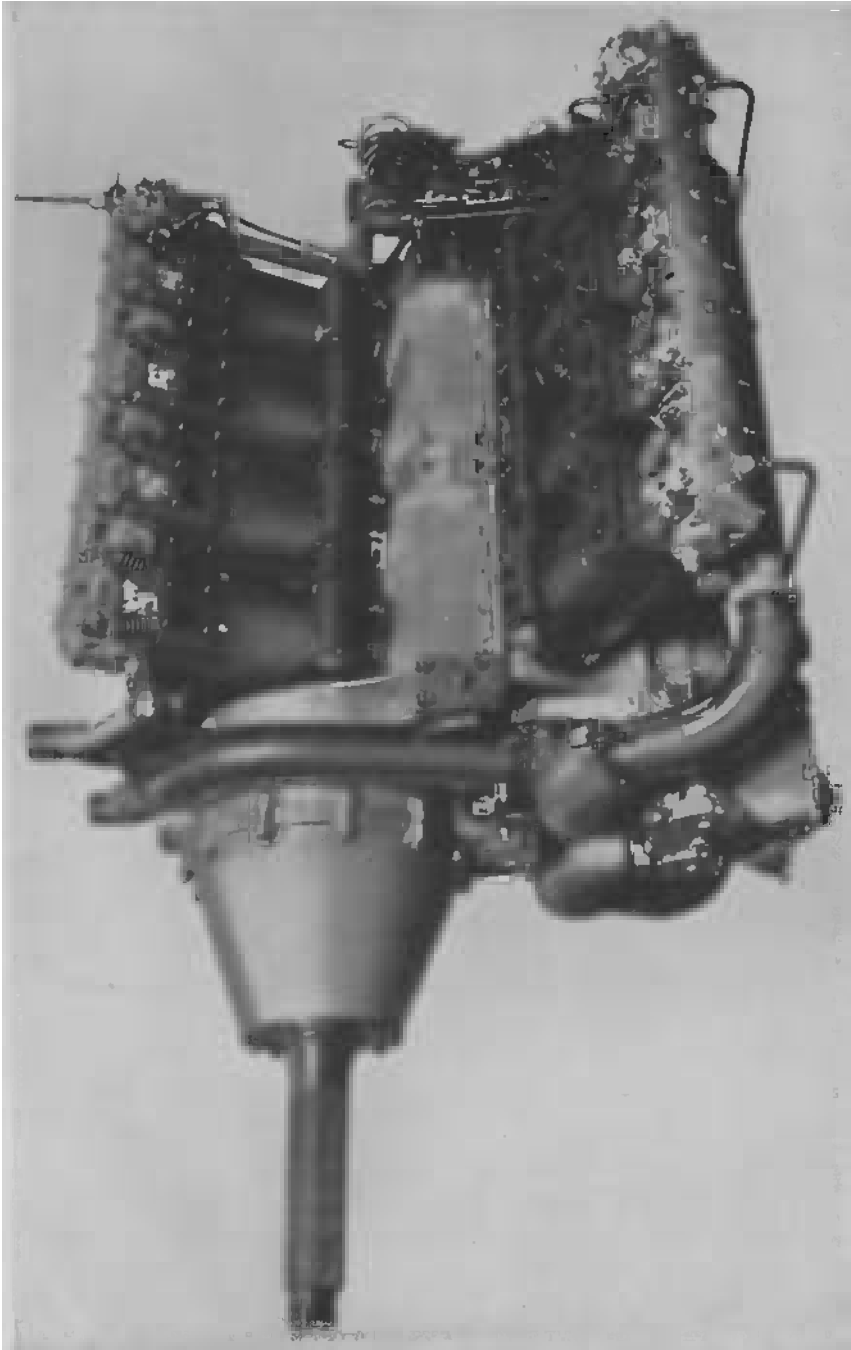


Abb. 220. 1000 PS.-Napier Cub-Flugmotor.

Abb. 222 zeigt den 500 PS-Benz-Flugmotor. Er verdient deshalb besondere Beachtung, weil er die Abkehr von der scheinbar feststehenden deutschen Richtlinie bedeutet, für militärische Zwecke am Sechszylinder-Reihenmotor festzuhalten. In der letzten Kriegszeit hatte man augen-

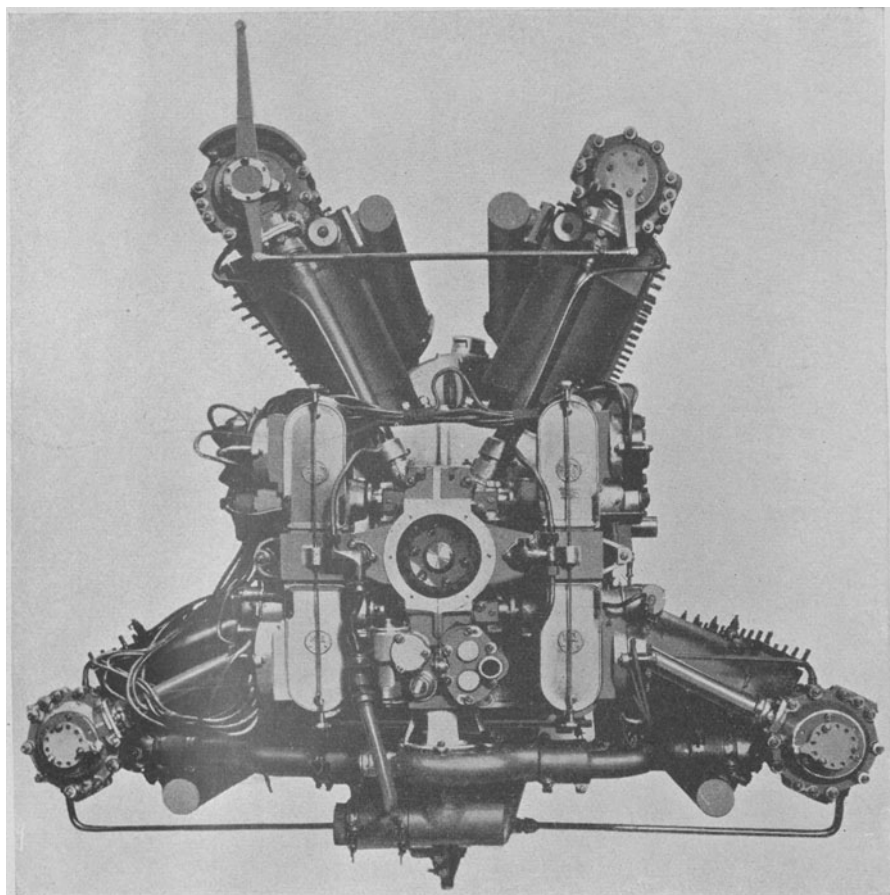


Abb. 221. 1000 PS-Napier-Cub-Motor.

scheinlich in Deutschland begonnen einzusehen, daß man diese Richtlinie angesichts der starken Motoren, die von den Alliierten herausgebracht worden waren, nicht mehr aufrechterhalten könnte. Dieser Motor und einige ähnliche, die im Jahre 1918 im Bau waren, sind ein Beweis dafür, daß man in Deutschland beabsichtigte, den Alliierten die Ehre zu erweisen und ihrem Beispiel zu folgen.

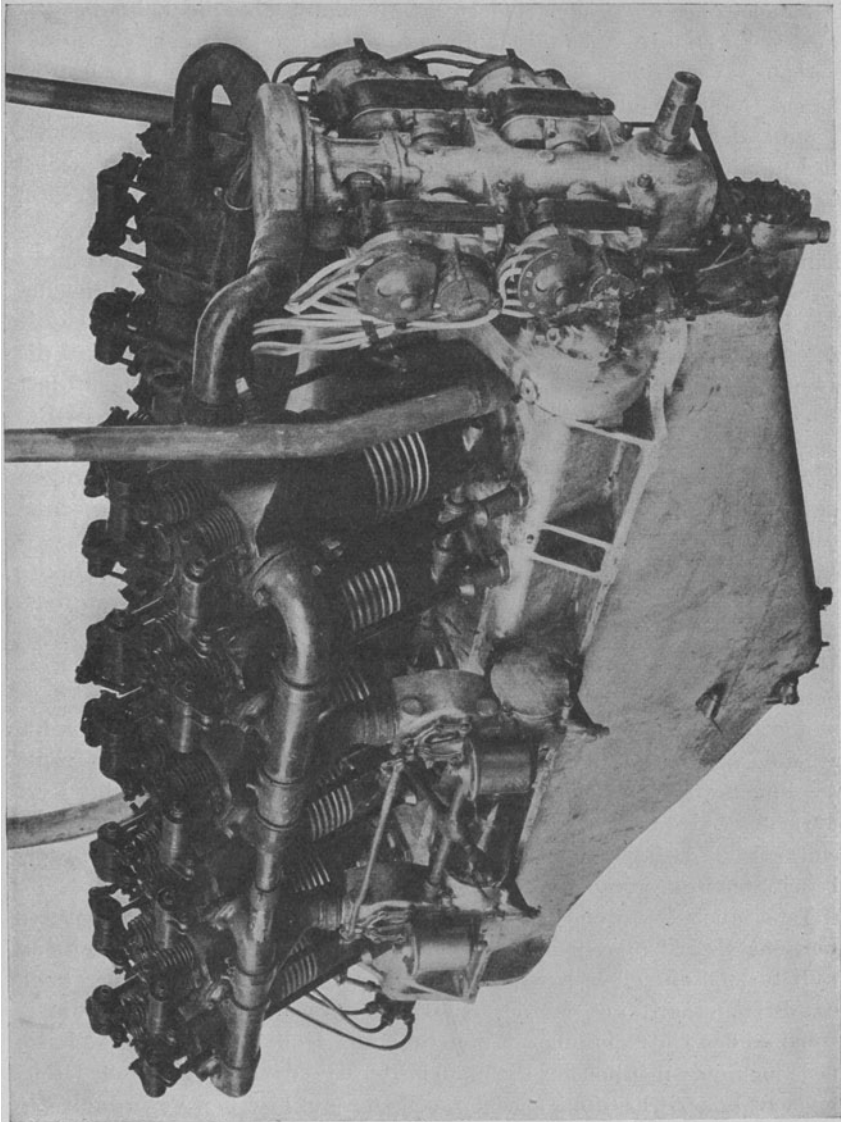


Abb. 222. 500 PS-Benz-Flugmotor.

Flugmotoren für große Höhen. Ganz allgemein kann man die Mittel, um die Leistung von Flugmotoren in großen Höhen aufrechtzuerhalten, in zwei Gruppen einteilen: der eine Weg ist, die Leistung dadurch auf gleicher Höhe zu erhalten, daß man die Dichte des Gemisches in der Ansaugleitung genau oder fast genau auf der Höhe erhält, die sie am Boden hat, der andere Weg ist, daß man zwar die Dichte des Gemisches in der

Ansaugleitung nicht unverändert erhält, dafür aber die Leistung bei niedrigerer Dichte verhältnismäßig steigert, indem man das Expansionsverhältnis vergrößert und damit aus einem gegebenen Gewicht an brennbarem Gemisch eine höhere Nutzleistung gewinnt.

Mit anderen Worten: die erste Gruppe dieser Mittel strebt an, in großen Höhen mit künstlicher Verdichtung der Luft zu arbeiten, und die zweite Gruppe liefert künstlich verdünnte Luft beim Betrieb auf dem Boden, wobei man infolge der niedrigeren Luftdichte höhere Verdichtungsverhältnisse verwenden und einen Gewinn an thermischem Wirkungsgrad erreichen kann. Die erste Gruppe bietet die Möglichkeit, die Leistung des Flugmotors in jeder gegenwärtig erreichbaren Höhe unverändert zu erhalten, obgleich etwas auf Kosten des Wirkungsgrades, während die zweite Gruppe die Leistung nur bis zu einer gewissen Grenze unverändert erhält, aber andererseits Aussicht auf einen beträchtlichen Vorteil in Bezug auf den Brennstoffverbrauch bietet.

Außer diesen zwei Hauptgruppen sind auch gewisse Verbindungen zwischen beiden Verfahren möglich, die weiter unten betrachtet werden sollen.

Bei der ersten Gruppe kann man zum künstlichen Steigern der Dichte in der Ansaugleitung am besten ein Turbogebläse anwenden, das entweder mechanisch vom Flugmotor selbst oder durch einen besonderen Hilfsmotor oder durch eine Auspuffgasturbine angetrieben wird. Eine derartige Anlage hat den Vorteil, daß das Drehmoment, das der Flugmotor auf dem Boden entwickelt, beinahe in jeder Höhe voll aufrechterhalten werden kann. Eine Grenze stellt nur die Festigkeit der Bauteile des Flugmotors und die Möglichkeit dar, in der stark verdünnten Luft die in den Zylindern erzeugte Wärme abzuführen. Allerdings setzt ferner eine solche Anlage den Gebrauch einer Luftschraube mit veränderlicher Steigung voraus.

Tatsächlich kann ein Flugmotor in großen Höhen sogar noch höhere Leistung als auf dem Boden entwickeln; denn wenn sich das Gewicht an Luft für den einzelnen Kreisprozeß nicht ändert, so bleibt offenbar auch das Drehmoment auf der gleichen Höhe. Da aber der äußere Widerstand an der Luftschraube mit zunehmender Höhe kleiner wird, so kann der Flugmotor mit höherer Drehzahl laufen und daher bei gleichem Drehmoment höhere Leistung abgeben, selbst wenn man den Verbrauch des Turbogebläses abzieht. Unter solchen Umständen gehen jedoch an die Kühlmäntel der Zylinder usw. größere Wärmemengen über, während das Kühlvermögen des Kühlers oder der Kühlrippen an den Zylindern beim Aufstieg in größere Höhen unter allen Umständen wegen der geringen Dichte der umgebenden Luft verringert wird. Obgleich diese Abnahme des Kühlvermögens der Kühlanlage durch die niedrigeren Lufttemperaturen in großer Höhe bis zu einem gewissen Grad aus-

geglichen werden kann, muß man daher doch für solche Anlagen größere Kühler verwenden.

Auf den ersten Blick scheint das Verfahren des unmittelbaren Überladens die einfachste und leichteste Lösung der Aufgabe; bei näherer Prüfung findet man jedoch, daß es viele Schwierigkeiten bietet. In erster Linie beträgt der Wirkungsgrad selbst des besten Turbogebläses, auch wenn er verhältnismäßig hoch ist, tatsächlich nur 55 bis 60 vH, so daß die von ihm verbrauchte Leistung, besonders in Brennstoffverbrauch ausgedrückt, beträchtlich wird. Zweitens müssen derartige Gebläse, gleichviel ob sie mechanisch oder anders angetrieben werden, notwendigerweise mit sehr hoher Drehzahl, im allgemeinen 20 000 bis 30 000 Uml/min, laufen, was an und für sich sehr ernste mechanische Schwierigkeiten mit sich bringt.

Drittens ist es natürlich bei solchen Anlagen unbedingt erforderlich, den Druck im Vergaser, Schwimmergehäuse usw. auf die gleiche Höhe wie den Druck der Luft zu bringen und den Brennstoff auch bei erhöhtem Druck dem Vergaser zuzuführen; dabei ist es besonders wichtig, Undichtheiten an irgendeiner Stelle der Ansaugleitung und in den Ventileführungen zu vermeiden. Diese Bedingungen sind natürlich nicht unerfüllbar, aber sie bedeuten doch von vornherein eine verwickeltere Bauart und lassen sich während des Betriebes sehr schwer einhalten.

Außer dem zusätzlichen Gewicht des Gebläses, seines Antriebes und der zugehörigen Rohrleitungen muß noch die Vergrößerung des Kühlergewichtes berücksichtigt werden. Einen weiteren Kühler braucht man ferner zum Rückkühlen der im Gebläse verdichteten Luft. Schließlich müssen die erhöhten Beanspruchungen der Maschine, und zwar sowohl die Wärmebeanspruchungen wie die mechanischen, erheblich die Zuverlässigkeit der Maschine selbst verringern, denn ein gewöhnlicher Flugmotor braucht nicht ununterbrochen seine volle Bodenleistung abzugeben, und obgleich er dies unter günstigen Umständen auf dem Prüfstand imstande sein kann, so ist doch der Grad seiner Sicherheit dabei gewöhnlich nur gering, und die Zuverlässigkeit des Motors nimmt im allgemeinen in dem Maß ab, als das Quadrat der Leistung zunimmt.

Während man bei den ersten Versuchen mit Vorverdichtung bei Flugmotoren meistens mechanisch angetriebene Gebläse benutzt hatte, scheint man in England mehr Vorliebe für den Antrieb des Turbogebläses durch eine Auspuff-Gasturbine in der Art zu zeigen, wie in Abb. 223 bis 225 dargestellt, teils wegen der vielfachen Schwierigkeiten, die bei den vorhandenen mechanischen Antrieben auftreten, teils weil man das durch eine Auspuff-Gasturbine angetriebene Gebläse leichter veränderten Verhältnissen in bezug auf die Luftdichte anpassen kann, da seine Drehzahl nicht unmittelbar von der des Flugmotors abhängt.

Vom rein konstruktiven Standpunkt aus ist es zweifelhaft, ob es leichter ist, eine Auspuff-Gasturbine mit z. B. 30 000 Uml/min in einer Atmo-

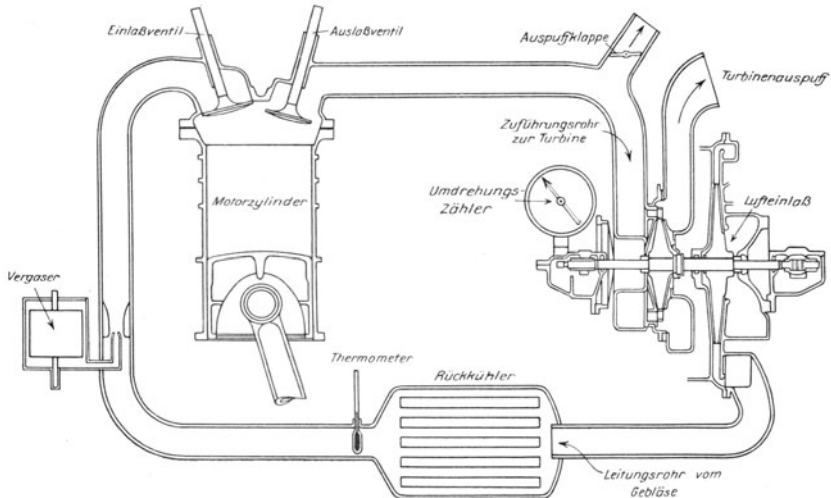


Abb. 223. Anordnung des Ladegebläses mit Antrieb durch Auspuffgasturbine.

sphäre von verbrannten Gasen mit einer Temperatur von ungefähr 550 bis 680° C im Betrieb zu erhalten, oder ein rein und kühl bleibendes Gebläse mit Hilfe eines geeigneten Getriebes mit der gleichen Drehzahl

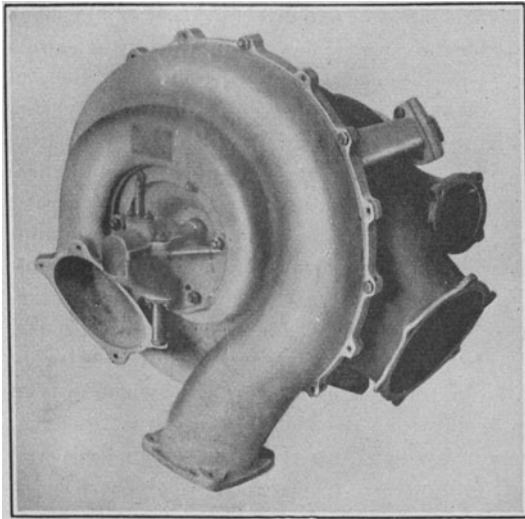


Abb. 224. Turbogebälse zum Aufladen von Flugmotoren.

anzutreiben. Den Gesamtwirkungsgrad einer Auspuff-Gasturbine mit Gebläse kann man zwar nicht genau bestimmen, aber er ist im günstigsten Fall niedrig, weil man schon aus rein mechanischen Gründen nicht mit sehr hoher Temperatur oder mit ausreichend hoher Drehzahl arbeiten kann und infolgedessen ein wesentlicher Teil der beim Verdichten der Luft geleisteten Arbeit in der Form von Gegen- druck auf die Kolben des Flugmotors auftreten muß.

Ferner macht sich die Behinderung des freien Austritts der Auspuffgase aus den Zylindern selbst bei den besten Wirkungsgraden, die man bisher erreicht hat, insofern fühlbar, als in den Verbrennungsräumen der Zylinder heiße Rückstände der Verbrennung mit einem Druck zurückbleiben, der den Druck des frisch eintretenden Gemisches beträchtlich übersteigt. (Tatsächlich hat man bei den bisher günstigsten Versuchen einen Gegendruck festgestellt, der um 0,21 at höher als der Druck der Luft war.) Auch die sehr schwierige Frage der Rückkühlung der Luft nach dem Verdichten wird dadurch noch weiter erschwert, daß sich auf diese Luft eine gewisse Wärmemenge von den Auspuff-Gasturbinen her durch Wärmeleitung überträgt. Im günstigsten Fall be-

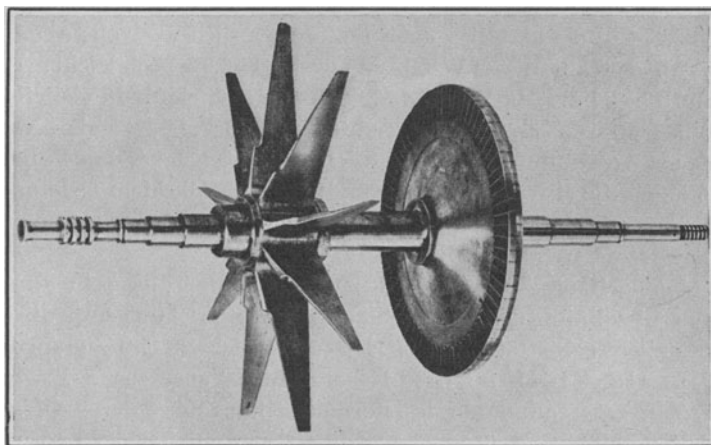


Abb. 225. Rotor eines Aufladegebläses mit Antrieb durch Auspuffgasturbine.

deutet diese Aufgabe, daß man eine große Wärmemenge bei verhältnismäßig niedriger Temperatur ableiten soll, was wegen der erforderlichen großen Kühlflächen und der sich daraus ergebenden Vermehrung des Gewichts und des Luftwiderstandes eine sehr schwierige Sache ist.

