000597

Übersicht

Zur Klärung des Einflusses der verschiedenen Betriebszustände auf den Zündverzug wurden Untersuchungen mit Hilfe eines besonders entwickelten Meßverfahrens durchgeführt. Die unter Verwendung dieses Verfahrens durchgeführte Kraftstoffprüfung bewertet den Kraftstoff nach der Länge seines Zündverzugs.

Gliederung

I. Stand der Prüfverfahren für Dieselkraftstoffe
1. Laboratoriumsverfahren
2. Prüfung in Verbrennungsbomben
3. Motorische Prüfverfahren

II. Untersuchungen über die Einflüsse auf den Zündverzug
1. Meßgeräte
2. Ergebnisse

III. Kraftstoff-Prüfung mit dem F K F S - Verfahren

IV. Schlußbemerkung

Der Bericht umfaßt: 10 Seiten Beschreibung,
9 Abbildungen.

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen
und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

Abteilungsleiter:
L. H u b e r

Bearbeiter:
H. E r n s t / W. G r o s s

Stuttgart, den 22. Dezember 1938 .

FKFS Nr. 284

Stand der Prüfverfahren für Dieselkraftstoffe

Die Beurteilung von Dieselkraftstoffen verlangt neben anderen Messungen hauptsächlich die Feststellung des Zündverhaltens, für das man drei verschiedene Verfahrensarten kennt:

1. Laboratoriumsverfahren,
2. Prüfung in Verbrennungsbomben,
3. Motorische Prüfverfahren.

1. Die Laboratoriumsverfahren wurden entwickelt, um die Prüfung sowohl hinsichtlich Dauer wie Umfang möglichst weitgehend zu vereinfachen und um die Umsetzung des Kraftstoffes unter motorischen oder motorähnlichen Aufwendungen zu vermeiden. Zur Wertung des Zündverhaltens werden gewisse chemische oder physikalische Eigenschaften der Kohlenwasserstoffe verwendet, die einen empirisch gefundenen Zusammenhang mit dem Zündverhalten aufweisen.

Das von Kreulen [1] angegebene Verfahren bestimmt mit Hilfe der Ringanalyse die Anteile der verschiedenen, gut und schlecht zündenden Kohlenwasserstoffe und hieraus mit einer empirisch aufgestellten Gleichung den Cetenwert des Kraftstoffs.

Weitere Verfahren verwenden den ebenfalls empirisch festgestellten Zusammenhang einer einzelnen physikalischen Größe mit dem Zündverhalten. Solche Größen sind Dieselindex bzw. Anilinpunkt, Brechungsindex, Heizwert, Kohlenstoff-Wasserstoffverhältnis, Zähigkeits-Dichteverhältnis, Parachor bzw. Dichte.

Heinze und Marder [2] haben darauf hingewiesen, daß außer einer dieser Größen auch jeweils das Molekulargewicht bzw. die dem Molekulargewicht ungefähr verhältige Siedekennziffer zu berücksichtigen ist. Je größer das Molekulargewicht einer Kohlenwasserstoffreihe, desto größer ist die Zerfallsneigung und damit desto besser die Zündeigenschaft.

Bei der Zündwertermittlung mit dem Zündwertprüfer nach Jentzsch werden Kraftstofftropfen dem veränderlichen Einfluß von Sauerstoffdichte und Temperatur unter gewöhnlichem Luftdruck ausgesetzt. Sauerstoffblasenzahl, Temperatur und Zündverhalten bilden die Grundlage für die Ermittlung einer Vergleichszahl für den Cetenwert.

Diese Laboratoriumsverfahren sind sehr einfach im Aufbau und deshalb billig in der Anschaffung. Die Wiederholbarkeit der Ergebnisse ist im allgemeinen gut; auch die Zündwertprüfung soll neuerdings durch Berücksichtigung des Einflusses der Luftverhältnisse gut wiederholbare Ergebnisse liefern. Die Bewertung des Kraftstoffs wird unabhängig von einer bestimmten Motorausführung durchgeführt.

Diesen Vorteilen steht, da der Vergleich empirisch gewonnen wird, der Nachteil einer gewissen Abweichemöglichkeit von den mo-

---

Die in eckigen Klammern befindlichen Zahlen beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Schluß der Arbeit.

torisch ermittelten Werten gegenüber, die auch bei dem jetzigen Entwicklungsstand der Verfahren noch vorhanden ist.