Das durch die Auspuff-Gasturbine angetriebene Gebläse hat jedoch einen überragenden Vorteil vor dem mechanisch angetriebenen Gebläse, nämlich, daß sich die Drehzahl seines Laufrades Änderungen der Luftdichte selbsttätig anpaßt. Beim mechanischen Antrieb sind die Hauptschwierigkeiten die Folge von periodischen Änderungen der Winkelgeschwindigkeit am hinteren Ende der Kurbelwelle des Flugmotors, von dem aus das Gebläse gewöhnlich angetrieben wird, ferner von plötzlichen Änderungen der mittleren Drehzahl der Kurbelwelle bei langsamem Schließen und plötzlichem Aufreißen der Drossel am Flugmotoren-Ver-gaser und von mangelhafter Übereinstimmung der Achsmitten, da das Gebläse keinen festen Bestandteil des Kurbelgehäuses bildet. Die meisten

von diesen Schwierigkeiten können wahrscheinlich überwunden werden, indem man geeignete Dämpfvorrichtungen, nachgiebige Kupplungen usw. anwendet.

Treibt man das Gebläse, wie bei einigen deutschen Großflugzeugen, durch einen besonderen Motor an, der nur diese einzige Aufgabe hat, so verschwinden die meisten mechanischen Schwierigkeiten, und obgleich es auf den ersten Augenblick umständlich, teuer und schwer scheinen könnte, einen besonderen Hilfsmotor für das Gebläse zu verwenden, so läßt sich doch, besonders im Fall von großen Anlagen, so manches zugunsten dieser Lösung anführen.

Unmittelbares Vorverdichten ist möglicherweise das einzige Mittel, um eine wirklich bedeutende Steigerung der Leistung in großen Höhen zu erhalten, und als solches auch außerordentlich wertvoll; aber leider ist die Anwendung dieses Verfahrens weder einfach noch leicht. In sehr großen Höhen kann die Verwendung von verdichteter Luft vielleicht für den Flugzeugführer genau so wichtig wie für die Maschine werden; daß es bei Anwendung der Vorverdichtung möglich ist, den Führer wie den Flugmotor in einem dünnwandigen druckdichten Gehäuse einzuschließen, verdient ernsthaft beachtet zu werden, denn beide brauchen den Sauerstoff in gleichem Maße.

Es gibt noch eine andere Art des Vorverdichtens, das sehr aussichtsvoll zu sein scheint, da es wenige zusätzliche Einrichtungen bedingt und grundsätzlich selbsttätig wirkt. Dieses Verfahren hatte ursprünglich Sir Dugald Clerk für Groß-Gasmaschinen angegeben. Es besteht darin, daß man am Ende des normalen Saughubes durch Öffnungen in der Zylinderwand über dem Kolben eine zusätzliche Ladung von reiner Luft oder einer Mischung von Luft und abgekühlten Verbrennungsgasen eintreten läßt und diese zusätzliche Ladung soweit wie möglich in einer getrennten Schicht über dem Kolben erhält. Man kann diese Ladung als unverbrennbares Verdünnungsgas dazu verwenden, um die Verbrennungstemperatur herabzusetzen und dadurch sowohl den Wirkungsgrad der Maschine zu erhöhen als auch die Wärmebeanspruchungen zu verringern; diese Zusatzladung kann aber auch als Zusatz zum brennbaren Gasgemisch der Maschine verwendet werden. Ist das Gemisch reich an Brennstoff, dann ist genug Brennstoff vorhanden, um die zusätzliche Luft zu sättigen. Ist das Gemisch normal, dann wirkt die zusätzliche Luft nur verdünnend.

Man erzielt auf diese Weise auch bei Verwendung eines gewöhnlichen Vergasers eine Art von selbsttätiger Höhenregelung; denn wenn man den Vergaser so eingestellt hat, daß er auf dem Boden normales Mischungsverhältnis ergibt, dann wirkt der Luftzusatz zunächst nur verdünnend. In dem Maß aber, als das Flugzeug höher steigt und der Vergaser immer an Brennstoff reicheres Gemisch liefert, wird aus dem Luftzusatz mehr

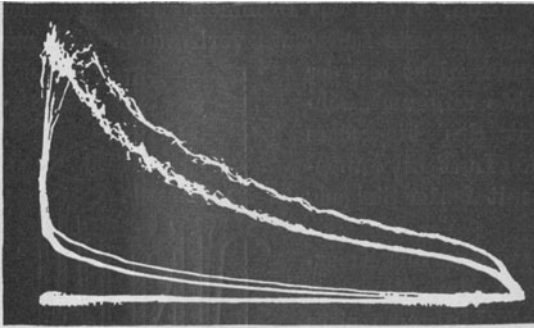


Abb. 228. Wirkliches Indikator-Diagramm bei Betrieb ohne und mit Nachladung.

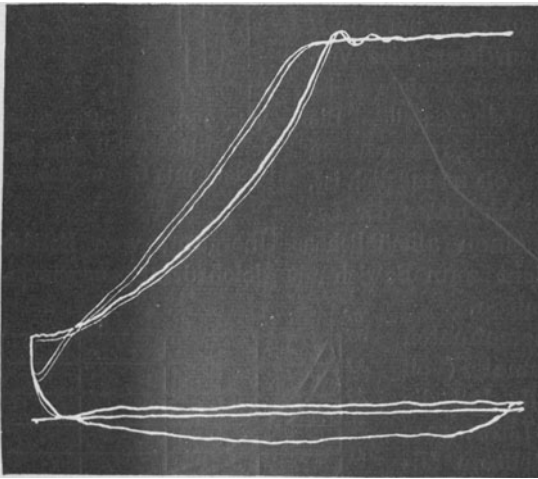


Abb. 229. Schwachfeder-Indikator-Diagramm eines Zylinders bei Betrieb mit Nachladung.

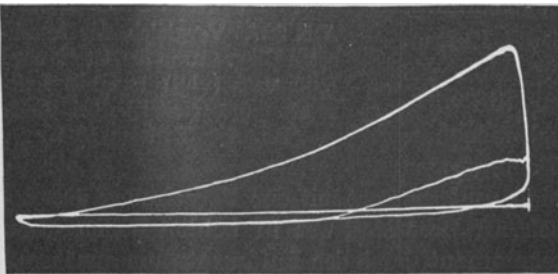


Abb. 230. Schwachfeder-Indikator-Diagramm der Nachlade-Luftpumpe.

den Verlauf der Verdichtung und den Eintritt des Luftzusatzes erkennen lassen. Das Fehlen der scharfen Diagrammspitze bei Betrieb mit Nachladung beruht darauf, daß die Ladung in Anwesenheit großer verdünnter Luftmengen langsamer verbrennt.

Die wirkliche Verbesserung des Wirkungsgrades betrug nach Abrechnung der Verluste durch die zusätzliche Pumpenarbeit annähernd 8 vH, wenn der gesamte Luftzusatz zum Verdünnen des Gemisches diente, während der Gesamtwirkungsgrad bei höchstem Drehmoment bei Betrieb mit und ohne Luftzusatzladung genau gleich blieb. Mit anderen Worten: wenn man dieses Verfahren des Nachladens mit verdünnenden Gasen bei Flugmotoren anwendet, so erzielt man, wenn der Motor mit dem normalen Drehmoment arbeitet, eine Ersparnis an Brennstoff von ungefähr 8 vH oder eine Steigerung des

Drehmoments um 35 vH, ohne daß der Verbrauch an Brennstoff kleiner oder größer wird.

Anscheinend hat dieses Verfahren auch noch andere Vorteile; in erster Reihe vermindert es vermutlich die Verluste infolge der ungleichmäßigen Verteilung des Gemisches, da einfach nur ein größerer Teil der zugesetzten Luftmenge gesättigt wird, wenn in einen der Zylinder zu reiches Gemisch eintritt; das Ergebnis ist also dann, daß dieser besondere Zylinder ein höheres Drehmoment entwickelt. Solange also der Zustand noch nicht erreicht ist, wo die ganze zugesetzte Luftmenge in brennbares Gemisch umgewandelt wird, gleichen sich solche Unregelmäßigkeiten in der Gemischverteilung auf die verschiedenen Zylinder ganz selbsttätig aus. Ferner erreicht man bei diesem Verfahren einen selbsttätigen Ausgleich des Mischungsverhältnisses in verschiedenen Flughöhen; denn bei Verwendung eines üblichen Vergasers nimmt das Drehmoment bei Anwendung dieses Verfahrens der Nachladung nur mit der ersten Potenz der Ausflußgeschwindigkeit des Benzins aus der Düse, also mit der Quadratwurzel aus der Luftdichte, ab, während es bei einer Maschine ohne Nachladung mit der ersten Potenz der Luftdichte abnehmen würde, weil das Drehmoment innerhalb weiter Grenzen nicht von der Dichte der umgebenden Luft, sondern von der Ausflußgeschwindigkeit des Brennstoffs aus der Düse abhängt.

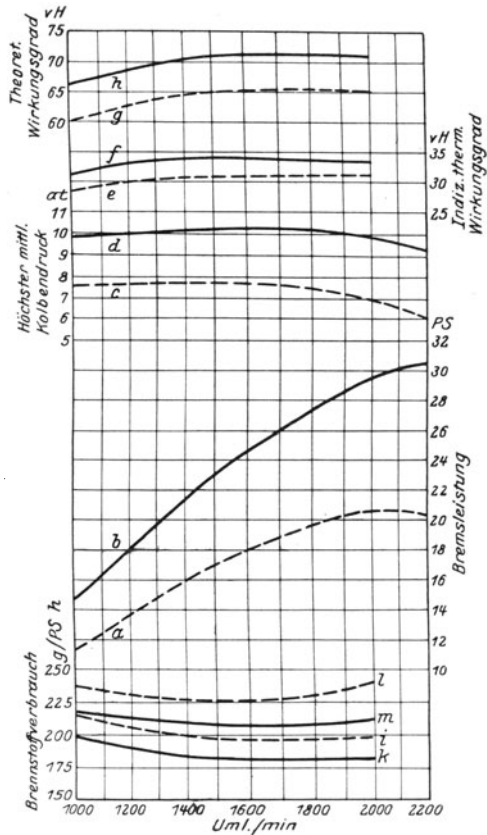


Abb. 231. Betriebsergebnisse einer Einzylinder-Versuchsmaschine von 111,12 mm Zyl.-Dmr. und 139,7 mm Hub bei Betrieb mit (voll) u. ohne (gestrichelt) Nachladung.
a Höchste Bremsleistung einer Maschine mit normaler Ladung.
b Höchste Bremsleistung einer Maschine mit vorverdichteter Ladung.
c Höchster mittl. nutzbr. Kolbendruck einer Maschine mit normaler Ladung.
d Höchster mittl. nutzbr. Kolbendruck einer Maschine mit vorverdichteter Ladung.
e Indiz. therm. Wirkungsgrad einer Maschine mit normaler Ladung.
f Indiz. therm. Wirkungsgrad einer Maschine mit vorverdichteter Ladung.
g Theoretischer Wirkungsgrad einer Maschine mit normaler Ladung.
h Theoretischer Wirkungsgrad einer Maschine mit vorverdichteter Ladung.
i Brennstoffverbrauch in g/PS_h einer Maschine mit normaler Ladung.
k Brennstoffverbrauch in g/PS_h einer Maschine mit vorverdichteter Ladung.
l Brennstoffverbrauch in g/PS_h einer Maschine mit normaler Ladung.
m Brennstoffverbrauch in g/PS_h einer Maschine mit vorverdichteter Ladung.

Wenn man keine Luftschraube mit veränderlicher Steigung verwendet, ist es sehr zweifelhaft, ob es überhaupt erwünscht ist, in größeren Höhen viel höhere Drehmomente zu erzielen, als man nach diesem Verfahren erhalten kann.

In Abb. 231 sind die Gesamtergebnisse der Untersuchung an einer Einzylinder-Versuchsmaschine dargestellt, die nach dem oben beschriebenen System arbeitet. Die Einwände, die man gegen dieses Verfahren erheben könnte, sind:

1. die verhältnismäßig geringe Steigerung des nutzbaren Drehmoments bei Ausnützung des Ringraumes unter dem Kreuzkopfkolben zum Vorverdichten der Nachladeluft, nämlich um ungefähr 35 vH. Diese Zunahme des Drehmoments kann man jedoch leicht steigern, wenn man die Dichte der Luft, die auf der Unterseite des Kolbens Zutritt, erhöht. Hierfür genügt eine Pumpe oder ein Gebläse von verhältnismäßig geringen Abmessungen, da nur der Luftzusatz und nicht die Luft der ganzen Ladung verdichtet zu werden braucht;

2. das Gewicht der Maschine erhöht sich um ungefähr 10 bis 15 vH.

Das zweite Verfahren, das darin besteht, die Leistung von Flugmotoren in großen Höhen durch Vergrößerung des Verdichtungs- und Expansionsverhältnisses zu steigern, zielt eher darauf ab, die Wirtschaftlichkeit im Brennstoffverbrauch zu verbessern, als darauf, die Leistungsfähigkeit zu erhöhen, denn es hat nicht die Wirkung, daß das Gewicht an Gemisch, das bei jedem Kreisprozeß in den Zylinder gelangt, erhöht wird, ermöglicht aber andererseits, daß die Maschine mit einem gegebenen Gewicht an angesaugter Luft mehr nutzbare Arbeit leistet, da sie die Verbrennungsgase weiter entspannt. Dies ergibt sowohl eine Steigerung der Leistung als auch eine Verminderung des spezifischen Brennstoffverbrauchs, wenngleich die Zunahme an Leistung im Vergleich zum Nachladeverfahren nur gering ist.

Immerhin sind auch mit diesem Verfahren viele Vorteile verbunden. Bei gewöhnlichen Brennstoffen hat die Höhe der Verdichtung und Expansion in der Neigung des Brennstoffes zur Detonation und den darauf folgenden Frühzündungen eine Grenze. Diese hängt zwar hauptsächlich von der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffs ab, wird aber auch, wie bereits weiter oben dargelegt worden ist, von der höchsten Entzündungstemperatur, vom Enddruck der Verdichtung, von der Gestalt des Verbrennungsraumes und von der Lage der Zündkerze darin bestimmt. Bei einem Brennstoff von beliebig gegebener chemischer Zusammensetzung vermindert sich die Neigung zur Detonation mit zunehmender Flughöhe, da sowohl die Temperatur als auch der Enddruck der Verdichtung abnehmen und in Übereinstimmung damit auch die höchste Entzündungstemperatur geringer wird. Man hat z. B. festgestellt, daß gewöhnliches Fliegerbenzin auf dem Boden bereits bei jeder

Steigerung des Verdichtungsverhältnisses über 5 : 1 zur Detonation neigt, aber in etwa 4000 m Höhe selbst bei Betrieb mit einem Verdichtungsverhältnis von 7 : 1 mindestens ebenso frei von Detonation ist wie unten bei einem Verdichtungsverhältnis von 5 : 1.

Wirkliche Versuche an einer Maschine mit veränderlicher Verdichtung haben bewiesen, daß die Erhöhung des Verdichtungs- oder Expansionsverhältnisses von 5 : 1 auf 7 : 1 den indizierten thermischen Wirkungsgrad von 32 auf 37,5 vH verbessert. Das bedeutet einen Gewinn von 16,5 vH, der tatsächlich fast genau mit dem von Tizard und Pye vorausgerechneten theoretischen Wert übereinstimmt. Der Gewinn an Leistung ist allerdings nicht ebenso hoch, weil der volumetrische Wirkungsgrad aus irgendwelchen bisher noch nicht aufgeklärten Gründen abnimmt, wenn man das Verdichtungsverhältnis steigert.

Bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von 5 : 1 auf 7 : 1 stieg bei den Versuchen an der Maschine mit veränderlicher Verdichtung der mittlere indizierte Kolbendruck von 9,92 auf 11,02 at, also nur um 12 vH gegenüber der theoretischen Verbesserung des Wirkungsgrades um 16,5 vH. Sorgfältige Messungen des Luftverbrauchs haben ferner bewiesen, daß dieser wesentliche Unterschied in voller Höhe auf die Abnahme des volumetrischen Wirkungsgrades zurückzuführen ist. Der Luftverbrauch dieser besonderen Maschine bei der unveränderten Drehzahl von 1500 Uml./min betrug nämlich 95,5 kg/h bei einem Verdichtungsverhältnis von 5 : 1, aber nur 86,4 kg/h, wenn das Verdichtungsverhältnis auf 7 : 1 erhöht wurde.

Ogleich hiernach der Gewinn an Drehmoment weniger beträgt, als erwartet werden könnte, darf man diesen Gewinn doch keineswegs verachten, zumal er sich ohne jede zusätzliche Verwicklung der Maschine erzielen läßt. Beim Betrieb mit einem Verdichtungsverhältnis von 7 : 1 sind ferner die Wärmebeanspruchungen der Maschine etwas geringer, und wenn auch der höchste Kolbendruck höher wird, so sind doch Druck und Temperatur der Gase beim Strömen durch die Auspuffventile beträchtlich niedriger, was für die Zuverlässigkeit der Maschine außerordentlich wichtig ist.

Die Hauptschwierigkeit der Anwendung sehr hoher Verdichtungsverhältnisse für den Betrieb eines Flugmotors in großen Höhen liegt im Betrieb einer derartigen Maschine auf oder nahe an dem Boden. Dieser ist tatsächlich so schwierig, daß es zumeist ohne ganz ungewöhnliche Hilfsmittel überhaupt unmöglich wird, vom Boden aufzusteigen. Es gibt aber schon einige Wege, um diese Aufgabe zu lösen. Unter ihnen sind folgende zu nennen:

1. Man drosselt die Maschine, solange sie sich in Bodenhöhe befindet, um den Enddruck der Verdichtung sowie die höchste Entzündungstemperatur herabzusetzen. Die Entzündungstemperatur wird hierbei

deshalb niedriger, weil das Verhältnis zwischen den unverbrennbaren Auspuffrückständen und der frischen Gemischladung größer wird und weil überhaupt die Dichte des Zylinderinhalts verringert ist;

2. man hält das Einlaßventil während eines Teils des Verdichtungs-

hubes offen, so daß zwar das Expansionsverhältnis unverändert bleibt, aber die Endtemperatur und der Enddruck der Verdichtung geringer werden;

3. man fügt dem Zylinderinhalt unverbrennbare Auspuffrückstände zu, um die höchste Entzündungstemperatur sowie den Höchstdruck im Zylinder zu vermindern;

4. man verwendet besondere Brennstoffmischungen für den Betrieb auf oder nahe an dem Boden.

Mit Ausnahme des zuletzt genannten Mittels haben alle Mittel den Nachteil, daß die Maschine auf oder nahe an dem Boden noch nicht einmal soviel Höchstleistung ergibt wie eine gewöhnliche Maschine beim

Verdichtungsverhältnis von 5 : 1. Das Drosseln einer Maschine mit hohem

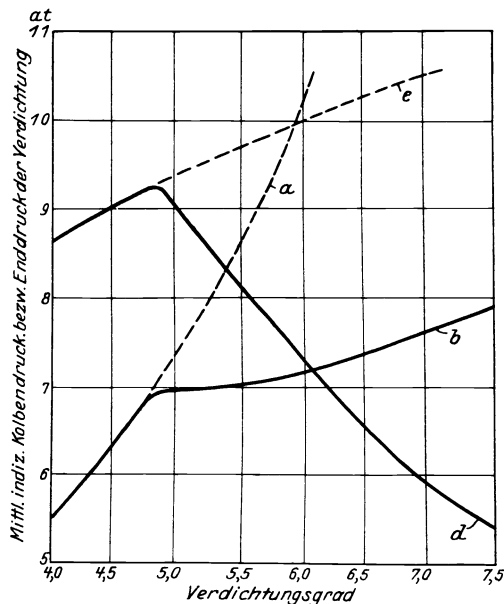


Abb. 232. Einfluß des Verdichtungsverhältnisses auf den mittl. indiz. Kolbendruck und den Enddruck der Verdichtung.

- a Verdichtungsdruck bei offener Drossel.
 b „ „ „ gedrosselt.
 c Mittlerer indizierter Druck bei voll geöffneter Drossel.
 d Höchster ohne Detonation erzielbarer mittlerer Druck.

Verdichtungsverhältnis bei Betrieb auf oder nahe an dem Boden kann man ohne weiteres als unzuweckmäßig verwerfen. Es ist nicht nur gefährlich, sondern bei einem Verdichtungsverhältnis in der Größenordnung von 7 : 1 leistet auch die Maschine bei Betrieb mit gewöhnlichem Fliegerbenzin bei weitem nicht genug.