Eine Bewertung des Kraftstoffs muß stets von seinem Verhalten im Motor und damit auch im Prüfmotor ausgehen. In dem Maße, wie es den Laboratoriumsverfahren gelingt, die motorische Bewertung zu treffen, können sie im jeweiligen Falle an deren Stelle treten, diese jedoch nie ausschalten.

2. Die Prüfung in Verbrennungsbomben ist unter Verhältnissen möglich, welche den im Motor während der Einspritzung und Zündung herrschenden Zuständen im wesentlichen entsprechen. Da die Verbrennung unter gleichbleibenden Raumverhältnissen vor sich geht, weicht sie von dem Vorgang im Motor vor allem in der zweiten Hälfte ab. Die Abweichung während der Zeit des Zündverzugs ist offensichtlich gering. Wie den Messungen von Selden [3] zu entnehmen ist, ergeben sich bei richtiger Wahl der Versuchsbedingungen Zündverzugswerte der gleichen Größe, wie sie bei Verwendung des gleichen Kraftstoffs im Motor beobachtet werden.

Mikkailowa und Neumann [4] führten eine vollständige Cetenbewertung in einer Verbrennungsbombe auf der Grundlage der Zündverzugsbestimmung durch und verglichen sie mit den im Waukesha-Motor festgestellten Werten. Die Ergebnisse in der Bombe zeigten mit den motorisch ermittelten Werten innerhalb der versuchsmäßigen Fehlergrenzen gute Übereinstimmung.

In der Bombe ist somit eine Prüfung des Kraftstoffs auf der Grundlage der Zündverzugsfeststellung an sich möglich. Die Prüfung ist jedoch sehr zeitraubend und der Umfang der gesamten Versuchsanlage ist so groß, daß die Verbrennungsbombe für eine praktische Kraftstoffprüfung wohl nicht in Frage kommen kann.

3. a) Eine erste Gruppe von motorischen Prüfverfahren prüft den Kraftstoff in dem Grenzfall eines Betriebszustandes, z.B. beim kleinsten Verdichtungsverhältnis oder beim niedersten Ansaugdruck, bei dem noch Zündung eintritt. Der Kraftstoff wird dabei nach der Lage dieses Grenzfalls im Vergleich zu der von entsprechenden Bezugs-Kraftstoffmischungen bewertet.

Diese Verfahren kennzeichnen im wesentlichen das Anlaßverhalten des Kraftstoffs.

An praktischen Prüfverfahren dieser Art ist das Verfahren von Pope und Murdock [5] bekannt, welches das kleinste sogenannte kritische Verdichtungsverhältnis des Kraftstoffs bestimmt. Durch die lange Einspritzzeit von 3 s ist bei Nichtzündung die Gefahr der Verschmutzung des Brennraums vorhanden.

Die Waukesha Motor Co. verbesserte dieses Verfahren, indem auf 60 Umdrehungen jeweils nur 2 Brennstoffschüsse gegeben werden.

Beim DVL-Aussetzerverfahren wird die Verdichtung so weit herabgesetzt, bis sich Aussetzer zeigen.

000599

Beim Prüfverfahren des Heereswaffenamts [6] wird durch Verändern der Drosselstellung derjenige Unterdruck eingestellt, bei dem mit 10 aufeinander folgenden Einspritzungen noch Zündung eintritt. Um eine Aufheizung des Brennraums zu vermeiden, erfolgen die Einspritzungen in Abständen von je 10 s.

Die praktisch in Anwendung befindlichen Anlaßverfahren haben den Vorzug verhältnismäßig geringen baulichen Aufwands und leichter Bedienbarkeit. Das Einhalten von Grenzbedingungen hat jedoch zur Folge, daß z.B. Zündverzüge bis 180° KW auftreten können, daß die Zündung u.U. von Reaktionen ausgeht, die sich im Zündungsverhalten vom eingespritzten Kraftstoff erheblich unterscheiden können und daß ferner der Zündungsvorgang sich bei Temperaturen von 250 bis 400 °C gegenüber dem üblichen Motorbetrieb bei 500 bis 800 °C abspielt.

Das Anlaßverhalten eines Kraftstoffs ist also nicht ohne weiteres auf den üblichen Betriebszustand eines Motors zu übertragen.

b) die zweite Gruppe der motorischen Verfahren prüft den Kraftstoff bei gewöhnlichem Arbeiten des Motors unter Beurteilung einer den Betriebszustand kennzeichnenden Größe wie z.B. des Verdichtungsverhältnisses oder des Zündverzugs.