Die Linien in Abb. 232 zeigen, welche höchsten mittleren indizierten Kolbendrucke man in diesem besonderen Falle bei Betrieb mit etwas minderwertigerem Fliegerbenzin erhält, das unter mittleren Verhältnissen schon bei einem Verdichtungsverhältnis von 4,85 : 1 detoniert. Das Verdichtungsverhältnis wurde allmählich gesteigert und die Drossel so weit geschlossen, daß gerade noch keine Detonation eintrat. Man sieht aus dem Verlauf der Linien, daß als mittlerer indizierter Kolben-

druck bei einem Verdichtungsverhältnis von 7 : 1 nur 5,98 at, entsprechend einem mittleren nutzbaren Druck von 4,92 at, zulässig sind. Dieser Kolbendruck würde natürlich bei weitem nicht genügen, um das Flugzeug vom Boden zu heben.

Bei Verwendung von Einlaßventilen mit veränderlicher Schließzeit zum Zweck der Veränderung des Verdichtungsverhältnisses kann man aus verschiedenen Gründen etwas bessere Ergebnisse erzielen, aber auch dann wird das Gewicht der Ladung im Zylinder beträchtlich verringert, abgesehen davon, daß der Antrieb der Ventile neue Verwicklung bedeutet. Immerhin hat dieses Verfahren einige wesentliche mittelbare Vorteile; verglichen mit dem Drosseln der Maschine am Boden, ist es nicht nur viel betriebssicherer, sondern es ergibt auch etwas höhere Leistung auf oder nahe an dem Boden.

Durch Zusatz von abgekühltem Auspuffgas kann man dagegen die Neigung zur Detonation und die auftretenden Höchstdrücke mit dem geringsten Opfer an Bodenleistung verringern, wenn man die beschriebenen Verfahren vergleicht. Aber bei einem Dichtungsverhältnis von 7 : 1 ist die Menge an Auspuffrückständen, die man zur Durchführung des Verfahrens braucht, so groß, daß sie schon den thermischen Wirkungsgrad sowie die Leistung der Maschine beeinträchtigt. Es scheint auch besonders wichtig, daß die Auspuffgase sehr gründlich abgekühlt werden, ehe sie in den Vergaser oder in die Ansaugleitung eingelassen werden, was sich zuweilen nur schwer durchführen läßt. Immerhin ist der Zusatz von Auspuffgasen aller Wahrscheinlichkeit nach das beste von den drei betrachteten Verfahren.

In Abb. 12 und 13 (S. 47) sind bereits die Ergebnisse von Versuchen an der gleichen Maschine mit veränderlicher Verdichtung wiedergegeben, bei denen, während die Maschine mit dem gleichen Brennstoff weiter arbeitete, das Verdichtungsverhältnis in Absätzen erhöht und gleichzeitig so viel an abgekühltem Auspuffgas zugesetzt wurde, daß Detonation bei jeder Stufe des Verdichtungsverhältnisses gerade noch vermieden wurde. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, daß die Maschine auf dem Erdboden bei einem Verdichtungsverhältnis von 7 : 1 ebensoviel leistete wie eine gewöhnliche Maschine bei einem Verdichtungsverhältnis von 4,2 : 1, d. h. daß der mittlere indizierte Kolbendruck 8,8 at und der mittlere nutzbare Kolbendruck 7,74 at betragen hat. Von den drei Verfahren ist dieses daher anscheinend das aussichtsreichste.

Durch eine geeignete Behandlung des Brennstoffes, wie z. B. durch Hinzufügen von Toluol usw., kann man das Auftreten von Detonation ganz verhindern und die volle Leistung der Maschine auf dem Boden erzielen, vorausgesetzt, daß die Maschine den dabei auftretenden übermäßigen Drücken gewachsen ist. Auf den ersten Blick könnte dieser Weg als der einfachste und beste scheinen, aber bei näherer Prüfung ist

doch sehr zweifelhaft, ob seine Anwendung wirklich zweckmäßig ist; denn wenn die ganze Maschine den sehr hohen Höchstdrücken widerstehen soll, die bei Betrieb mit einem Verdichtungsverhältnis von 7 : 1 entstehen, so müßte sie im ganzen und insbesondere in ihren hin und her gehenden Teilen verstärkt werden, so daß ihr Gewicht beträchtlich höher werden würde. Dagegen könnte es gewisse Aussichten bieten, einen Brennstoff zu verwenden, dessen Entzündungstemperatur niedrig und dessen innere Verdampfungswärme höher ist, bei dem also, wie z. B. bei Spiritus, weder die Temperatur noch der Druck durch Steigerung des Verdichtungsverhältnisses merklich erhöht werden würde.

XIV. Schnellaufende Maschinen von hoher Leistung für Tanks.

Trotz der Eigenart der Bedingungen, unter denen eine Maschine beim Antrieb eines Tanks infolge der besonderen Art der von ihr geforderten Arbeit zu laufen hat, können die folgenden Beispiele, von ganz bestimmten Merkmalen abgesehen, als kennzeichnend für den Bau von großen schnellaufenden Maschinen von hoher Leistung gelten, die während des Krieges entwickelt worden sind. Im Gegensatz zu anderen Fällen der Förderung von schweren Lasten mußten die Maschinen der Tanks verhältnismäßig lange ohne Unterbrechung unter sehr hoher Belastung laufen. Die mittlere Belastung solcher Maschinen betrug bei Fahrten querfeldein über 80 vH gegenüber 33 bis 45 vH bei gewöhnlichen Lastkraftwagenmaschinen. Außerdem arbeiteten derartige Maschinen immer mit der vom Regler eingestellten Höchstdrehzahl zwischen 1200 und 1350 Uml./min, im Mittel mit ungefähr 1250 Uml./min, was einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 7,93 m/s, d. h. der doppelten mittleren Kolbengeschwindigkeit von Lastkraftwagenmaschinen entspricht.

Infolge der großen Menge von Staub und Schmutz, die durch die Laufketten in das Innere des Tanks mitgeführt werden, erstickten diese Maschinen beinahe in Schmutz und Staub. Es war daher sehr notwendig, das Kurbelgehäuse vollständig abzuschließen und die üblichen Entlüfterstutzen sowie jede andere Art von Entlüftung ganz zu vermeiden. Ferner wurden die Maschinen mit minderwertigem Brennstoff gespeist und oft nur höchst unzureichend und unsachgemäß gepflegt.

Wegen der sehr großen Steigungen, die die Tanks imstande sind zu überwinden, mußten die Maschinen oft unter mehr als 35° Neigung gegenüber der Wagerechten und gegebenenfalls auch in tiefem Wasser arbeiten, wie aus den Lichtbildern Abb. 233 bis 235 zu erkennen ist. Die Heeresleitung forderte aber dabei ferner, daß der Auspuff der Maschinen unter allen Umständen unsichtbar bleiben mußte. Diese Anforderungen

machten besondere Maßnahmen für die Schmierung und für die Bauart der Kolben notwendig.



Abb. 233. Ein Tank bei etwa der höchsten Neigung.



Abb. 234. Ein Tank beim Klettern mittels des Steigebalkens.

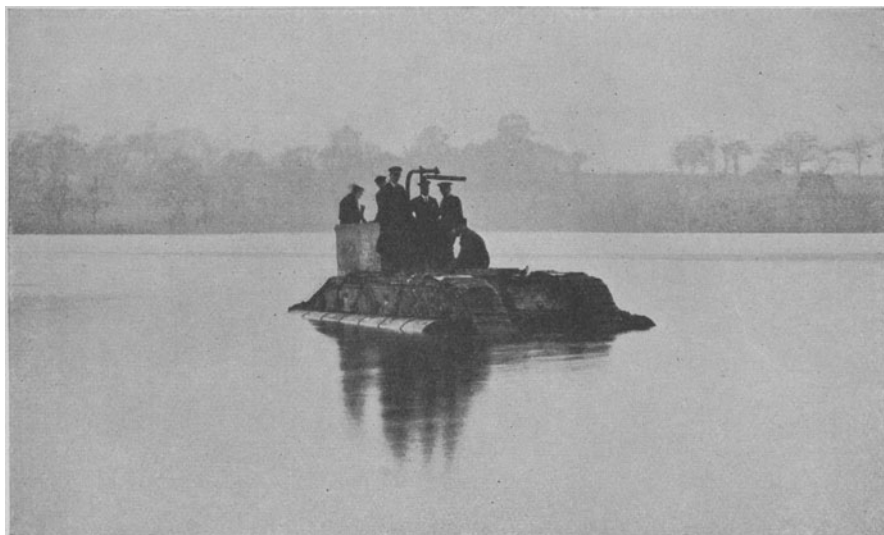


Abb. 235. Ein Tank beim Überqueren eines breiten Flußlaufes.

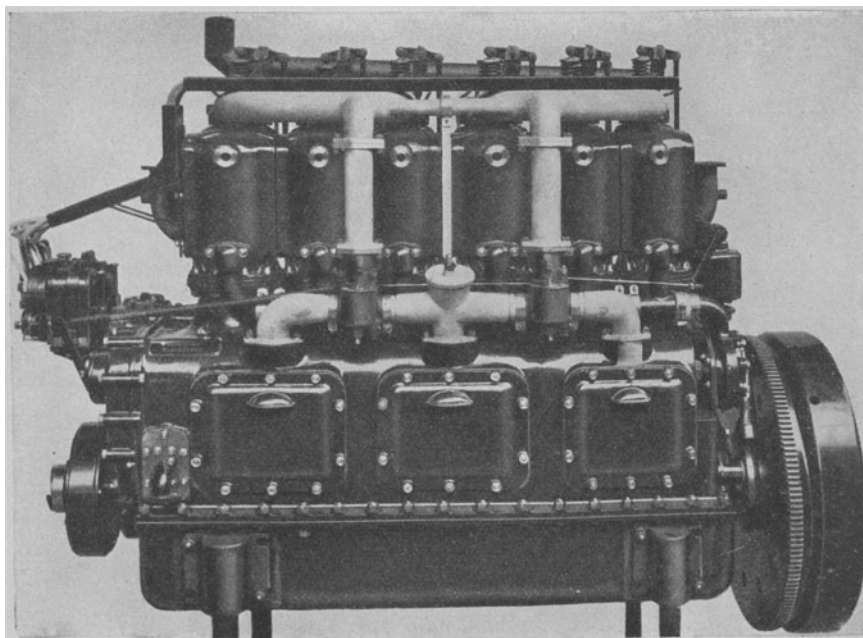


Abb. 236. Maschine von 150 PS für Tanks. Ansicht von der Vergaserseite.

Da der Bau von Tanks und ihrer Ausrüstung bis zum letzten Abschnitt des Krieges nur wenig bevorzugt wurde, durften dafür nur die billigsten und am leichtesten bearbeitbaren Baustoffe verwendet werden. Die Freigabe von Aluminium war so beschränkt, daß es nur für die Kolben und für die Ansaugleitungen ausreichte, während hochwertiger Stahl dafür überhaupt nicht zu haben war.

Die normale 150 PS-Maschine für diese Zwecke ist in Abb. 236 bis 241 in mehreren Ansichten und Schnitten dargestellt. Sie hat sechs einzeln

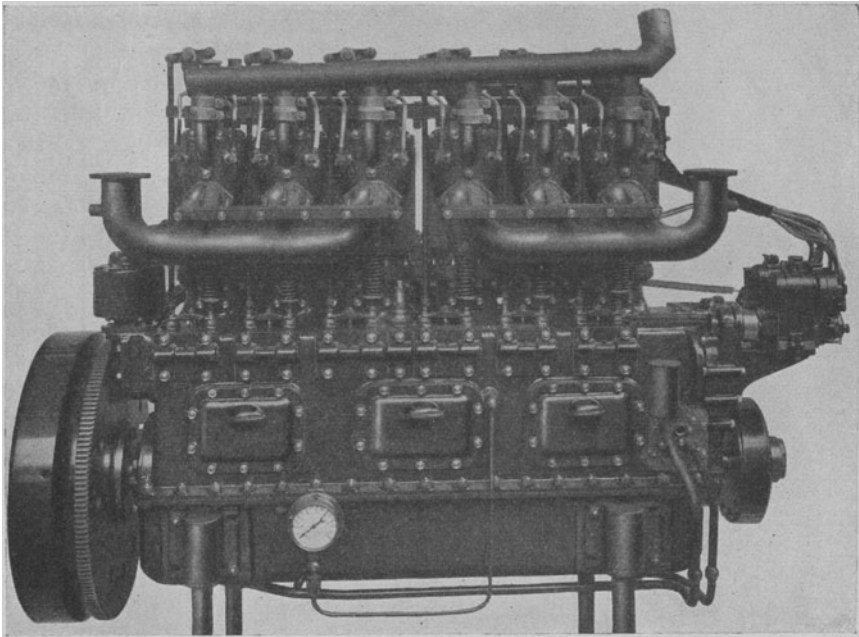


Abb. 237. Maschine von 150 PS für Tanks. Ansicht von der Auspuffseite.

stehende Zylinder von 142,87 mm Durchmesser und 190,5 mm Hub. Die Kühlwassermäntel haben an den Seiten große Öffnungen, die durch aufgeschraubte Stahlblechdeckel verschlossen werden. Diese Bauart erleichtert nicht nur die Arbeit der Gießerei, sondern sie gestattet auch, die Zylindermitten näher aneinander zu rücken und dadurch die Gesamtlänge der Maschine, die eng begrenzt war, und das Biegemoment des Kurbelgehäuses zu verringern, das durch die entgegengesetzt wirkenden Momente der Massenkräfte jeder Gruppe von drei Kolben hervorgerufen wird.

Das Kühlwasser tritt an der untersten Stelle des Wassermantels auf der von den Ventilen abgelegenen Seite ein, und sein Auslaß befindet sich

auf der entgegengesetzten Seite der Zylinder zwischen den beiden Augen für die Zündkerzen; dadurch wird guter Wasserumlauf, insbesondere an den Zündkerzen, gesichert. Außerdem ist die Möglichkeit vorhanden, an den Köpfen der Zylinder Druckluft-Anlaßventile anzubringen, obgleich dieses Anlaßverfahren nie zur Anwendung gelangt ist.

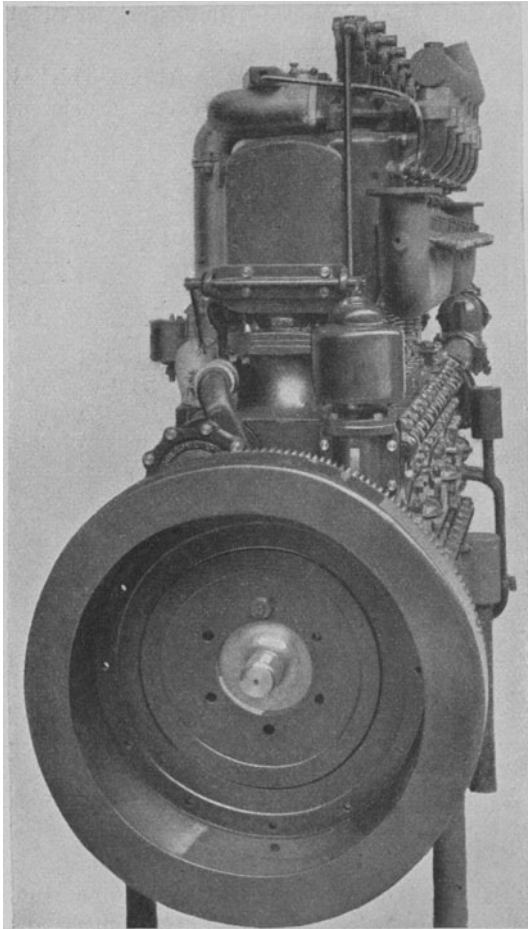


Abb. 238. Maschine von 150 PS für Tanks.
Ansicht vom Schwungrad-Ende.

Über die Auspuffventile ist nichts Besonderes zu sagen. Um diese möglichst gut zu kühlen, hatte man die Ventilsitze breit bemessen und für reichlichen Wasserumlauf an den Sitzen sowie für gute Ableitung der Wärme durch Ventilspindeln von großem Durchmesser gesorgt. Das Ventil selbst wird dadurch gekühlt, daß das Wasser möglichst nahe an den Ventilteller herangeführt und die Ventilführung aus Phosphorbronze hergestellt wird, die ein vorzüglicher Wärmeleiter ist. Immerhin darf vielleicht ein Merkmal der Auspuffventile noch erwähnt werden, nämlich, daß sie aus 3 vH-Nickelstahl hergestellt und vollständig im Ein-

satz gehärtet werden. Diese Behandlung hat zweierlei Zwecke:

1. Obgleich selbstverständlich der Ventilteller im Betrieb nicht auf die Dauer hart bleibt, ist doch die zementierte Oberfläche widerstandsfähiger gegen Anfressungen, so daß sich die Ventilsitze länger halten und das Nachschleifen seltener nötig wird.

2. Die im Einsatz gehärtete Ventilspindel ermöglicht, Ventilführungen aus Phosphorbronze zu verwenden, ohne daß man Abnutzung oder Brüche der Spindel zu befürchten braucht.

Die Pleuelstangen haben normale Bauart und sind Preßstücke aus weichem Stahl. Eines besonderen Hinweises bedarf nur die Länge der Pleuelstangen, die 406,39 mm von Mitte zu Mitte der Zapfen beträgt und daher einem Verhältnis von 4,26:1 zwischen Pleuelstangenlänge und Kurbellänge entspricht. Der Hauptgrund für die Verwendung von so langen Pleuelstangen ist, daß man von vornherein annahm, man würde später auch Vierzylindermaschinen dieser Bauart herstellen müssen, was dann auch wirklich eingetreten ist; kürzere Pleuelstangen, die man bei der Sechszylindermaschine hätte verwenden können, hätten aber bei der Vierzylindermaschine wegen der damit verbundenen störenden Zusatzkräfte große Nachteile gehabt.

Die obere Hälfte des Kurbelgehäuses ist ein eisernes Gußstück von 9,5 mm mittlerer Wanddicke. Seine allgemeine Bauart ist aus dem Längsschnitt und den Querschnitten deutlich zu entnehmen. Der Zweck des doppelten oberen Bodens im Kurbelgehäuse ist bereits weiter oben bei der Behandlung der Kolbenbauarten usw. erläutert worden.

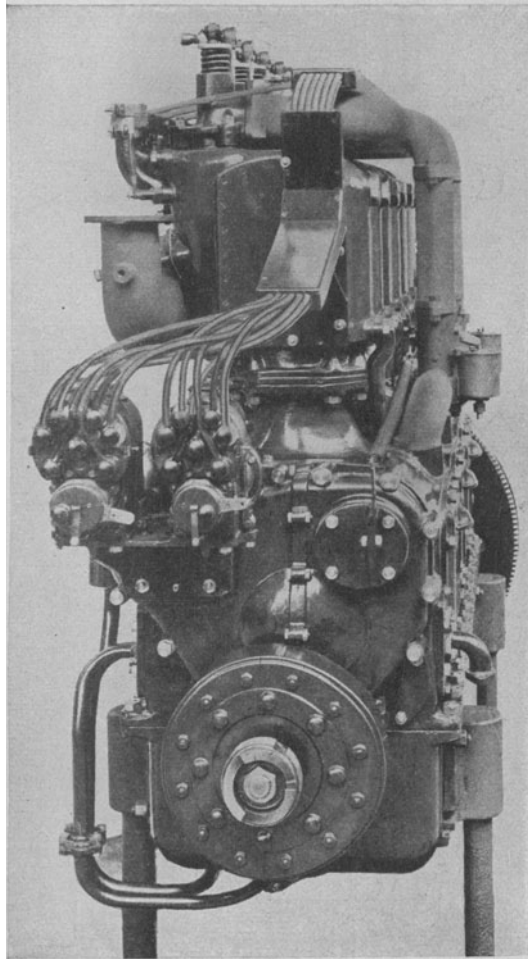


Abb. 239. Maschine von 150 PS für Tanks. Ansicht von der Magnetseite.

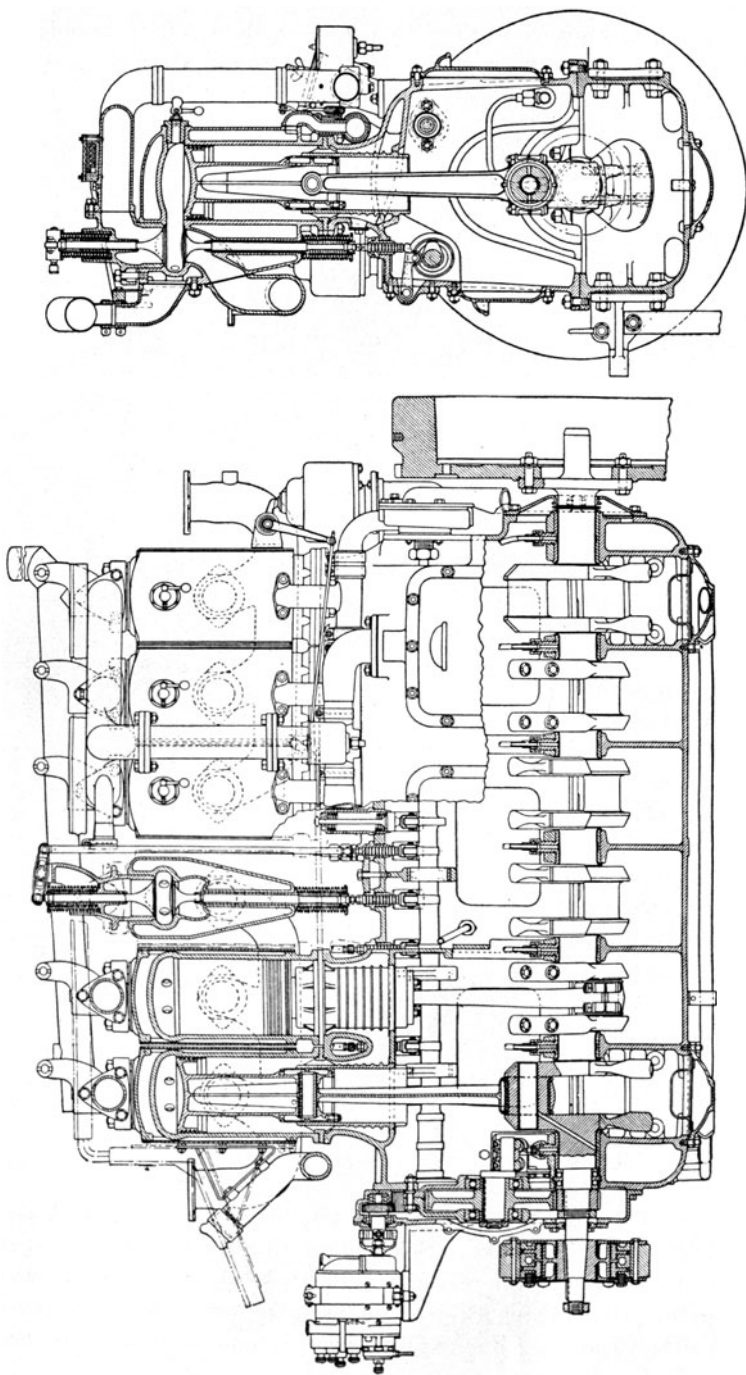


Abb. 240.

Abb. 241. Längsschnitt und Querschnitt durch eine 150 PS-Maschine mit Kreuzkopfkolben für Tanks.

An beiden Seiten des Kurbelgehäuses sind Öffnungen zum Nachsehen des Kurbelgetriebes vorhanden und derart angeordnet, daß man die Pleuelstangen usw., wie in Abb. 242 und 243 dargestellt, durch diese Öffnungen ausbauen kann.

Die Kurbelwelle wird in sieben einfachen Lagern gehalten, die auf dem gußeisernen Unterteil des Kurbelgehäuses ruhen. Die Lagerdeckel sind Preßstücke aus weichem Stahl, und die mit Weißmetall ausgegossenen Lagerschalen sind beide in den Lagerdeckeln befestigt, so daß man, wenn erforderlich,

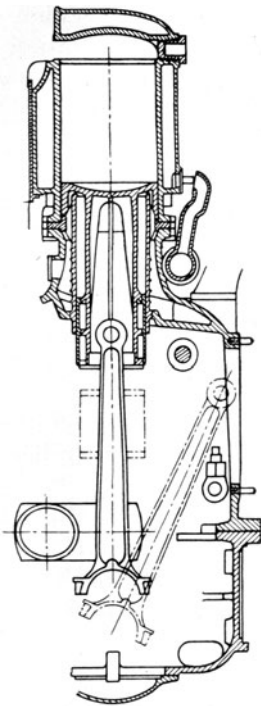


Abb. 242.

Abb. 242 und 243. Maschine von 150 PS für Tanks. Ausbau der Pleuelstange durch die seitlichen Handöffnungen.

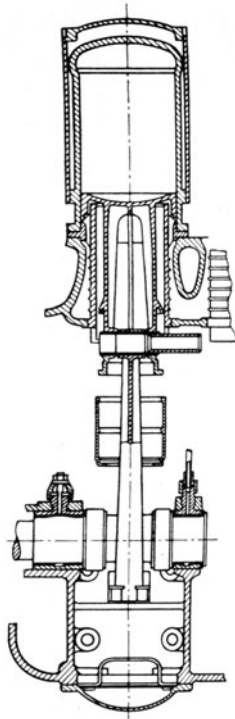


Abb. 243.

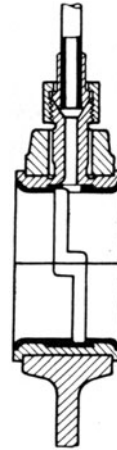


Abb. 244. Maschine von 150 PS für Tanks. Anschluß der Schmierölleitung an ein Hauptlager.

beide Lagerhälften entfernen kann, ohne das Kurbelgehäuse zu zerlegen oder die Kurbelwelle auszubauen. Abb. 244 zeigt die Anordnung des Anschlusses der Ölleitung an die Hauptlager. Das Örohr wird unmittelbar an einem Ansatz befestigt, der an die obere Lagerschale angegossen ist. Dieser Ansatz tritt durch eine Öffnung in dem gepreßten Lagerdeckel nach außen und sichert so zugleich die Lagerschale gegen Verdrehen. Diese Bauart hat den Vorteil, daß das Öl weniger Anlaß hat, in den Raum zwischen Lagerschale und Lager-

gehäuse einzudringen und dadurch die Lagerschalen zu isolieren. Die Lager können daher die Wärme leichter ableiten.

Die Kurbelwelle ist aus weichem Stahl geschmiedet. Ihre Hauptabmessungen sind weiter unten in einer Zahlentafel enthalten. Mit Rücksicht auf die notwendige Beschränkung der Baulänge der Maschine waren die verfügbaren Lagerauflflächen sehr begrenzt. Die Schwierigkeit, ausreichende Lagerflächen unterzubringen, wurde noch dadurch gesteigert, daß für die Kurbelwelle ein Stahl mit geringer Oberflächenhärte verwendet werden mußte, der nur geringen Schutz gegen Abnutzung bot. Bei der Aufteilung der Lagerauflängen zwischen die Pleuel- und die Hauptlager mußte man daher beim ursprünglichen Entwurf der Maschine für die Hauptlager und insbesondere für das Mittellager höhere Belastungszahlen zulassen und sich vorbehalten, diese Belastungen durch Einbau von Gegengewichten zu verringern, falls es erforderlich werden sollte.

Die Anordnung der Schmierung für die Lager in den Kurbelenden der Pleuelstangen ist die übliche. Für diesen Zweck die eingewalzten Rohre in den hohlen Kurbelzapfen anzubringen, wie in Abb. 240 dargestellt, erwies sich dagegen im Gebrauch als durchaus unzuweckmäßig, da sich der ringförmige Raum zwischen Rohr und Zapfen nach einiger Zeit leicht verstopfen kann. Die Rohre wurden deshalb fortgelassen und durch die üblichen Verschlußstopfen an beiden Seiten ersetzt, die mittels eines gemeinsamen Bolzens zusammengehalten werden.

Das Schwungrad von 660,39 mm Durchmesser ist aus Gußeisen hergestellt und ist an einen Flansch festgeschraubt, der mit der Kurbelwelle ausgeschmiedet ist. Am vorderen Ende der Kurbelwelle ist ein Schwingungsdämpfer nach Lanchester angebracht, der etwa auftretende Drehschwingungen abdämpfen soll.

Damit die Maschine auch ordnungsmäßig arbeitet, wenn sie unter großen Winkeln geneigt wird, hat sie eine Schmieranlage mit sog. „trockenen Gehäuse“ erhalten; bei einer solchen Anlage befindet sich der Ölvorrat nicht im Kurbelgehäuse, sondern in einem besondern Ölbehälter. Als Ölpumpen sind drei Kolbenpumpen ohne Ventile vorhanden; diese werden alle von einem einzigen Kurbelzapfen aus angetrieben, der selbst seinen Antrieb durch ein Zwischenrad des Steuerwellenantriebes erhält. Die allgemeine Anordnung der Ölpumpen und ihres Antriebes ist in Abb. 245 bis 248 dargestellt.

Die mittlere Pumpe treibt das Öl in ständigem Umlauf durch die verschiedenen Lager, während die beiden Absaugpumpen das verbrauchte Öl sammeln und in den außenliegenden Ölbehälter zurückdrücken. Jede der beiden Absaugpumpen ist mit einem der kleinen Ölsümpfe an jedem Ende des Kurbelgehäuses verbunden. Die Anordnung der Ölleitungen zeigen Abb. 249 bis 251, worin auch das Ölüberdruckventil am Schwung-

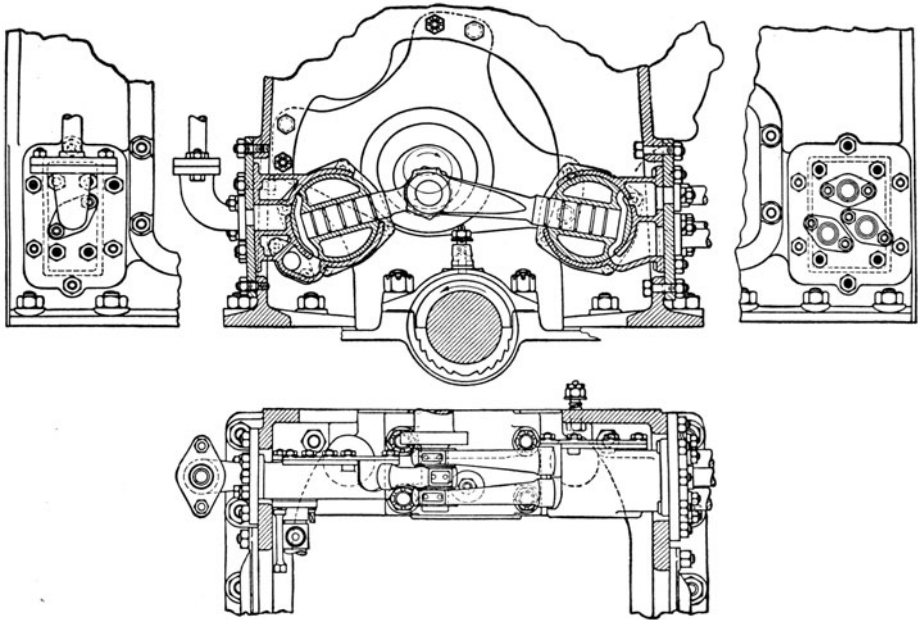


Abb. 245 bis 248. Maschine von 150 PS für Tanks. Allgemeine Anordnung der Schmierölpumpen.

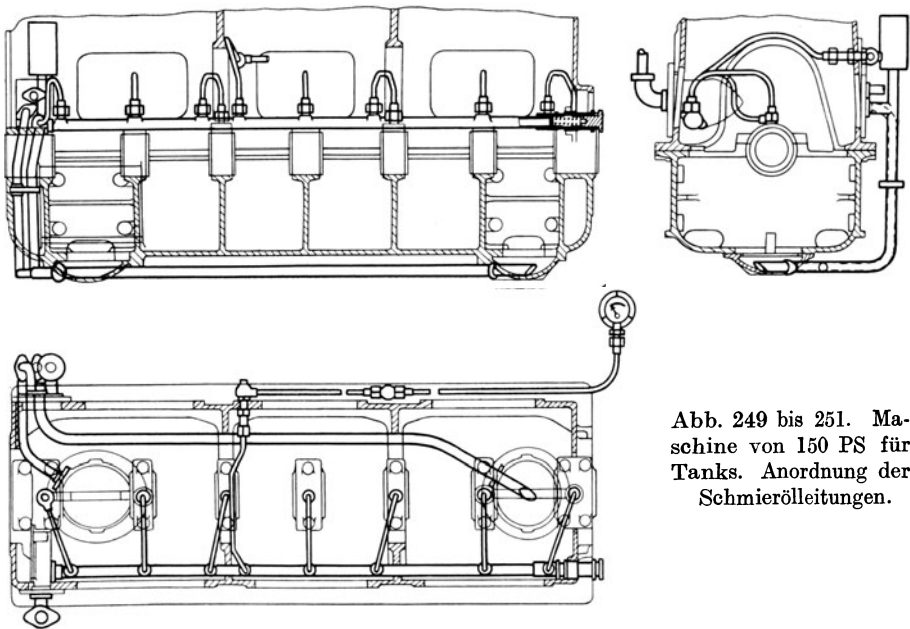


Abb. 249 bis 251. Maschine von 150 PS für Tanks. Anordnung der Schmierölleitungen.

radende der Hauptverteilung für das Schmieröl dargestellt ist. Beim ersten Entwurf der Maschine hatte man die Ansaugleitungen der Absaugpumpen außen angeordnet, um die Rohrverbindungen leichter zugänglich zu machen; aber bei den Tanks Nr. V, für welche diese Maschinen

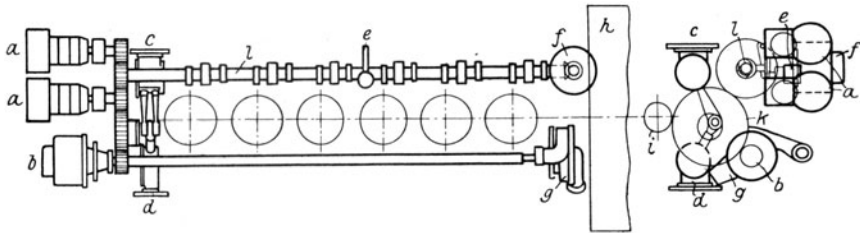


Abb. 252 und 253. Maschine von 150 PS für Tanks. Schema des Antriebs der Hilfseinrichtungen.

- | | |
|--|--|
| <i>a</i> Zündmagnete. | <i>g</i> Kühlwasserpumpe. |
| <i>b</i> Regler f. d. untere Grenze d. Drehzahl. | <i>h</i> Schwungrad. |
| <i>c</i> 2 Absaug-Ölpumpen. | <i>i</i> Antriebsrad auf der Kurbelwelle. |
| <i>d</i> Öl-Umlaufpumpe. | <i>k</i> Stirnrad zum Antrieb der drei Ölpumpen. |
| <i>e</i> Luftpumpe f. Brennstoff-Förderung. | <i>l</i> Nockenwelle. |
| <i>f</i> Regler f. d. obere Grenze d. Drehzahl. | |

hauptsächlich benutzt wurden, waren die Rohrverbindungen nicht zugänglich, wenn die Maschine eingebaut war. Bei den späteren Maschinen wurden deshalb die Ansaugleitungen der Absaugpumpen ins Innere des Kurbelgehäuses verlegt.

Wegen der Beschränkungen in der zulässigen Breite der Maschine mußte man alle Hilfseinrichtungen an den Enden der Maschine anordnen. Die notwendigen Hilfseinrichtungen waren: zwei Zündmagnete, drei Ölpumpen, zwei Regler, eine Kühlwasserpumpe und ein Luftkompressor. Die Anordnung der Antriebe für diese Hilfseinrichtungen ist in den Ansichten der Maschine und schematisch in Abb. 252 und 253 dargestellt.

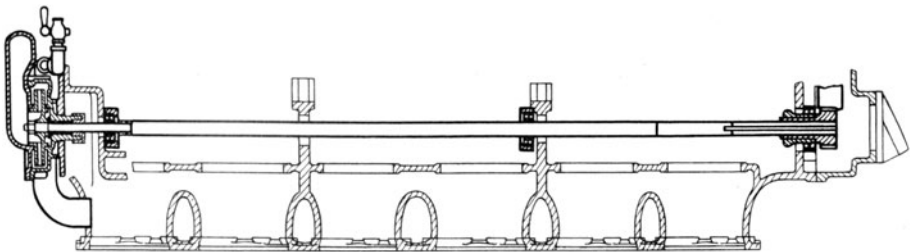


Abb. 254. Maschine von 150 PS für Tanks. Anordnung des Antriebes der Kühl-Wasserpumpe.

Im ursprünglichen Entwurf der Maschine waren zwei Regler vorhanden, der eine sollte die Drehzahl der Maschine begrenzen, der andere unmittelbar die Vergaserdrossel öffnen, wenn die Höchstdrehzahl der Maschine unter 400 Uml./min fiel. Der Zweck des zweiten Reglers war, zufälliges

Stehenbleiben der Maschine zu verhindern. Man fand jedoch, daß er überflüssig war, und behielt nur den Regler für die Höchstdrehzahl bei.

Abb. 254 zeigt die Anordnung des Antriebes der Wasserpumpe. Die Pumpe wurde von der Pulsometer Engineering Co. entworfen und hergestellt. Ihre Betriebsergebnisse sind in Abb. 255 wiedergegeben. Das Zwischenrad des Antriebes für die Nockenwelle läuft auf Kugellagern in einem mehrarmigen gußeisernen Träger, der an die vordere Wand des Kurbelgehäuse-Oberteils angeschraubt wird, eine Bauart, die, wie schon weiter oben erwähnt, das Einstellen des richtigen Zahneingriffes erleichtert. Alle drei Ölpumpen werden von einer kleinen Kurbelscheibe getrieben, die auf der Nabe des Zwischenrades aufgekelt ist.

Abb. 256 bis 258 zeigen die Anordnung des Reglers. Dieser ist die verkleinerte Nachbildung eines Reglers, der von Mirrless, Bickerton & Day für ihre großen Dieselmotoren verwendet wird. Die Maschine ist ferner mit zwei senkrechten Zenithvergasern von 55 mm Lichtweite versehen, deren gesamte Ansaugluft den Räumen an der Außenseite der Kreuzkopfführungen entnommen wird. Diese Art der Luftvorwärmung ist bereits weiter oben bei der Besprechung der Kolbenbauarten beschrieben. Zwischen den beiden Vergasern ist ein mit der Hand einstellbares Ventil angeordnet, mittels dessen man bei sehr heißem Wetter kalte Luft einlassen kann.

Vor der Abnahme hatte jede Maschine folgende Prüfungen zu erledigen:

1. einen Lauf unter Vollast von 2 Std. Dauer, während dessen die Leistung nicht unter 150 PS bei 1200 Uml./min sinken durfte. Während dieses Versuches durfte der Brennstoffverbrauch $0,392 \text{ l/PS}_c\text{h}$ und der Ölverbrauch $0,0112 \text{ l/PS}_c\text{h}$ nicht überschreiten;
2. hierauf folgte ein Lauf von 10 Min. Dauer bei 1600 Uml./min und mindestens 150 PS Leistung an der Bremse;
3. Reglerprüfungen;
4. Messung des Drehmoments bei geringer Drehzahl, wobei die Maschine bei 400 Uml./min wenigstens 55 PS leisten mußte;
5. die erste von jedem Hersteller abgelieferte Maschine und von den folgenden eine von je 50 Maschinen, die von dem Aufsichtsbeamten

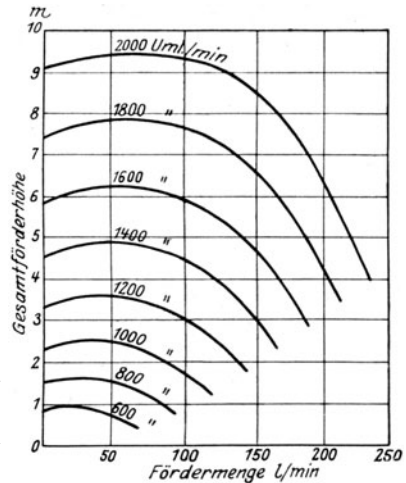


Abb. 255. Maschine von 150 PS für Tanks. Betriebsergebnisse der Kühlwasserpumpe.

ausgewählt wurde, wurde noch folgenden weiteren Prüfungen unterworfen:

a) Dauerlauf von 50 Std. unter Vollast, wobei in bezug auf Leistung sowie auf Verbrauch an Brennstoff und Öl die gleichen Bedingungen wie bei dem Lauf (1) von 2 Std. Dauer erfüllt werden mußten;

b) eine Prüfung in Schräglage, wo die Maschine auf einem kippbaren Bock befestigt und erst nach der einen und dann nach der anderen Rich-

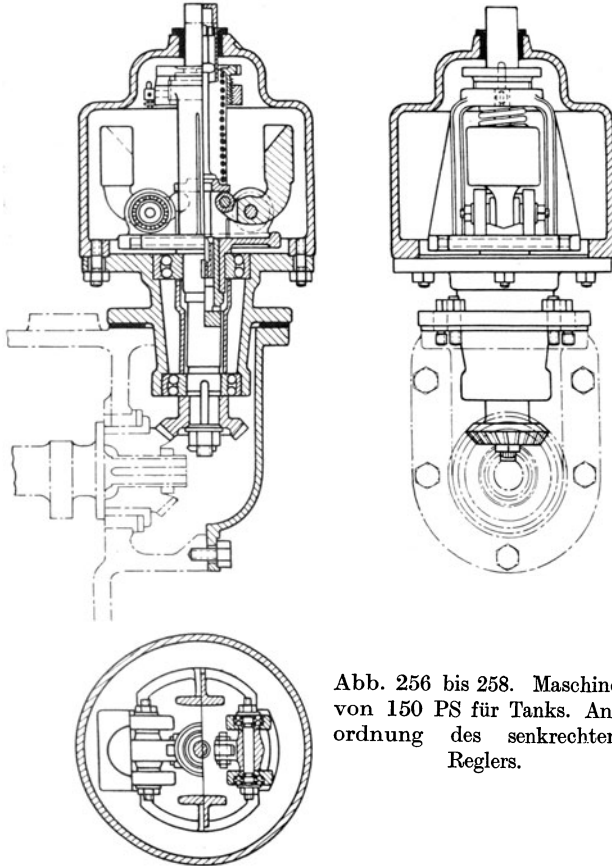


Abb. 256 bis 258. Maschine von 150 PS für Tanks. Anordnung des senkrechten Reglers.

tung unter 35° geneigt wurde. Bei dieser Neigung mußte die Maschine zuerst 10 Min. lang mit 400 Uml./min ohne Last laufen. Hierauf wurde die Drossel weit geöffnet, wobei die Maschine ohne sichtbare Rauchentwicklung und ohne jeden Austritt von Öl am Kurbelgehäuse in allen sechs Zylindern regelmäßig zünden mußte; vgl. Abb. 279.