Es ist zweckmäßig, diese Prüfung unter motorisch schwierigen Verhältnissen durchzuführen, also z.B. mit unmittelbarer Einspritzung, weil die so geprüften Kraftstoffe bei Motoren mit konstruktiven Zünderleichterungen keinesfalls versagen werden.

Bei der Bewertung des Kraftstoffs wird der Einfluß der Kraftstoffeigenschaft auf eine Veränderliche festgestellt, während der übrige Betriebszustand unverändert gehalten wird. Als veränderliche Größe kann die Einspritzmenge nicht verwendet werden, da sie praktisch keinen Einfluß auf den Zündungsvorgang hat. Ferner sind auch die Drehzahl und der Spritzbeginn wegen meßtechnischer Schwierigkeiten vorerst nicht verwendbar, so daß sich bis jetzt nur Verfahren bei veränderlicher Verdichtung und bei veränderlichem Zündverzug durchsetzen konnten.

Das Verfahren mit veränderlicher Verdichtung wurde in Amerika am CFR-Motor von Schweitzer und Hetzel [7] entwickelt. Auch in neuester Zeit [8] wurde von der A.S.T.M. dieses Verfahren unter Verwendung einer von Rendel entwickelten Meßanordnung zur Bestimmung des Zündverzugs als einheitliches Prüfverfahren für Dieselkraftstoffe vorgeschlagen.

Das bekannte Verfahren der I.G. Farben [9] prüft auf der gleichen Grundlage. Die genaue Gleichhaltung des Zündverzugs wird bei diesem Verfahren dadurch gewährleistet, daß der Verlauf des Verbrennungsdrucks mit einer Braun'schen Röhre aufgenommen wird und der durch einen Einspritzkontakt und den Knick im Druckdiagramm gekennzeichnete Zündverzug durch ein besonderes Zeitablenkgerät auseinandergezogen wird.

Das Verfahren mit veränderlicher Verdichtung und gleichbleibendem Zündverzug bietet zweifellos gewisse meßtechnische Vorteile. Die Verdichtungsstellung kann sehr genau bestimmt werden. Das

Ende des Zündverzugs, der mit dem Einsetzen der Zündung verbundene Druckanstieg, kann in die Nähe des o. T. gelegt werden, so daß er verhältnismäßig leicht bestimmt werden kann, insbesondere bei niederer Drehzahl. Der gesamte praktisch in Frage kommende Cetenzahlbereich kann mit der gleichen Grundeinstellung durchgemessen werden. Mit der Veränderung der Verdichtung ist jedoch grundsätzlich eine Veränderung des Brennraums verbunden. Die Kraftstoffe werden bei sehr unterschiedlichen Temperaturzuständen im Motor geprüft, was bei dem Verstellbereich der Verdichtung von 10 bis 25 nicht ohne Einfluß sein dürfte.

Das Prüfvorgehen, das bei gleichbleibendem Verdichtungsverhältnis den Kraftstoff nach der Länge seines Zündverzugs bewertet, wurde von Boerlage zuerst vorgeschlagen. Nach seinem Vorbild wurde auch bei der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt an einem Slowak-Einzylindermotor ein Verfahren entwickelt, bei dem die Prüfung des Kraftstoffs durch Zündverzugsbestimmung bei verschiedenen, aber jeweils gleichbleibenden Verdichtungsstufen durchgeführt wird.

Die Untersuchung des Kraftstoffs nach der Länge seines Zündverzugs entspricht den praktischen Motorbedingungen am besten. Dagegen ist dieses Verfahren meßtechnisch am schwierigsten zu beherrschen, denn einerseits kann der Zündbeginn je nach der Güte des Kraftstoffs wesentlich vor oder nach O. T. liegen und ist damit aus einem Druckdiagramm nicht ohne weiteres mit ausreichender Genauigkeit feststellbar. Andererseits nimmt der Zündverzug mit höherer Cetenzahl immer weniger ab, so daß bei Kraftstoffen mit sehr guter Zündwilligkeit eine große Meßgenauigkeit erforderlich ist. Gegen dieses Verfahren wird weiter noch eingewendet, daß gute Kraftstoffe zu kurze, schlechte Kraftstoffe aber zu lange Zündverzugszeiten ergeben [10]. Diese Verhältnisse werden sich jedoch auch im praktischen Motorbetrieb zeigen, der ja gleichbleibendes Verdichtungsverhältnis voraussetzt.