Die Lebensdauer eines Tanks im Felde war zunächst so gering, daß man es anfangs für ausreichend hielt, wenn die Maschine von einer

Überholung bis zur nächsten 100 Betriebsstunden aushalten konnte. Wie jedoch vorauszusehen war, ergaben sich im praktischen Dienst sehr viel längere Zwischenräume als die 100 Betriebsstunden, die ursprünglich angesetzt waren, zwischen je zwei Überholungen der Maschine, und es sind mindestens vier Fälle bekanntgeworden, in denen die Maschinen 1400 Stunden mit voller Drehzahl gelaufen waren, ohne daß irgendeine Überholungsarbeit nötig geworden oder ausgeführt worden wäre, es sei

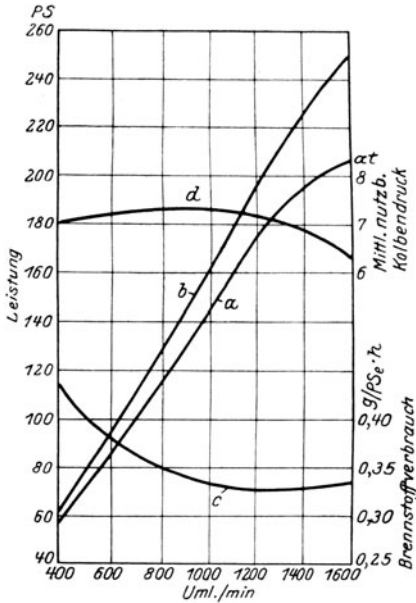


Abb. 259. Maschine von 150 PS für Tanks. Betriebsergebnisse.

- a Bremsleistung.
- b Indizierte Leistung.
- c Brennstoffverbrauch.
- d Mittlerer nutzbarer Kolbendruck.

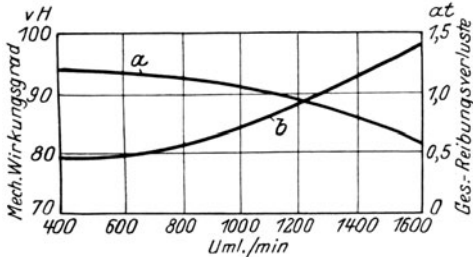


Abb. 260. Maschine von 150 PS für Tanks. Mechanischer Wirkungsgrad und Reibungsverluste.

- a Mechanischer Wirkungsgrad.
- b Gesamtreibungsverlust.

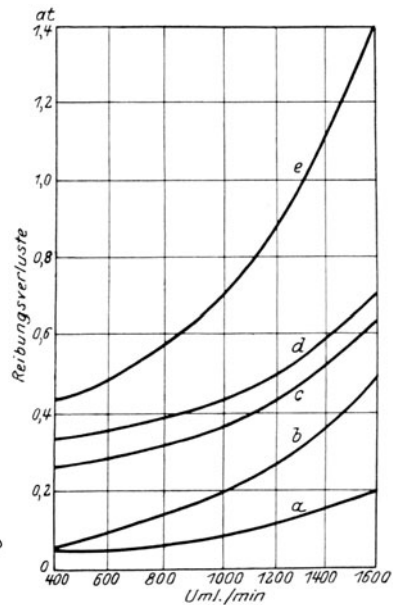


Abb. 261. Maschine von 150 PS für Tanks. Einzelheiten der Reibungsverluste.

- a Lager und Nebenwellenantrieb.
- b Gaspumpverlust.
- c Kreuzkopfkolben (ohne Kolbenringe) und Pleuelstangenlager.
- d Kreuzkopfkolben (mit Kolbenringen) und Pleuelstangenlager.
- e Gesamtreibungsverlust.

denn, daß die Maschinen in der üblichen Weise instand gehalten wurden. Da sich die Maschinen nach Größe und Drehzahl dazu eigneten, wurden sie außerdem in weitestem Maße für den Antrieb elektrischer Stromerzeuger für Licht- und Kraftzwecke in großen Feldlagern, Feldwerk-

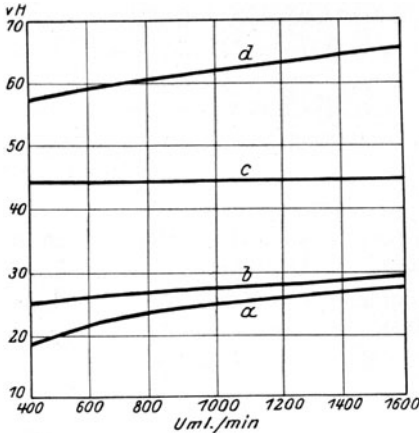


Abb. 262. Maschine von 150 PS für Tanks. Wirkungsgrade.

- a Therm. Wirkungsgrad auf Grund des zugeführten Brennstoffs.
- b Therm. Wirkungsgrad auf Grund des verbrauchten Brennstoffs.
- c Wirkungsgrad des Luftkreisprozesses.
- d Wirkungsgrad im Verhältnis zum Luftkreisprozeß.

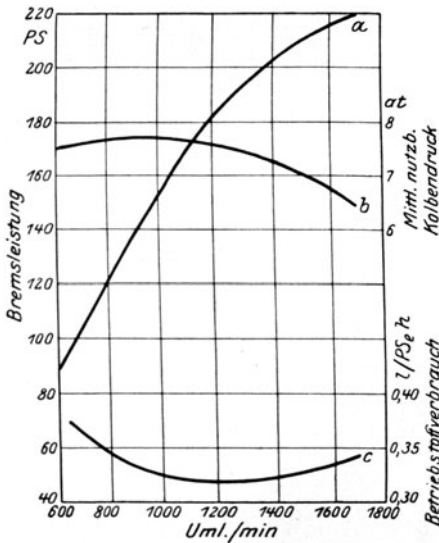


Abb 263. Maschine von 150 PS für Tanks. Leistungen und Verbrauch an Betriebsstoffen bei Betrieb mit voll geöffneter Drossel.

- a Bremsleistung. b Mittl. nutzbr. Kolbendruck.
- c Betriebsstoffverbrauch.

stätten usw. verwandt. Bei derartiger Verwendung mußten sie natürlich noch viel länger ohne Überholung laufen.

Die Diagramme in Abb. 259 bis 262 stellen im Gesamtmittel die Betriebsergebnisse dieser Maschinen dar. Aus Abb. 259 kann man die indizierten und die Nutzleistungen sowie die mittleren nutzbaren Kolbendrucke in dem Bereich der Drehzahlen von 400 bis 1600 Uml./min entnehmen. Die Bremsleistungen und die Drehmomente sind einer großen Anzahl von Versuchen entnommen, die von den verschiedenen Herstellerfirmen ausgeführt wurden und können daher als zuverlässiges Mittel der Ergebnisse angesehen werden. In Abb. 260 sind die Ergebnisse einer besonders guten Maschine auf Grund des abgeschlossenen Dauerlaufes von 50 Std. unter Vollast wiedergegeben, in Abb. 261 der Verlauf der mechanischen Verluste, die mit Hilfe eines Pendeldynamometers einzeln und mit ziemlicher Genauigkeit bestimmt wurden.

Alle Maschinen wurden nach Beendigung ihres amtlichen Abnahmelaufer unter Vollast eine kurze Zeit lang zur Bestimmung ihres mechanischen Wirkungsgrades mittels eines Elektromotors angetrieben, wobei festgestellt wurde, daß die Summe ihrer mechanischen Verluste mit der Summe der Einzelverluste nach Abb. 261 gut übereinstimmte. Ferner wurden in einigen Fällen Messungen des mechanischen Wirkungsgrades nach dem von Morse

angegebenen Verfahren durchgeführt, indem ein einzelner Zylinder ausgeschaltet wurde, während die Maschine unter Vollast lief. Auch diese Versuche zeigten gute Übereinstimmung mit den obigen Messungen. Alle Versuchsprotokolle beweisen ferner, daß die mechanischen Wirkungsgrade, wie sie durch elektrischen Antrieb der Maschinen erhalten wurden, bei den Maschinen in weitem Umfang bemerkenswert gleichmäßig waren, und daß Unterschiede in den Werten des mechanischen Wirkungsgrades in der Größe von 1 vH bereits zu den besonderen Ausnahmen zählten.

In Abb. 262 ist u. a. der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades und des theoretischen Wirkungsgrades, verglichen mit dem Wirkungsgrad des reinen Luftkreisprozesses, aufgetragen. Für den thermischen Wirkungsgrad sind zweierlei Werte benutzt: 1. der thermische Wirkungsgrad, bezogen auf den wirklich verbrannten Brennstoff, 2. der ther-

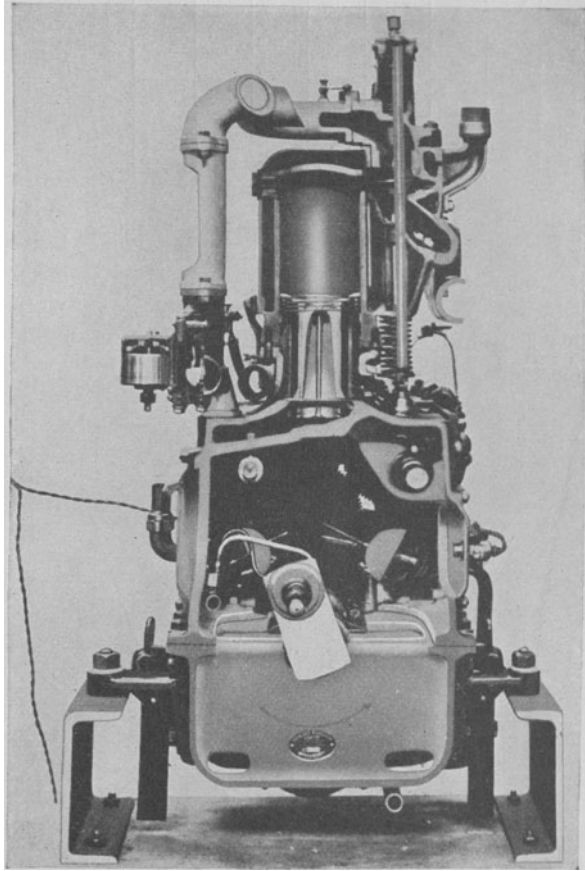


Abb. 264. Maschine von 150 PS für Tanks. Schnittmodell.

mische Wirkungsgrad, bezogen auf den wirklich zugeführten Brennstoff. Der zweite Wirkungsgrad ist unmittelbar aus dem bekannten Brennstoffverbrauch berechnet. Der erste Wirkungsgrad dagegen ist aus dem im Zylinder wirklich gemessenen mittleren Kolbendruck zurückgerechnet, und der Unterschied zwischen diesen beiden Werten stellt den Verlust durch die Unvollkommenheiten der Vergasung und Gemischverteilung dar.

In Abb. 263 ist der Verlauf der Leistung und des Verbrauchs an Betriebsstoffen bei voll geöffneten Drossel und veränderlicher Drehzahl, in Abb. 264 ein Schnittmodell der Maschine, in Abb. 265 der Verlauf des Brennstoffverbrauches bei verschiedenen Belastungen dargestellt, wobei die Drehzahl der Maschine unter dem Einfluß des Reglers dauernd zwischen 1200 und 1300 Uml./min erhalten und die Maschine entsprechend gedrosselt wurde, und in Abb. 266

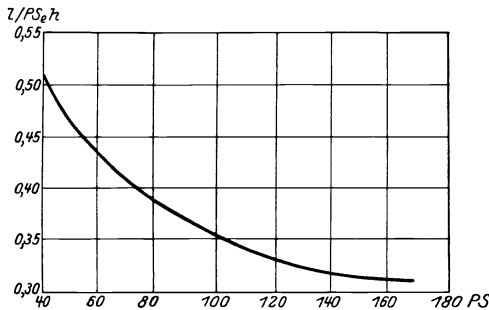


Abb. 265. Maschine von 150 PS für Tanks. Brennstoffverbrauch bei 1200 Uml./min und veränderlicher Belastung. Drosselkurve.

bis 270 sind die Einzelteile der Nockenausbildung und der Ventileinstellung wiedergegeben.

bis 270 sind die Einzelteile der Nockenausbildung und der Ventileinstellung wiedergegeben.

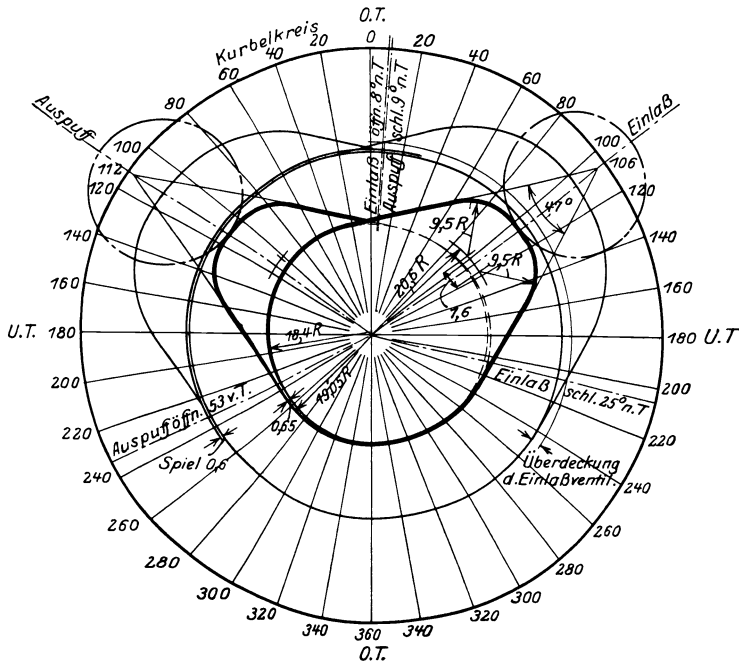


Abb. 266. Nockenform.

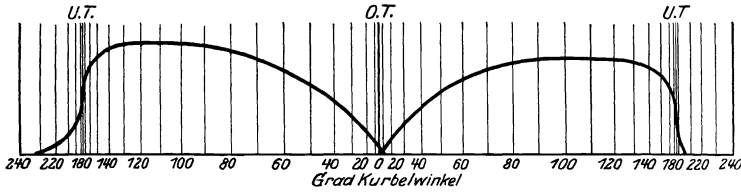


Abb. 267. Verlauf der Eröffnungsquerschnitte für Einlaß und Auspuff, abhängig von der Kolbengeschwindigkeit.

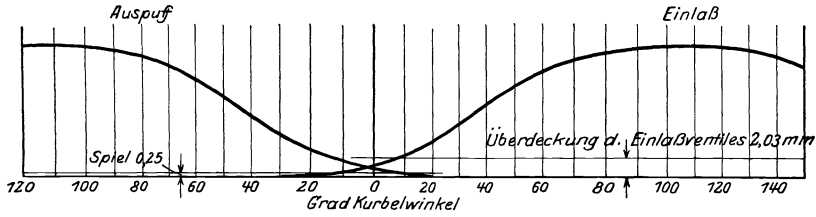


Abb. 268. Diagramm der Ventilerhebungen.

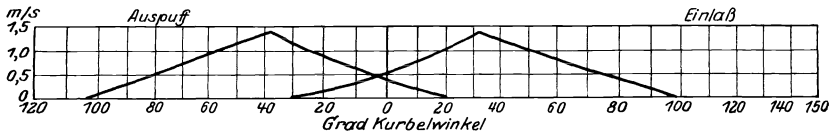


Abb. 269. Geschwindigkeitskurve.

α = Neigungswinkel der Ventilerhebungskurve gegenüber der Wagerechten.

$$\text{Geschw. (m/s)} = \text{tg } \alpha \cdot 2,1 \cdot \frac{\text{Uml./min}}{1400}$$

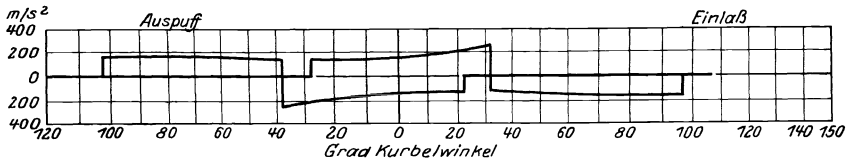


Abb. 270. Beschleunigungen und Geschwindigkeiten am Nocken bei 1200 Uml./min der Kurbelwelle.

β = Neigungswinkel der Geschwindigkeitskurve gegenüber der Wagerechten.

$$\text{Beschl. (m/s)} = \text{tg } \beta \cdot 0,512 \cdot \frac{\text{Uml./min}}{1400}$$

Abb. 266 bis 270. Steuerdaumen und Ventilbewegung.

Die nachstehende Zahlentafel, die einem beliebigen Versuchsprotokoll entnommen ist, enthält u. a. auch die Wärmebilanz der Maschine:

Leistungsprüfung einer Maschine von 150 PS für Tanks.	
Dauer der Prüfung	10 h
Brennstoff	Shell-Benzin (spez. Gew. 0,725)
Unterer Heizwert des Brennstoffs	10320 kcal/kg
Wirkungsgrad des reinen Luftkreisprozesses.	44,4 vH
Mechanischer Wirkungsgrad	87,0 „

Mittlere Ergebnisse der letzten acht Versuchstunden:

Bremsleistung	165 PS
Brennstoffverbrauch	255 g/PS _e h
Nutzbarer thermischer Wirkungsgrad	24,7 vH
Indizierte Leistung	189,6 PS
Indizierter thermischer Wirkungsgrad	28,4 vH
Theoretischer Wirkungsgrad (verglichen mit dem Wirkungsgrad des reinen Luftkreisprozesses)	64,0 vH
Wärmeverlust an das Kühlwasser	104400 kcal/h
In indizierte Leistung umgesetzte Wärme	28,4 vH
Im Kühlwasser verlorene Wärme	24,9 „
Im Auspuff, durch Strahlung usw. verlorene Wärme	46,7 „

Abb. 271 zeigt den Einbau einer solchen Maschine in einen Tank V**, dessen Außenansicht in Abb. 272 wiedergegeben ist. Bei dieser Ausführung von Tanks wurden die stärkeren Maschinen von 225 PS Leistung benutzt.

Die Hauptabmessungen dieser Maschine und einige andere allgemeinen Angaben darüber sind nachstehend zusammengestellt:

Anzahl und Anordnung der Zylinder	sechs, senkr. einzeln
Zylinderdurchmesser	142,87 mm
Hub	190,5 „
Hubverhältnis	1,323 : 1
Fläche eines Kolbens	160 cm ²
Gesamte Kolbenfläche	960 „
Hubvolumen eines Zylinders	3050 cm ³
Gesamtes Hubvolumen	18300 „
Inhalt eines Verdichtungsraumes	915 „
Verdichtungsverhältnis	4,34 : 1
Normale Bremsleistung und Drehzahl	167,3 PS bei 1200 Uml./min
Kolbengeschwindigkeit	7,62 m/s
Mittlerer indizierter Kolbendruck	7,78 at
Indizierte Leistung	190,1 PS
Mechanischer Wirkungsgrad	88 vH
Mittlerer nutzbarer Kolbendruck	6,84 at
Brennstoffverbrauch {	0,356 l/PS _e h
{	(Spez. Gew. 0,730)
{	267 g/PS _e h
{	(Heizwert 10320 kcal/kg)
Nutzbarer thermodynamischer Wirkungsgrad	23,6 vH
Indizierter thermodynamischer Wirkungsgrad	26,8 „
Wirkungsgrad des reinen Luftkreisprozesses	44,4 „
Theoretischer Wirkungsgrad, berechnet aus dem verbrannten Brennstoff	62,0 „
Theoretischer Wirkungsgrad, berechnet aus dem zugeführten Brennstoff	60,4 „

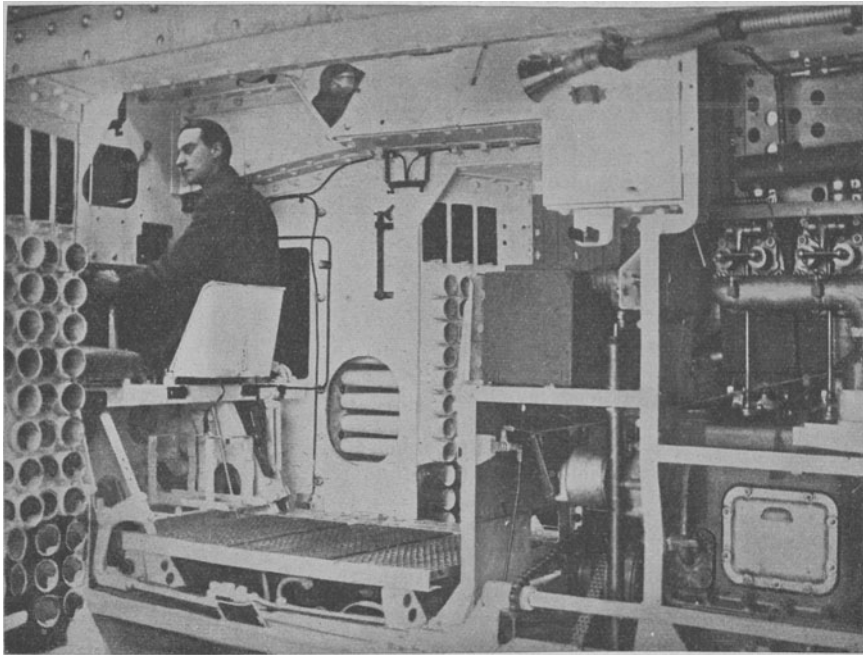


Abb. 271. Maschine von 150 PS für Tanks. Einbau in den Tank V**.