Wenn man auch im Gegensatz zu den Prüfverfahren an Otto-Motoren nach den bis jetzt vorliegenden Erfahrungen [11] besonders bei gleichartigen Verfahren verhältnismäßig geringe Unterschiede in der Beurteilung der Dieselkraftstoffe feststellen konnte, so sollte man doch bestrebt sein, das Prüfverfahren den beim praktischen Motorbetrieb vorliegenden Verhältnissen möglichst weitgehend anzupassen.

Das im Stuttgarter Kraftfahrinstitut entwickelte Prüfverfahren für Dieselkraftstoffe führt deshalb die Bewertung nach der Länge des Zündverzugs durch und läßt den übrigen Betriebszustand des Motors unverändert.

Untersuchungen über die Einflüsse auf den Zündverzug

1. Meßgeräte

Der für die Messungen verwendete FKFS-Dieselprüfmotor wurde für grundsätzliche Untersuchungen über die Wechselbeziehungen zwischen Motor und Kraftstoff entwickelt. Ohne besondere bauliche Abänderungen kann an diesem Motor in kurzer Zeit eine weitgehende Änderung der Betriebsverhältnisse durchgeführt werden. Bei 100 mm Bohrung und 130 mm Hub beträgt der Hubraum 1 Liter.

000600

Die höchste Betriebsdrehzahl liegt bei 2500 U/min. Kurzzeitig kann auch mit 3000 U/min gefahren werden. Der Zylinderkopf erlaubt den Betrieb des Motors sowohl nach dem Otto- wie auch nach dem Dieselverfahren. Durch einfaches Umstecken von Brennern, Einsätzen und Einspritzdüsen können vier verschiedene Dieselarbeitsverfahren verwirklicht werden:

unmittelbare Einspritzung,
Vorkammer-,
Luftspeicher- und
MAN - Schußkanalverfahren (Abb. 1).

Dabei ist auf die möglichst genaue Angleichung an die Ausführung handelsüblicher Motoren geachtet worden. Für die ausschließliche Verwendung als Kraftstoffprüfmotor ist eine vereinfachte Ausführung des Zylinderkopfes vorgesehen. Mit Hilfe eines Schnecken- und Schraubentriebes kann die Zylinderstellung gegenüber dem Kurbelgehäuse verändert werden, so daß sich Verdichtungsverhältnisse zwischen 5 und 25 verwirklichen lassen (Abb. 2). Die Einspritzmenge, der Spritzbeginn und die Steuerzeiten können beliebig verändert werden. Ebenso kann durch entsprechende Heizung die Temperatur der Ansaugluft und durch Kühlanlagen die des Kühlwassers und des Schmieröles geregelt werden. Prüfmotor und elektrische Bremsanlage sind auf einem gemeinsamen Sockel aufgebaut.

Der FKFS-Dieselprüfmotor erlaubt also, alle praktisch in Frage kommenden Betriebsgrößen durch bequeme bauliche Änderungen beliebig einzustellen, so daß auch fast alle Kraftstoffprüfverfahren mit ihm durchgeführt werden können.

Zur Feststellung des Zündverzugs dient das FKFS-Zündverzugsmeßgerät. Der Spritzbeginn wird dabei mit einem besonders entwickelten Kontakt, der Verbrennungsbeginn mit Hilfe einer Photozelle angezeigt. Der Zündverzug kann laufend an einem Drehspulgerät abgelesen werden +).

Für genaue Messungen ist es notwendig, das Quarzfenster in Richtung auf den Zündherd einzubauen. Für diesen Fall stimmt auch die Anzeige der Photozelle mit der durch die Zündung hervorgerufenen Druckerhöhung überein, soweit diese aus einem Druckdiagramm mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden kann.

2. Ergebnisse

Im einzelnen wurde die Abhängigkeit des Zündverzugs von folgenden Veränderlichen festgestellt:

1. Drehzahl,
2. Verdichtungsverhältnis
3. Spritzbeginn,

+) Eingehende Beschreibung des Zündverzugsmeßverfahrens siehe: "Deutsche Kraftfahrtforschung im Auftrag des RMV. Technischer Forschungsbericht, Zwischenbericht Nr. 45 "Beschreibung zum Zündverzugsmeßgerät Bauweise FKFS".