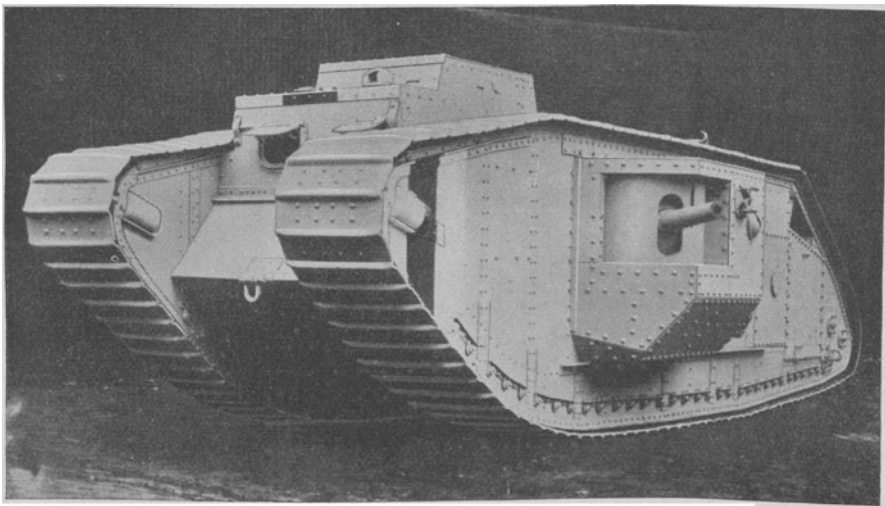


Abb. 272. Außenansicht des Tanks V** Nr. 106.

Gemischgeschwindigkeiten, Ventilquerschnitte usw.

Geschwindigkeit:	{	in der Luftdüse des Vergasers	107,5 m/s	
		im Vergasergehäuse	51,2 „	
		im senkrechten Ansaugrohr	50,4 „	
		in der Gemischverteilung	47,4 „	
		in der Einlaßöffnung	33,4 „	
		im Einlaßventil (wirklich)	51,3 „	
		im Einlaßventil (berechnet)	39,9 „	
		im Auspuffventil	45,2 „	
		in der Auspufföffnung	42,8 „	
Querschnitt:	{	in den Auspuffkrümmern	42,8 „	
		im Auspuffsammelrohr	38,6 „	
		der Luftdüse des Vergasers	11,34 cm ²	
		des Vergasergehäuses	23,7 „	
		des senkrechten Ansaugrohres	24,25 „	
		der Gemischverteilung	25,6 „	
		der Einlaßöffnung	36,6 „	
		des Einlaßventils (wirklich)	23,8 „	
		des Einlaßventils (berechnet)	30,6 „	
Durchmesser:	{	des Auspuffventils	27,0 „	
		der Auspufföffnung	28,6 cm ³	
		der Auspuffkrümmer	28,6 „	
		des Auspuffsammelrohres	31,62 „	
		der Luftdüse des Vergasers	38 mm	
		des Vergasergehäuses	55 „	
		des senkrechten Ansaugrohres	55,75 „	
		der Gemischverteilung	57,15 „	
		der Einlaßöffnung	68,25 „	
Gewicht eines Kolbens mit Ringen, Kolbenbolzen usw.	{	der Auspufföffnung	60,3 „	
		der Auspuffkrümmer	60,3 „	
		des Auspuffsammelrohres	63,5 „	
		Gewicht eines Kolbens mit Ringen, Kolbenbolzen usw.	3,295 kg	
		Desgl. auf 1 cm ² Kolbenfläche	0,1326 „	
		Gewicht der Pleuelstange mit Lagern usw.	4,87 „	
		Gesamtgewicht der hin und her gehenden Massen für einen Zylinder	4,92 „	
		Dgl. auf 1 cm ² Kolbenfläche	0,1976 „	
		Länge der Pleuelstange	406,39 mm	
		Verhältnis der Pleuelstangenlänge zur Kurbellänge	4,27 : 1	
		Massendruck im oberen Totpunkt	} bezogen auf 1 cm ² Kolbenfläche	5,78 kg
		Massendruck im unteren Totpunkt		3,59 „
		Mittlerer Massendruck		2,34 „
		Gewicht der umlaufenden Massen der Pleuelstange	3,24 kg	
		Gesamte Fliehkraft	497,5 „	
		Fliehkraftdruck auf 1 cm ² Kolbenfläche	3,125 „	
		Mittl. Gasdruck auf den Kolben, einschl. d. Verdichtung	3,025 at	
Gesamte Kolbenbelastung	7,8 „			
Durchmesser des Kurbelzapfens	73,0 mm			
Gleitgeschwindigkeit des Kurbelzapfens	4,58 m/s			
Wirksame Länge eines Pleuellagers	57,2 mm			
Wirksame projizierte Lauffläche eines Pleuellagers	41,7 cm ²			

Verhältnis von Kolbenfläche zur projizierten Lauflfläche	
eines Pleuellagers	3,84 : 1
Mittl. Lagerdruck in einem Pleuellager	29,6 kg/cm ²
Belastungszahl eines Pleuellagers	875 mkg/s

Einlaßventil:	}	Anzahl in jedem Zylinder	1
		Äußerer Durchmesser	73 mm
		Lichter Durchmesser	68,25 „
		Sitzbreite	2,38 „
		Neigung des Ventilsitzes	45°
		Krümmungshalbmesser der Unterseite des Ventiltellers	49,2 „
		Durchmesser der Ventilspindel in der Führung	12,68 „
		Dgl. unterhalb der Führung	12,66 „
		Gesamter Ventilhub	14,29 „
		Nutzbarer Ventilhub	11,1 „
		Länge der Ventilführung	111,0 „
		Spiel der Ventilspindel in der Führung	0,0127 „
		Länge des Ventils über alles	212,5 „
		Anzahl der Federn für ein Ventil	2 (a und b)
		Ungespannte Federlänge	(a) 149,1 mm
			(b) 147,4 „
		Einbaulänge bei geschlossenem Ventil (a)	101,6 „
			(b) 96,8 „
		Mittlerer Durchm. der Federwindungen (a)	43,25 „
			(b) 28,45 „
		Drahtstärke der Federn	(a) 5 „
			(b) 3,1 „
		Stößelspiel bei kaltem Zustand d. Masch.	0,0515 „
		Gewicht des Ventils mit Federn usw.:	
		Ventil allein	0,369 kg
Zwei Federn	0,305 „		
Federteller usw.	0,064 „		
	zusammen 0,738 kg		
Öffnungszeiten:	{ Einlaßvent. verläßt d. Sitz 29° v.T.P.		
	{ Einlaßventil öffnet . . . 8° n.T.P.		
Schlußzeiten:	{ Einlaßventil schließt . . . 25° n.T.P.		
	{ Einlaßventillegt sich a.d. Sitz 59° n.T.P.		
Baustoff f. d. Ventile: Nickelstahl 3 vH im Gesenk geschmiedet, im Einsatz gehärtet			

Auspuffventil:	}	Anzahl in jedem Zylinder	1
		Äußerer Durchmesser	68,25 mm
		Lichter Durchmesser	60,35 „
		Sitzbreite	3,98 „
		Neigung des Ventilsitzes	45°
		Krümmungshalbmesser auf der Unterseite des Ventiltellers	47,2 „
		Durchmesser der Ventilspindel i. d. Führ.	14,2 „
		Dgl. unterhalb der Führung	13,9 „
Nutzbarer Ventilhub	14,29 „		

	Länge der Ventilfehrung	181 mm
	Spiel der Ventilspindel in d. Föhrung . .	0,0762 „
	Länge des Ventils über alles	325,3 „
	Anzahl der Federn für ein Ventil . . .	2 (a und b)
	Ungespannte Federlänge (a)	149,1 mm
		(b) 147,4 „
	Einbaulänge bei geschlossenem Ventil (a)	101,6 „
		(b) 96,8 „
	Mittlerer Durchm. der Federwindungen (a)	43,25 „
		(b) 28,45 „
Auspuffventil:	Drahtstärke der Federn (a)	5 „
		(b) 3,1 „
	Stößelspiel bei kaltem Zustand d. Maschine	0,254 „
	Gewicht des Ventils einschl. Federn usw.:	
	Ventil allein	0,5825 kg
	Zwei Federn	0,305 „
	Federteller usw.	0,0639 „
		zusammen 0,9514 kg
	Auspuffventil öfnet	53° v.T.P.
	Auspuffventil schließt	9° n.T.P.
	Baustoff f. d. Ventil: Nickelstahl 3 vH, im	
	Gesenke geschmiedet, im Einsatz gehärtet	
	Länge von Mitte zu Mitte der Zapfen .	406,39 mm
	Verhältnis von Pleuelstangenlänge zu Kurbel	4,27 : 1
	Lager des Kolbenbolzens: Büchse aus Phosphorbronze gegossen und abgeschreckt; in der Pleuelstange fest	
	Durchmesser der Büchse	31,75 mm
	Länge der Büchse	41,25 „
	Projizierte Lauffläche der Büchse	13,1 cm ²
	Pleuellager, Schalen aus Bronze mit Weißmetallfutter.	
	Durchmesser des Lagers	73 mm
	Länge des Lagers	68,25 „
	Wirksame projizierte Fläche des Lagers .	41,7 cm ²
Pleuelstange:	Verhältnis von Kolbenfläche zu projizierter Fläche des Lagers	3,84 : 1
	Anzahl der Verbindungsschrauben des Lagers	4
	Durchmesser der Pleuelstangenschrauben	12,7 mm
	Innendurchmesser des Gewindes der Schrauben	11,1 „
	Gesamter Schraubenquerschnitt, berechnet aus dem Innendurchmesser des Gewindes	3,88 cm ²
	Belastung der Pleuelstangenschrauben	
	bei 1200 Uml./min	1208 kg
	Dgl. bei 1600 Uml./min	2180 „
	Beanspruchung der Pleuelstangenschrauben	
	bei 1200 Uml./min	3,1 kg/mm ²
	Dgl. bei 1600 Uml./min	5,6 „

Kurbelwelle:	Länge über alles	1676	mm
	Abstand der Zylindermitten	184,15	„
	Abstand der beiden mittleren Zylinder	203,2	„
	Außendurchmesser eines Kurbelzapfens	73	„
	Innendurchmesser eines Kurbelzapfens	36,5	„
	Länge eines Kurbelzapfens	69,85	„
	Außendurchmesser eines Wellenzapfens (voll)	73	„
	Anzahl der Hauptlager	7	
	Länge des Lagers am Schwungradende	101,6	„
	Länge des ersten Lagers	73	„
	Länge des Mittellagers	73	„
	Länge der Zwischenlager	54	„
	Breite der Kurbelarme	88,9	„
	Dicke der Kurbelarme	30,16	„
	Halbmesser der Abrundungen an den Wellen- und Kurbelzapfen	6,35	„
	Durchmesser der Ölbohrungen i. d. Welle	6,35	„
	Gewicht der Kurbelwelle mit Druckscheibe, Anfahrkupplung, Muttern usw. (ohne Gegengewichte)	82,75	kg
Baustoff für die Kurbelwelle: weicher Stahl, geschmiedet			

Betriebs Erfahrungen. Es ist interessant und vielleicht lehrreich, die Mängel zu überblicken, die sich an diesen Maschinen zeigten. Da über 4000 Maschinen im Dienst standen, so kann man schon unterscheiden, was nur als Zufall und was als dauernde Störung anzusehen ist.

Verbrennungsraum. Obwohl der Verbrennungsraum der Zylinder mit Rücksicht auf gute Durchwirbelung des Gemisches und daher auch im Hinblick auf Leistung und Wirkungsgrad hervorragend war, erwies er sich doch, wie nach dem Stande der heutigen Erkenntnis zu erwarten gewesen wäre, mit Rücksicht auf die Vermeidung der Detonation trotz des verhältnismäßig geringen Verdichtungsverhältnisses der Maschine als ziemlich ungünstig. Ursprünglich hatte man beabsichtigt, die Tanks nur mit Fliegerbenzin zu betreiben, aber später verlangte man, daß sie auch mit dem schlechtesten Kriegsbenzin, einem amerikanischen Brennstoff, laufen sollten, der fast nur schwerere Kohlenwasserstoffe der Paraffinreihe enthielt. Bei diesem Brennstoff trat die Detonation sehr stark auf, wenn die Maschinen bei ganz geöffneter Drossel mit niedriger Drehzahl arbeiteten.

Kolben. Die ersten wenigen Maschinen wurden mit Kolben aus einer Legierung von 88 vH Aluminium und 12 vH Kupfer ausgerüstet, die in Sand gegossen waren. Bei diesen Gußstücken ergaben sich manche Störungen durch poröse Teile gerade an der Stelle, wo der hohle Schaft des Kolbens in den Kolbenboden übergeht. Viele Kolben wurden aus diesem Grunde gleich verworfen, aber bei einer Anzahl von ihnen waren die Fehlerstellen an der Oberfläche nicht sichtbar, so daß sie bei der

Nachprüfung nicht entdeckt wurden. Sie wurden daher in die Maschinen eingebaut, und einige von ihnen brachen im Betrieb an dieser Stelle; da aber die Pleuelstangen bei derartigen Brüchen nicht ganz frei wurden, so richteten sie wenig oder gar keinen weiteren Schaden an. Der Fehler wurde bei den späteren Maschinen durch Gießen der Kolben in Stahlkokillen vollständig beseitigt.

Kreuzkopfführungen. Die Kreuzkopfführungen bestanden zuerst aus Bronze mit Weißmetallfutter und arbeiteten durchaus ordnungsmäßig. Wegen der Knappheit oder angeblichen Knappheit an Bronze wurde später die Verwendung dieser Baustoffe von der Regierung verboten, und daher mußte man die Führungen aus Gußeisen herstellen. Diese verursachten aber viele Störungen, weil sie sich nach der Bearbeitung verzogen, und da zum Ablagern oder Ausglühen nach der Bearbeitung die Zeit fehlte, so war man gezwungen, in den Führungen größeres Spiel zu geben, um die Störungen zu vermeiden, was wieder geräuschvollen Lauf der Maschinen zur Folge hatte. Später benutzte man für die Führungen die gleiche Aluminium-Kupfer-Legierung wie für die Kolben, was sich besonders gut bewährt hat; in bezug auf Abnutzung war diese Ausführung der mit Weißmetallfutter durchaus gleichwertig und diesem sogar insofern überlegen, als man ohne Gefahr sehr enge Passungen anwenden konnte, da das Spiel mit zunehmender Erwärmung der Führung größer wurde.

Auspuffleitung. Die Auspuffkrümmer und Auspuffsammelrohre strahlten eine so starke Hitze aus, daß man sie aus Rücksicht auf die Tankmannschaft mit einem Luftmantel umgeben mußte. Durch diesen wurde mittels eines von der Maschine angetriebenen Ventilators kalte Luft getrieben.

Kurbelwellen. Zum Teil wegen der kleinen Lagerlaufflächen, die man aus Rücksicht auf die beschränkte Gesamtlänge der Maschinen unterbringen konnte, zum Teil auch wegen der Verwendung von unvergütetem weichen Stahl für die Kurbelwellen war die Abnutzung an den Lagerzapfen, insbesondere am mittleren, ziemlich groß. Bei den Tanks im Felde hatte das allerdings nicht viel zu bedeuten, da die Kurbelwelle immer noch leicht den Rest des Tanks überlebte. Aber bei den Übungstanks, die jeden Tag von früh bis abends in Betrieb waren, und bei den elektrischen Stromerzeugeranlagen war die Abnutzung störend, denn sie machte allgemein nötig, nach 500 bis 700 Betriebsstunden mit voller Drehzahl und 80 vH Belastung der Maschine die Kurbelwellen nachzuschleifen und neue Lager einzusetzen. Man entschloß sich daher, in alle Maschinen außer die von Tanks im Felde Gegengewichte einzubauen. Dadurch wurde die Abnutzung auf weniger als ein Drittel verringert; da aber die Gegengewichte auch die kritische Drehzahl der Kurbelwelle verminderten und daher die Torsionsschwingungen stärker wurden, so wurden hierdurch die Schwingungsdämpfer stark belastet.

Abgesehen von der Abnutzung haben sich die Kurbelwellen aus unvergütetem weichen Stahl als sehr zuverlässig erwiesen; in der Tat hat man von den über 4000 abgelieferten Motoren keinen einzigen Bruch der Kurbelwelle berichtet.

Schwingungsdämpfer. Zuerst wurden die gleichen Schwingungsdämpfer wie bei den Maschinen der Daimler Company verwendet. So lange die Kurbelwellen keine Gegengewichte hatten, war die Aufgabe der Dämpfer auch wirklich sehr leicht, und sie bereiteten auch keine Störungen. Aber sobald Gegengewichte eingebaut wurden und die Schwingungsdämpfer wirklich in Tätigkeit treten mußten, nutzten sich die dünnen Bleche, aus denen diese Kupplungen bestehen, an den Einschnitten bald ab, so daß die Schwingungsdämpfer nach 50 Betriebsstunden vollständig unbrauchbar wurden. Auf Grund dieser Erfahrungen wurden die Schwingungsdämpfer von der Firma Gardner & Sons umkonstruiert und die dünnen Stahlbleche durch zwei dicke gußeiserne Platten mit sehr reichlich bemessenen genuteten Naben ersetzt. Die Schwingungsdämpfer arbeiteten zur vollen Zufriedenheit; ihre Abnutzung war, wie berichtet wurde, selbst nach 1200 Std. Betrieb der Maschine mit Gegengewichten beinahe zu vernachlässigen.

Schmierung. Wie bereits beschrieben, war die Maschine mit zwei Absaugpumpen versehen, die das Öl von je einem Ende des notwendigerweise sehr flachen Kurbelgehäuses entnahmen und es in einen Filterbehälter, etwa 1 m hoch, über der Mitte der Kurbelwelle förderten. Eine dritte Druckpumpe saugte das Öl aus dem Behälter ab und drückte es allen Hauptlagern der Kurbelwelle zu. Alle drei Pumpen wurden von einer gemeinsamen Kurbel am vorderen Ende der Maschine angetrieben und hatten den gleichen Hub; aber die Absaugpumpen hatten etwas größere Zylinder, so daß sie das Öl schneller wegschafften, als es die Druckpumpe zuführen konnte.

Im Betrieb ergab sich jedoch, daß unter bestimmten Umständen, wenn beispielsweise das vordere Ende des Kurbelgehäuses bis in die äußerste Schräglage der Maschine gehoben wurde, die Absaugpumpe für das hintere Ende des Kurbelgehäuses nicht ausreichte, so daß sich das Öl allmählich am hinteren Ende des Kurbelgehäuses ansammelte und schließlich aus dem Lager am Schwungradende der Maschine austrat. Der Grund hiervon war, daß die Förderung der Druckpumpe durch ein wirksames Gefälle von etwa 1 m unterstützt wurde; während die Absaugpumpe unter besonders ungünstigen Umständen eine Saughöhe von 1 m überwinden mußte, wobei außerdem in der rund 1,5 m langen Saugleitung dieser Pumpe Schwingungen des Ölstromes auftraten. Unter diesen Umständen war der volumetrische Wirkungsgrad der Druckpumpe um so viel höher als der volumetrische Wirkungsgrad der Absaugpumpe, daß er den Unterschied der Pumpeninhalte aufwiegen konnte. Die

Schwierigkeit wurde dadurch vollständig behoben, daß in die Saugseite der Absaugpumpen Windkessel eingebaut und hierdurch für gleichförmigen Zulauf des Öls durch die Absaugleitungen gesorgt wurde.

Ferner zeigte sich, daß in einer bestimmten Stellung der Maschine das Öl aus dem Ölbehälter über die Hauptlager in das Kurbelgehäuse zurücklaufen konnte, so daß das Gehäuse mit der Zeit überschwemmt wurde. Das trat jedoch nur dann ein, wenn der Tank mehrere Tage lang bei sehr heißem Wetter stehenblieb. Um diesen Fehler zu beheben, ordnete man einen Hahn in der Ansaugleitung der Druckpumpe an, und, damit man die Maschine bei geschlossenem Ölhahn nicht in Gang setzen

konnte, wurde der Hahn mit dem Kurzschlußschalter der Zündmagneten verbunden.

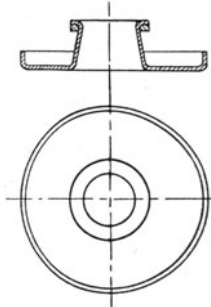


Abb. 273 und 274.
Aus Stahlblech gepreßter Ventilfedersteller.

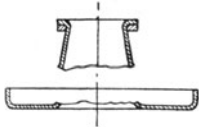


Abb. 275. Gebrochener Federteller.

Abgesehen von diesen zwei kleineren Schwierigkeiten, die leicht überwunden wurden, arbeitete die Schmieranlage gut; obgleich die Absaugpumpen beträchtlich über dem höchsten Ölspiegel angeordnet waren und sich auch ihre Ansaugöffnungen unter normalen Umständen über dem Ölspiegel befanden, verfehlten sie doch nie, das Öl sofort abzusaugen, wenn die Maschine schräg lag und die eine oder die andere der Absaugöffnungen in Öl eintauchte.

Ventil-Federteller. Um an Bearbeitung zu sparen, hatte man Ventil-Federteller aus Stahlblech gepreßt; um hierbei den kegeligen Teil des Tellers zu verstärken und um zu verhindern, daß der Federteller über die kegeligen Keile hinweggezogen wurde, legte man einen Ring aus Stahldraht, wie in Abb. 273 dargestellt, in das Preßstück ein. Im Betrieb brachen diese gepreßten Federteller gewöhnlich nach 200 bis 600 Std. Die Bruchstellen

lagen immer, wie in Abb. 275 dargestellt, dort, wo der kegelige Teil in den flachen Teller überging. Diese Brüche waren teils die Folge von Ermüdung, teils entstanden sie dadurch, daß trotz aller Vorsicht beim Pressen der Teller im allgemeinen an dieser Übergangsstelle ein scharfer Knick im Blech entstand. Obgleich man zweifellos bei etwas erhöhter Sorgfalt brauchbare Preßteile hätte herstellen können, entschied man sich wegen der Dringlichkeit dafür, aus Stangen gedrehte Federteller zu verwenden, die in jeder Beziehung befriedigten.

Steuerung. Um Geräusch und Abnutzung der Steuerung zu vermeiden, hatte man den Grundkreis des Nockens etwas exzentrisch geschliffen; zu der Zeit, wo die Ventile unbedingt geschlossen sein mußten, hatte daher

das Gestänge großes Spiel, und dieses verringerte sich dann allmählich bis zu der Zeit, wo das Ventil wieder geöffnet wurde. Dieses Verfahren hat sich in der Regel gut bewährt, aber es kann leicht mißbraucht werden. Zuerst war es in der Praxis sehr schwer zu verhindern, daß die bedienenden Maschinenwärter das Spiel ohne Rücksicht auf die augenblickliche Lage des Nockens einstellten, so daß es vorkam, daß die Ventile schon lange vor der richtigen Öffnungszeit etwas abgehoben wurden. Bei den Einlaßventilen hatte dies weiter keine schädlichen Folgen, dagegen konnte man einige Fälle von ausgebrannten Auspuffventilen nachweislich auf

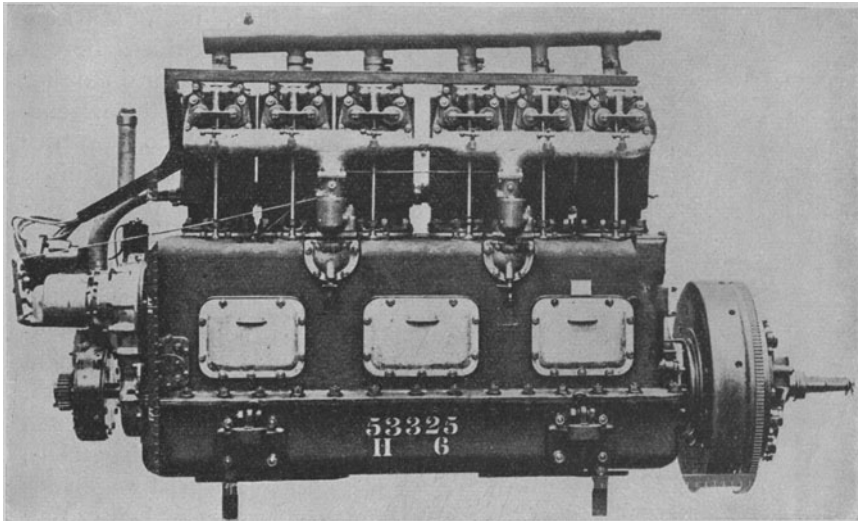


Abb. 276. Maschine von 225 PS für Tanks. Ansicht von der Vergaserseite.

diese Ursache zurückführen. Die Schwierigkeit konnte schließlich durch Herausgabe sehr ausführlicher Anweisungen über das Verfahren beim Einstellen des Ventilspiels und durch scharfe Beaufsichtigung leicht überwunden werden.

Nachdem die Mannschaft das richtige Einstellen erst ganz begriffen hatte, kamen Ventilstörungen beinahe überhaupt nicht mehr vor; man darf annehmen, daß die hohe Betriebssicherheit und der ruhige Lauf dieser Maschinen in hohem Maß auf die Verwendung der Nocken mit exzentrischem Grundkreis zurückzuführen waren. Abgesehen von diesen Störungen, von denen alle außer der Neigung zur Detonation und der von der Auspuffleitung ausgestrahlten Hitze schnell und leicht beseitigt wurden, verhielten sich diese Maschinen im Betriebe sehr gut. Der luftdichte Abschluß des Kurbelgehäuses und das Ansaugen der ganzen Luftmenge durch den obersten Doppelboden des Kurbelgehäuses erwiesen sich

als sehr wirksame Mittel, um das Kurbelgehäuse kühl und das Triebwerk sauber zu erhalten. Die Kolben der Kreuzkopfbauart bewährten sich insofern durchaus, als dabei die üblichen Störungen großer Aluminiumkolben vermieden wurden, kein Rauchen des Auspuffs auftrat und ein sehr hoher mechanischer Wirkungsgrad erreicht wurde.

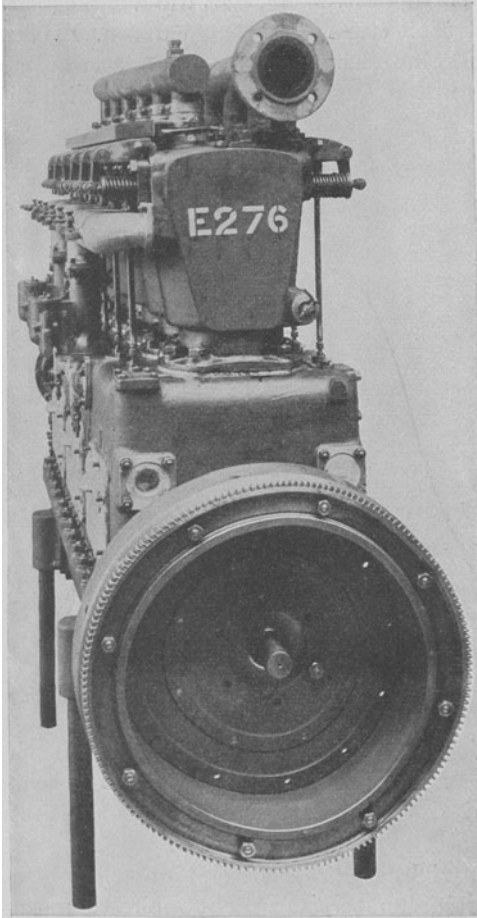


Abb. 277. Maschine von 225 PS für Tanks.
Ansicht vom Schwungradende.

Mit der dauernden Zunahme der Abmessungen und der dauernden Verstärkung der Bewaffnung der Tanks wurde es erforderlich, noch stärkere Antriebsmaschinen bereitzustellen. Es wurde daher zunächst eine weitere Sechszylindermaschine von der gleichen Bauart ausgeführt, bei der alle Betriebserfahrungen an der Maschine von 150 PS Verwendung fanden. Diese Maschine ist in den Abb. 276 bis 279 in Ansichten und in Abb. 280 in einem Schnitt dargestellt. Von diesen Maschinen wurden zwar etwa 800 fertiggestellt, aber trotzdem ist wegen der Verzögerungen beim Bau der Tanks keine von ihnen wirklich ins Gefecht gekommen. Immerhin hat man auf dem Prüfstand sowie später in Tanks genügende Erfahrungen mit diesen Maschinen gesammelt, um festzustellen, daß sie eine sehr bedeutende Verbesserung der ersten Bauart darstellten.

Die Nennleistung der neuen Maschinen betrug 225 PS bei 171,45 mm Zylinderdurchmesser und 190,5 mm Hub. Die Maschine leistete bei 1200 Uml./min 260 PS an der Bremse. Um die Mängel zu vermeiden, die sich bei den Maschinen von 150 PS ergeben hatten, nahm man schon beim Entwurf dieser Maschinen folgende Veränderungen vor:



Abb. 278. Maschine von 225 PS für Tanks. Die Maschinen im Bau bei der Firma Gardner & Sons.

Der Verbrennungsraum erhielt eine gedrängte rechteckige Gestalt, wobei die Zündkerzen, wie in Abb. 280 dargestellt, möglichst nahe der Zylinderachse angeordnet wurden. Dadurch blieben die Maschinen

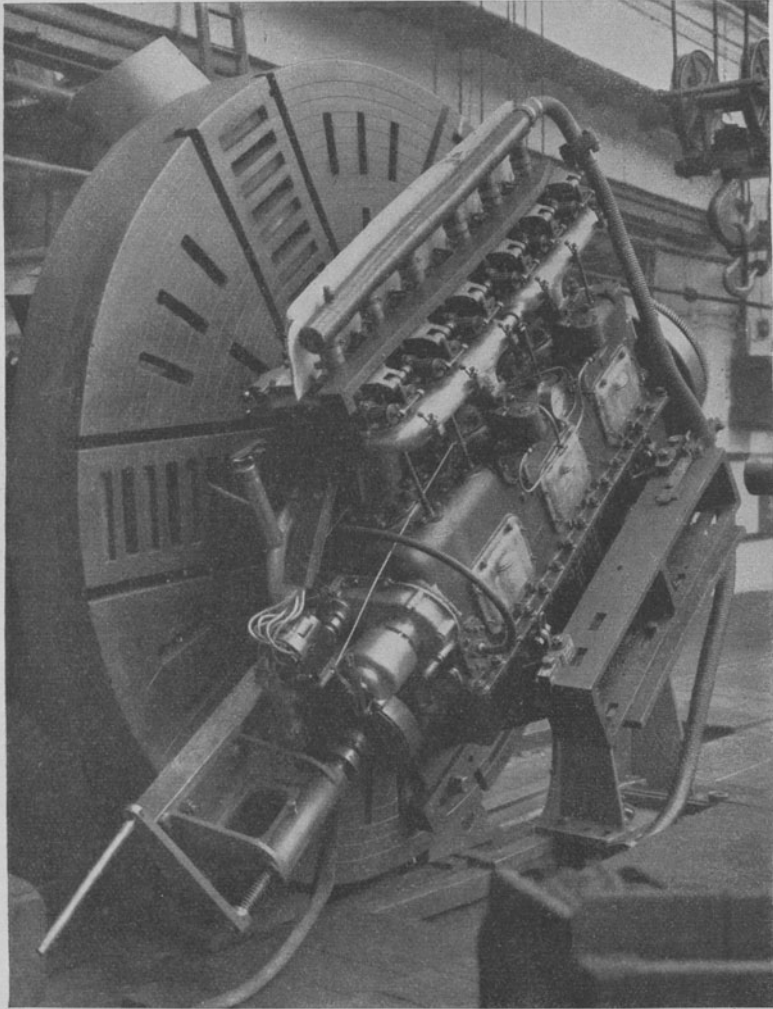


Abb. 279. Maschine von 225 PS für Tanks. Aufbau für den Lauf in Schräglage.

unter allen Umständen frei von Detonation, so daß sie bis zu 200 bis 300 Uml./min bei voll geöffneter Drossel selbst mit dem minderwertigsten amerikanischen Benzin laufen konnten, ohne daß auch nur eine Spur von Klopfen eintrat, und dies alles, trotzdem die

Zylinder größer und das Verdichtungsverhältnis höher als bei den 150 PS-Maschinen war.

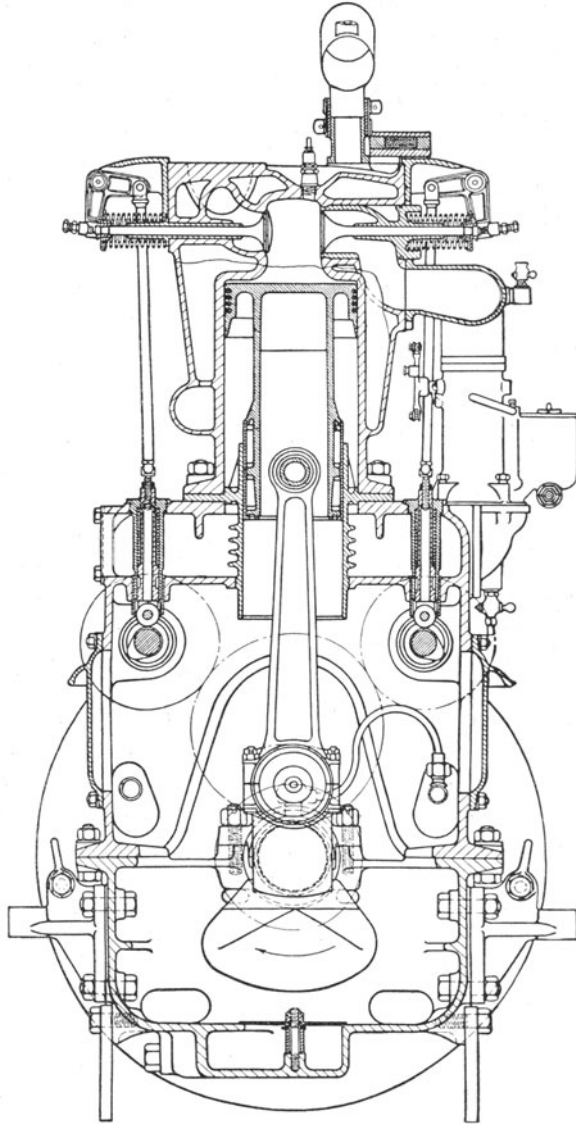


Abb. 280. Maschine von 225 PS für Tanks. Querschnitt.

Die Zahl der Ventile wurde verdoppelt; die Ventile wurden wagrecht einander gegenüber angeordnet, die Einlaßventile auf der einen und

die Auspuffventile auf der anderen Seite. Diese Anordnung der Ventile gestattete, die Auspuffkrümmer senkrecht aufwärts zu richten und kurze gerade Auspuffrohre unmittelbar durch das Dach des Tanks nach einem außenliegenden Auspuffsammler zu führen. Das beschränkte die Länge der innerhalb des Tanks liegenden Auspuffrohre auf ein Mindestmaß und ermöglichte, Krümmungen usw. dieser Leitungen zu vermeiden. Die Einlaßventile wurden in besonderen Einsätzen angeordnet, die leicht ohne Ausbau der Rohrleitungen herausgenommen werden konnten. Hierauf konnte man die Auspuffventile durch die durch den Ausbau der Einlaßventile entstandenen Öffnungen ebenfalls herausziehen.

Von Anfang an wurden Kolben verwendet, die in Kokillen gegossen waren; der Erfolg war, daß über keinen einzigen Kolbenbruch berichtet worden ist. Da keine so strengen Vorschriften über die zulässige Baulänge der Maschine aufgestellt waren wie bei der Maschine von 150 PS, so konnten die Laufflächen der Lager reichlicher bemessen werden, insbesondere die Länge des mittleren Kurbelwellenlagers. Gegengewichte und die neuen Schwingungsdämpfer der Firma Gardner & Sons wurden in alle Maschinen eingebaut.

Die Kurbelwellen wurden aus Stahl von 0,35 vH Kohlenstoffgehalt hergestellt und erwiesen sich infolgedessen als praktisch sicher gegen Abnutzung. Die übrigen Fehler, die sich bei den ersten Ausführungen der 150 PS-Maschinen gezeigt hatten, wurden natürlich durch Anbringung der bereits beschriebenen Verbesserungen vermieden.

Ogleich diese größeren Maschinen nie wirkliches Gefecht zu sehen bekamen, wurden sie doch in Tanks sowie auf dem Prüfstande sehr strengen Prüfungen unterworfen, z. B. auch einem Dauerlauf von 200 Std. mit voller Belastung. Wie zu erwarten war, stellten diese Maschinen, bei denen man die Erfahrungen an den kleineren Maschinen bereits vor Beginn des Entwurfes benutzen konnte, in fast jeder Beziehung einen Fortschritt gegenüber den Maschinen von 150 PS dar. Eine große Anzahl davon hat man inzwischen für Gasbetrieb umgebaut; sie dienen jetzt in verschiedenen Gegenden von England zur Stromerzeugung in elektrischen Kraftwerken. Leider ist ihr Verdichtungsverhältnis so niedrig, daß sie mit Leucht- oder Generatorgas nicht sehr wirtschaftlich arbeiten können.

Der Verfasser dankt an dieser Stelle dem Verlag der Zeitschrift „Automobile Engineer“ sowie der Firma Gardner & Sons für ihre Erlaubnis, eine Reihe von Abbildungen zum Abdruck in diesem Buch zu benutzen.

Sachverzeichnis.

- Abnutzung in Lagern 116.
— bei Kolben 118.
— bei Kurbelwellen 154.
Alkohol 7.
Aluminium für Lagerschalen 117.
— für Kolben 118, 223.
— für Kurbelgehäuse 142.
— für Zylinder 143
— für Pleuelstangen 158.
Analyse von Benzinsorten 6.
Anlassen, Einfluß des Brennstoffs 18.
— und Vergaser 130.
— von Maschinen für Tanks 340.
Anreichern des Gemisches bei Drosselbetrieb 129.
Ansaugen, Temperatur 52.
Ansaugleitung, Brennstoffniederschlag 127.
— und Zylinderblock 144.
— und Steuerung 189.
Antriebsleistung für Straßenfahrzeuge 245.
Anwendungen der schnellaufenden Verbrennungsmaschine 2.
Argyll, Schiebermotor 261.
Aromatische Kohlenwasserstoffe im Benzin 6.
Arten von Schmieröl 120.
— der Zündung 133.
— der Schmierung 174.
Aufladeverfahren 326.
Auspuff, Temperatur 63.
— und Wärmeverlust 69.
— Steuerung 183.
— Rauchen 225.
Auspuffgas-Verdünnung und Detonation 47, 335.
— Turbine 325.
Auspuffleitung, Verbindung 194.
— Luftmantel 360.
Auspuffventile und Zündkerzenstellung 91.
— gehärtete für Tanks 340.
Austro - Daimler-Flugmotoren-Zylinder 303.
- Baustoffe für Maschinen 140.
Bearbeitung der Zylinder 143.
Beardmore-Flugmotoren-Zylinder 303.
Belastung und Lagerreibung 112.
Belastungszahlen von Lagern 118, 164.
Benz-Flugmotoren 303, 322.
Benzin 5.
— Paraffinartige Kohlenwasserstoffe 5.
— Naphtenartige Kohlenwasserstoffe 5.
— Benzol-Kohlenwasserstoffe 6.
— Analysen 6.
— Verdampfbarkeit 6.
Benzol 7.
— -Kohlenwasserstoffe in Benzin 6.
Beschleunigungen der Ventile 200.
— und Stösselform 201.
Beschleunigungsvermögen des Kraftwagens 248.
Brenngeschwindigkeit und Detonation 10, 29, 44.
Brennstoff, Arten 3, 5.
— Sicherung der Spirituserzeugung 3.
— Beurteilung für die Verbrennungsmaschine 8.
— Toluolwert 9.
— Innere Verdampfungswärme 10.
— Volumetrischer Wirkungsgrad 14.
— Verdampfbarkeit 16.
— Anlassen 18.
— Heizwerte 19.
— Thermischer Wirkungsgrad 21.
— Höchstleistung 23.
— für Luftfahrzeuge 26.
— Meßeinrichtung an der Versuchsmaschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis 40.
— und Detonation 47.
— und Zündfähigkeit 48.
— Energiediagramm 60.
— und Kolbendruck 66.
— Zerstäubung im Vergaser 125.
Bristol-Flugmotor 310.
Burt, Schiebermotor 259.

- Claudel-Vergaser 127.
 Clerget-Umlaufmotor 308.
 Clerk, Vorverdichtungsverfahren 328.
 Cousins, Verfahren zum Entwerfen von Steuerdaumen 204.

 Daimler Co., Schmierung 182.
 — Schiebermotor 259.
 Detonation 7, 8, 43.
 — und Frühzündung 9.
 — und Brenngeschwindigkeit 10, 29.
 — und Mischungsverhältnis 45.
 — und Enddruck der Verdichtung 46.
 — und Verdünnung des Gemisches durch Auspuffgase 47.
 — und Selbstzündungstemperatur 48.
 — und Wirbelbewegung 90.
 — und Zündkerzenstellung 91.
 — und Zylindergröße 93.
 — und Zündkerzenelektroden 136.
 Drehzahl und Wirkungsgrad 64.
 — und Wärmeverlust 74.
 Drosselbetrieb, Gemischanreicherung 129.
 Druckschmierung 174.
 — Ölmenge 176.
 Durchwirbeln der Ladung 89.
 — und Detonation 90.
 Dynamometer der Versuchsmaschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis 38.

 Einlaßsteuerung 183.
 Elektroden für Zündkerzen 135.
 Enddruck der Verdichtung und Detonation 46.
 — Berechnung 58.
 Endpunkt der Verdampfung 16.
 Endtemperatur und Verdichtungsverhältnis 44.
 Energiediagramm eines Brennstoffes 60.
 Entwurf des Indikatordiagramms 64.
 — der Maschine 136.
 Expansion, Endtemperatur 62.
 — und Wärmeverlust 68.

 Feder für Ventile, Beanspruchung 200.
 — Entwurf 214.
 — Schwingung 216.
 Federteller für Tankmaschine 362.
 Fiat-Flugmotor 320.
 Filter für Schmierung 179.

 Flugmotoren, Bauart 289.
 — Mercedes 293.
 — für Verkehrsflugzeuge 293.
 — für Höhenleistung 294, 323.
 — Sternform 295.
 — Umlaufmotoren 295, 308.
 — Napier 296, 318, 322.
 — Kühlung 299.
 — Zylinder 301.
 — Benz 303, 322.
 — Bristol Jupiter 310.
 — Siddeley 313.
 — Rolls-Royce 318.
 — Fiat 320.
 — Gebläse 324.
 Frischölschmierung 180.
 Frühzündung und Detonation 9.
 Führung für Kreuzkopfkolben 238.

 Gasgeschwindigkeit und Kolbendruck 78.
 — und volumetrischer Wirkungsgrad 81.
 — und Steuerung 184.
 Gasmaschinenversuche der Institution of Civil Engineers 83.
 Gasturbine für Auspuffgas 325.
 Gebläse für Flugmotoren 324.
 Gegengewichte für Kurbelwellen 152.
 — und Schwingungsdämpfer 360.
 Gemisch, Heizwert 8, 21.
 — und innere Verdampfungswärme 13.
 — Zumessung im Vergaser 122.
 — Anreicherung bei Drosselbetrieb 129.
 — Verteilung bei verschiedener Zylinderzahl 191.
 — Verteilung bei Betrieb mit Nachladung 331.
 Geschwindigkeit der Verbrennung 89.
 Gleitbackenstößel 202.
 Gleitschuhform für Kolben 230.
 Gnôme-Umlaufmotor 308.

 Härte und Lagerabnutzung 116.
 Härten von Kurbelwellen 153.
 Handelsbenzol 7.
 Harmonische Nockenform 210.
 Heizung des Vergasers 128.
 — der Ansaugleitung 145.
 Heizwert des Gemisches 8, 21.
 — und innere Verdampfungswärme 13.
 — von Brennstoffen 19.
 — und Leistung 19.

- Hilfsantriebe mit Ketten 168.
 — mit Zahnradern 171.
 — bei Tanks 346.
 Hispano-Suiza-Flugmotoren-Zylinder 301, 306.
 Höhenleistung bei Flugmotoren 294, 323.
 Höhenregler für Vergaser 131, 323.
 Indikatordiagramm, Entwurf 64.
 Innennocken 212.
 Institution of Civil Engineers, Gasmaschinenversuche 83.
 Intensität des Zündfunken und Wirkungsgrad 133.
Kette für Hilfsantriebe 168.
Kolben aus Aluminium 118, 223.
 — Entwurf 218.
 — Lauffläche 219.
 — Reibung 220.
 — Wärmeableitung 223.
 — Ölableitung 224.
 — der Gleitschuhform 230.
 — Schlagen 232.
 — Spiel im Zylinder 233.
 — Kreuzkopfbauart 235.
 — für Tankmaschinen 359.
Kolbenbolzen und Schmierung 116.
 — Entwurf 159.
 — drehbarer 160.
 — Baustoff 161.
Kolbendruck und Brennstoff 66.
 — und Geschwindigkeit 78.
 — Berechnung 284.
Kolbenreibung und Kühlwassertemperatur 77.
 — Berechnung 285.
Kolbenringe, Pumpwirkung 224.
 — Bauart 234.
Kolbenschmierölpumpe 177.
Kompressor für Luftzusatz 329.
Kraftfahrzeug, Maschine 243.
 — Antriebsleistung 245.
Kreisprozeß, Temperaturen 52.
Kreuzkopfkolben 235.
 — für Tankmaschinen 360.
Kühlung einer Rennwagenmaschine 280.
 — bei Flugmotoren 299.
 — bei Zweimetallzylindern 301.
Kühlwassertemperatur und Wärmeverlust 67, 74.
 — und Zylinderverlust 75.
Kühlwassertemperatur und volumetrischer Wirkungsgrad 76.
 — und Kolbenreibung 77, 221.
Kühlwirkung und Schmierung 114.
 — bei Kreuzkopfkolben 238.
Kurbelgehäuse, Baustoff 140.
 — Resonanz 141.
Kurbelwelle, Baustoffe 150.
 — Gegengewichte 152.
 — Einsatzhärtung 153.
 — Lager 154.
 — Abnutzung 154.
 — geteilte 280.
 — für Tankmaschinen 344, 360.
Lager, Belastungszahl 118, 164.
 — Zapfenverhältnis 119.
 — für Kurbelwellen 154.
 — für Pleuelstangen 157.
 — für einen Motorradmotor 166.
 — für Tanks 343.
Lagerabnutzung und Schmierung 111.
 — und Belastung 112.
 — und Härte 116.
 — Spiel 175.
Lagerschalen aus Aluminium 117.
Lauffläche bei Kolben 219.
Leistung und Temperatur bei Beginn Verdichtungshub 13.
 — und Heizwert 19.
 — und Brennstoff 26.
 — und Mischungsverhältnis 50.
 — und Kühlwassertemperatur 74.
 — und Ventilzahl 80, 130.
Liberty-Flugmotoren-Zylinder 305.
Luftfahrzeug und Brennstoff 26.
Luftgeschwindigkeit im Vergaser 126.
Luftkühlung bei Flugmotoren 360.
 — und Wirkungsgrad 361.
Luftverbrauch und Wirkungsgrad 104.
 — und Verdichtungsverhältnis 108.
Luftzusatz-Kompressor 328.
Maschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis 34.
 — Wirkungsgrad 38.
 — Zündung 38.
 — Dynamometer 38.
 — Brennstoff-Messeinrichtung 40.
Maybach-Flugmotoren-Zylinder 303.
Mechanischer Wirkungsgrad von Tankmaschinen 349.
Mercedes-Flugmotor 293.

- Mercedes-Flugmotoren-Zylinder 302.
 Mischungsverhältnis und Detonation 45.
 — und Wirkungsgrad 49, 107.
 — und Leistung 50.
 — beim Zenith-Vergaser 124.
 — und Luftdruck 131.
 Morgan, Ausgleich f. Ventilspiel 314.
 Motorradmotor, Lagerung 166.
 — von Barr & Stroud 269.
- Naphthenartige Bestandteile des Benzins 5.
 Napier Lion-Flugmotor 296, 318.
 Nocken, Winkel bei Steuerung 186.
 — Entwurf 197.
 — nach Cousins 204.
 — für Pilzstößel 210.
 — harmonische 210.
 — innen steuernde 212.
 — für Tankmaschinen 352.
 Nockenwelle, Antrieb 168.
- Öl im Verbrennungsraum 224.
 Ölfilter 179.
 Öligkeit der Schmierung 113.
 Ölpumpe, Antrieb 168.
 — Bauarten 176.
 — bei Tanks 344.
- Paraffinartige Bestandteile des Benzins 5.
 Picard-Pictet, Schiebermotor 260.
 Pilzstößel 203.
 — Nockenform 210.
 Pleuelstange, Entwurf 155.
 — Lagerschalen 157.
 — Baustoff 158.
 — Ausbauen bei Tanks 343.
 Prüfung von Maschinen für Tanks 347.
 Pumpverluste, Berechnung 285
 Pumpwirkung der Kolbenringe 224.
- Rauchen des Auspuffs 225.
 Regler für Tanks 346.
 Reibung in Lagern 111.
 — und Belastung 112.
 — des Kolbens 220.
 — in Tankmaschinen 349.
 Rennwagen, mittlere Leistung 252.
 — Entwurf 269.
 — von Vauxhall 271.
 le Rhône-Umlaufmotor 309.
 Ricardo-Verbrennungsraum 98.
- Rollenstößel 201.
 Rolls-Royce-Flugmotor 305, 318.
- Saughub, Temperatur 52.
 Schiebermotoren, Bauart 259.
 — nach Daimler 259.
 — nach Burt von Picard-Pictet 260.
 — nach Burt 261.
 — nach Burt von Argyll 261.
 — Berechnung der Schlitz 262.
 — von Barr & Stroud 269.
 Schlagen der Kolben 232.
 Schlitzberechnung bei Schiebermotoren 262.
 Schmieröle, Arten 120.
 Schmierung und Lagerabnutzung 111.
 — und Öligkeit 113.
 — und Kühlwirkung 114.
 — und Kolbenbolzen 116.
 — Arten 174.
 — Überdruckventil 177.
 — Filter 179.
 — Zentrifugen 180.
 — mit Frischöl 180.
 — der Daimler-Co. 182.
 — und Verbrennungsraum 224.
 — bei Kreuzkopfkolben 238.
 — bei Maschinen für Tanks 343, 344, 361.
- Schwefelkohlenstoff, Selbstzündungstemperatur 48.
 Schwingungen der Ventildfeder 216.
 Schwingungsdämpfer für Tankmaschine 361.
 Sechszylindermaschine, Steuerung 194.
 Selbstzündungstemperatur und Detonation 48.
 — von Schwefelkohlenstoff 48.
 Siddeley-Flugmotor 313, 306.
 Spiel im Lager 175.
 — der Kolben 233.
 — der Stößel 314.
 Spiritus 7.
 Steigfähigkeit des Kraftwagens 248.
 Sternform-Flugmotoren 295.
 Steuerdaumen s. Nocken.
 Steuerung, Entwurf 183.
 — Einfluß des Nockenwinkels 186.
 — Einfluß der Saugleitung 189.
 — Einfluß der Zylinderzahl 190.
 — Vierzylindermaschine 192.
 — Sechszylindermaschine 194.
 — Voranheben der Ventile 213.
 — f. Schiebermotoren 259.

- Steuerung von Tankmaschinen 352, 362.
 Stiftschrauben in Aluminium 143.
 Stößel und Ventilbeschleunigung 201.
 Straßenfahrzeuge, Maschinen 243.
 — Antriebsleistung 245.
 Stromerzeuger, Antrieb 168.
 Sunbeam-Flugmotoren-Zylinder 305.
- Tanks**, Kühlung der Kreuzkopfführung 238.
 — Maschinen 336.
- Temperatur, absolute, beim Verdichtungshub 12, 57.
 — und Leistung 13.
 — des Kreisprozesses 52.
 — der Verbrennung 58.
 — Expansion 62.
 — Auspuff 63.
 — Kühlwasser 74.
 — und Kolbenreibung 221.
- Thermischer Wirkungsgrad und Brennstoff 21.
 — und Zylinderzahl 23.
 — und Verdichtungsverhältnis 23.
 — von Tankmaschinen 350.
- Toluolwert eines Brennstoffes 9.
 — für Luftfahrzeuge 28.
- Turbulenz der Ladung 89.
 — und Detonation 90.
- Überdecken** der Ansaugvorgänge 191.
 — von Einlaß- und Auslaßvorgang 193.
 Überdruckventil für Schmierung 177.
 Überverdichten bei Flugmotoren 332.
 Umlauf-Flugmotoren 295.
- Vauxhall**, Motor 255.
 — Rennmotor 271.
- Ventilanordnung und Verbrennungsraum 94.
 — und Wirkungsgrad 102.
- Ventilator, Antrieb 168.
- Ventile, Entwurf 161.
 — Beschleunigungen 200.
- Ventilfeder, Beanspruchung 200.
 — Entwurf 214.
- Ventillose Schmierölpumpe 177.
- Ventilspiel, Ausgleich nach Morgan 314.
- Ventilstößel und Beschleunigung 201.
- Ventilzahl und Leistung 80, 163.
- Verbrennung und Wärmeverlust 68.
 — von Schmieröl 226.
- Verbrennungsgeschwindigkeit und Turbulenz 89.
- Verbrennungsmaschine, Anwendungen 2.
 — Beurteilung von Brennstoffen 8.
 — Entwurf 136.
 — Baustoffe 140.
 — für Straßenfahrzeuge 243.
 — von Vauxhall 255.
- Verbrennungsraum und Wärmeverlust 74, 88.
 — und Ventilanordnung 94.
 — nach Ricardo 98.
 — und Wirkungsgrad 102.
 — und Öl 224.
- Verbrennungstemperaturen 58.
- Verdampfbarkeit von Benzin 6.
 — von Brennstoffen 16.
 — und Zylinderzahl 16.
- Verdampfung im Zylinder 12, 56.
 — Endpunkt 17.
- Verdampfungswärme, innere, des Brennstoffes 10.
 — und Gemischheizwert 13.
- Verdichtungshub, Temperaturen 12, 57.
 — und Leistung 13.
- Verdichtungsverhältnis und thermischer Wirkungsgrad 23.
 — der Versuchsmaschine 38.
 — und Endtemperatur 44.
 — und Wärmeverteilung 71.
 — und Luftverbrauch 108.
 — und Zündkerzenelektroden 136.
 — bei Flugmotoren 332.
- Vergaser und Gemisch-Zumessung 122.
 — nach Zenith 124.
 — und Zerstäubung 125.
 — und Luftgeschwindigkeit 126.
 — nach Claudel 127.
 — und Heizung 128.
 — und Gemischanreicherung bei Drosselbetrieb 129.
 — und Anlassen 130.
 — und Höhenregler 131, 325.
- Verkehrsflugzeuge, Flugmotoren 293.
- Versuchsmaschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis 34.
 — Wirkungsgrad 38.
 — Zündung 38.
 — Dynamometer 38.
 — Brennstoffmeßeinrichtung 40.
- Vierzylindermaschine, Steuerung 192.
- Volumetrische Wirkungsgrade bei Benzin- und Spiritusbetrieb 14.
 — und Kühlwassertemperatur 76.

- Volumetrische Wirkungsgrade und Gasgeschwindigkeit 81.
 — bei Überverdichtung 333.
 Voranheben der Steuerventile 213.
 Vorverdichtung bei Flugmotoren 324.
 — nach Clerk 328.
 Vorzündung und Zündkerzenstellung 93.
- Wärmeableitung von Kolben 222.
 Wärmeverteilung 67.
 — und Verbrennung 68.
 — und Expansion 68.
 — und Auspuff 69.
 — und Zylinderwände 70, 75.
 — und Verdichtungsverhältnis 71.
 — und Drehzahl 74.
 — und Verbrennungsraum 74, 88.
 — und Kühlwassertemperatur 74.
 — und Zylinderabmessungen 88.
 — in Tankmaschinen 353.
 Wasserpumpe, Antrieb 168.
 — für Tanks 346.
 Wasserstoff, Versuche 73.
 Wirkungsgrad, volumetrischer, bei Benzin- und Spiritusbetrieb 14.
 — thermischer und Brennstoff 21.
 — der Versuchsmaschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis 38.
 — und Brennstoffgehalt des Gemisches 49, 107.
 — und Zylinderzahl 54.
 — und Drehzahl 64.
 — und Zylindergröße 64, 82.
 — und Verbrennungsraum 102.
 — und Luftverbrauch 104.
 — und Zündfunkenintensität 133.
 — und Luftkühlung 361.
- Zahnräder für Hilfsantriebe 171.
 Zahnrad-Schmierölpumpe 176.
 Zapfenverhältnis bei Lagern 119.
 Zenith-Vergaser 124.
 Zentrifuge für Schmierung 180.
 Zündfähigkeit, Grenzen 48.
 Zündfunkenintensität und Wirkungsgrad 133.
 Zündkerzenbauart 134.
 — Elektroden 135.
 Zündkerzenstellung und Detonation 91.
 — und Auspuffventil 91.
 — und Vorzündung 93.
 Zündmagnet, Antrieb 168.
 Zündung bei der Versuchsmaschine mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis 38.
 — Arten 133.
 Zumessung von Gemisch im Vergaser 122.
 Zusatz von Auspuffgas zum Gemisch 47, 335.
 Zylinder, Verdampfung 12.
 — und Wärmeverluste 70, 75.
 — und Kühlwassertemperatur 76.
 — Baustoffe 143.
 — Bearbeitung 143.
 — Laufbüchsen 147.
 — Zweimetallbauart 301.
 — für Flugmotoren 301.
 Zylindergröße und Wirkungsgrad 64, 82.
 — und Detonation 93.
 Zylinderkopf, Formgebung 102.
 — abnehmbarer 144.
 Zylinderzahl und Verdampfbarkeit 16.
 — und therm. Wirkungsgrad 23, 51.
 — und Luftgeschwindigkeit im Vergaser 126.
 — und Steuerung 190.

Untersuchungen über den Einfluß der Betriebswärme auf die Steuerungseingriffe der Verbrennungsmaschinen. Von Dr.-Ing. **C. H. Güldner**. Mit 51 Abbildungen im Text und 5 Diagrammtafeln. (128 S.) 1924. RM 5.10; gebunden RM 6.—

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Kraftgasanlagen. Von Maschinenbaudirektor Dr.-Ing. e. h. **Hugo Güldner**, Aschaffenburg. Dritte, neubearbeitete und bedeutend erweiterte Auflage. Mit 1282 Textfiguren, 35 Konstruktionstafeln und 200 Zahlentafeln. (809 S.) Dritter, unveränderter Neudruck. 1922. Gebunden RM 42.—

Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen. Eine Einführung von Studienrat a. D. **Franz Seufert**, Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 93 Abbildungen und auf 3 Tafeln. (128 S.) 1926. RM 3.60

Ⓜ **Kleine Verbrennungskraftmaschinen für flüssige Brennstoffe.** Ein Lehr- und Handbuch für Ingenieure, Konstrukteure, Studierende, Klein-gewerbetreibende, Monteure usw. Von Ingenieur **Ludwig Ptaczowsky**. Mit 119 Abbildungen und 13 Tabellen. (234 S.) 1919. (Technische Praxis, Band XXIII.) Ppd. gebunden RM 1.50
Ging Ende 1924 von der Waldheim-Eberle A.-G. (Wien) in meinen Verlag über.

Schnellaufende Dieselmotoren. Beschreibungen, Erfahrungen, Berechnung, Konstruktion und Betrieb. Von Marinebaurat Professor Dr.-Ing. **O. Föppel**, Braunschweig, Oberingenieur Dr.-Ing. **H. Strombeck**, Leunawerke und Professor Dr. techn. **L. Ebermann**, Lemberg. Dritte, ergänzte Auflage. Mit 148 Textabbildungen und 8 Tafeln, darunter Zusammenstellungen von Maschinen von AEG, Benz, Daimler, Danziger Werft, Deutz, Germaniawerft, Görlitzer M.-A., Körting und MAN Augsburg. (246 S.) 1925. Gebunden RM 11.40

Ⓜ **Der Einblase- und Einspritzvorgang bei Dieselmotoren.** Der Einfluß der Oberflächenspannung auf die Zerstäubung. Von Dr.-Ing. **Heinrich Triebnigg**, Assistent an der Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinenbau der Technischen Hochschule Graz. Mit 61 Abbildungen im Text. (144 S.) 1925. RM 11.40; gebunden RM 12.90

Ölmotoren. Wissenschaftliche und praktische Grundlagen für Bau und Betrieb der Verbrennungsmotoren. Von Professor **St. Löffler**, Berlin und Professor **A. Riedler**, Berlin. Mit 288 Textabbildungen. (532 S.) 1916. Unveränderter Neudruck. 1922. Gebunden RM 18.—

Ölmotoren, ihre theoretischen Grundlagen und deren Anwendung auf den Betrieb unter besonderer Berücksichtigung von Schiffsbetrieben. Von Marine-Oberingenieur a. D. **Max Wilh. Gerhards**. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 77 Textfiguren. (168 S.) 1921. Gebunden RM 5.80

Schiffs-Ölmotoren. Ein Handbuch zur Einführung in die Praxis des Schiffsölmotorenbetriebes. Von Direktor Dipl.-Ing. Dr. **Wm. Scholz**, Hamburg. Dritte, verbesserte und erheblich erweiterte Auflage. Mit 188 Textabbildungen und 1 Tafel. (276 S.) 1924. Gebunden RM 13.50

Die mit Ⓜ bezeichneten Werke sind im Verlag von Julius Springer in Wien erschienen.

Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff.

Ein Lehrbuch für den Selbstunterricht und für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Dr.-techn. **A. Heller**, Berlin. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. In zwei Bänden.

Erster Band: **Motoren und Zubehör.** Mit 811 Textabbildungen. (442 S.)
1925. Gebunden RM 33.—

Zweiter Band: In Vorbereitung

Der Wärmeübergang und die thermodynamische Berechnung der Leistung bei Verpuffungsmaschinen insbesondere bei Kraftfahrzeugmotoren.

Von Dr.-Ing. **August Herzfeld.** Mit 27 Textabbildungen.
(100 S.) 1925. RM 6.—

Die Hochleistungs-Dieselmotoren.

Von **M. Seiliger**, Ingenieur-Technolog.
Mit 196 Textabbildungen und 43 Zahlentafeln. (246 S.)
Erscheint Ende März 1926

Graphische Thermodynamik und Berechnen der Verbrennungsmaschinen und Turbinen.

Von Ingenieur-Technolog **M. Seiliger.** Mit
71 Abbildungen, 2 Tafeln und 14 Tabellen im Text. (258 S.) 1922.
RM 6.40; gebunden RM 8.—

Außergewöhnliche Druck- und Temperatursteigerungen bei Dieselmotoren.

Eine Untersuchung. Von Dr.-Ing. **R. Colell.** Mit 26 Textfiguren.
(74 S.) 1921. RM 2.40

Der Glühkopfmotor in Schiffahrt, Industrie und Landwirtschaft.

Von Oberingenieur **Siegbert Welsch.** Mit 85 Abbildungen im Text und
24 Tabellen. (126 S.) 1925. RM 7.20

Der Bau der Starrluftschiffe.

Ein Leitfaden für Konstrukteure und Statiker. Von Oberingenieur **Johannes Schwengler.** Mit 33 Textabbildungen.
(99 S.) 1925. RM 4.80

Flugzeugstatik.

Von Dipl.-Ing. **Aloys van Gries.** Mit 207 Textfiguren.
(392 S.) 1921. RM 18.—

Flugzeugbaukunde.

Eine Einführung in die Flugtechnik. Von Dr.-Ing.
H. G. Bader. Mit 94 Bildern im Text. (121 S.) 1924.
RM 4.80; gebunden RM 5.40