4. Temperatur der Ansaugluft,
5. Temperatur des Kühlmittels,
6. Eingespritzte Kraftstoffmenge.

Der Zündverzug wurde in der für den motorischen Betrieb wichtigen Maßeinheit von ° KW ermittelt. Zum Vergleich seiner absoluten Größe wird er auch in Sekunden angegeben.

Mit zunehmender Drehzahl verkürzt sich der auf die Zeit bezogene Zündverzug (Abb. 3). Da in der Zeiteinheit mehr Wärme umgesetzt wird, erhöht sich die mittlere Temperatur im Brennraum und die Aufbereitung des Kraftstoffs bis zur Entzündung geht schneller vor sich. Diese Verbesserung der Wärmeverhältnisse im Brennraum reicht aber nicht aus, um bei Drehzahlerhöhung den Anteil des Zündverzugs am Kreisprozeß gleich zu halten. Dieser Anteil in ° KW nimmt deshalb gleichmäßig mit der Drehzahl zu. Die Änderung des Zündverzugs wird dabei vom Spritzbeginn nicht wesentlich beeinflußt. Im Gegensatz zu der stetigen Zunahme des in ° KW ausgedrückten Zündverzugs erreicht der auf die Zeit bezogene Zündverzug einen Mindestwert bei ungefähr 2100 U/min. Eine weitere Drehzahlsteigerung wird den Zündverzug nachteilig vergrößern, da der Zündungspunkt, auf die Kurbelstellung bezogen, (o.T.) zunehmend später liegt.

Die Steigerung des Verdichtungsverhältnisses hat durch die höhere Verdichtungstemperatur eine Verkürzung des Zündverzugs zur Folge (Abb. 4). Wie die Bombenversuche von Selden [3] ergeben haben, nimmt der Zündverzug nicht entsprechend der Temperaturerhöhung ab, die Abnahme wird vielmehr mit höherer Temperatur immer kleiner. Mit steigender Verdichtung werden auch die Wärmeverluste an die Brennraumwände sowie die Undichtigkeitsverluste immer grösser. Daher ergibt sich insgesamt eine Abhängigkeit des Zündverzugs, sowohl auf ° KW wie auf die Zeit bezogen, die mit höherem Verdichtungsverhältnis einem Grenzwert zustrebt. Die erwähnten Verluste bei größerer Verdichtung gehen anteilmäßig mit höherer Drehzahl immer mehr zurück, was sich z.B. bei Aufnahme einer Wärmeverteilung in einer entsprechenden Änderung der Kühlwasser- und Abgasanteile zeigt. Dadurch bleibt im Gebiet hoher Verdichtung der auf ° KW bezogene Zündverzug mit zunehmender Drehzahl gleich bzw. verkürzt sich entsprechend auf die Zeit bezogen. Demgegenüber tritt bei niederer Verdichtung keine Verkürzung des Zündverzugs mit höherer Drehzahl ein.

Für den Einfluß des Spritzbeginns auf den Zündverzug ist der Temperaturverlauf bei der Verdichtung maßgebend (Abb. 5). Dieser überschreitet ähnlich wie der Verdichtungsdruck im Bereich des o.T. einen Höchstwert. Infolgedessen wird der Zündverzug in den Stellen höchster mittlerer Temperatur einen Kleinstwert erreichen. Für die vorliegenden Messungen liegt der Bestwert bei 10 bis 15 ° KW Voreinspritzung. Ein höheres Verdichtungsverhältnis verlangt einen späteren Spritzbeginn für den kürzesten Zündverzug, weil durch den höheren Temperaturzustand der Zündverzug an sich schon kleiner ist und dadurch näher am oberen Totpunkt seinen Kleinstwert erreicht.

Bei adiabatischer Verdichtung wirken sich Unterschiede in der Anfangstemperatur auf die Endtemperatur viel stärker aus. Bei Erhöhung der Ansaugtemperatur wird daher die Verdichtungsendtemperatur entsprechend stärker erhöht (Abb. 6). Dadurch wird der Zündverzug mit höherer Temperatur der Ansaugluft gleichmäßig verkürzt.

Der Einfluß der Kühlwassertemperatur ergibt einen ähnlichen Verlauf. Durch den geringeren Einfluß der Wandtemperatur auf die Temperatur im Brennraum ist die Wirkung kleiner.

Bei höheren Drehzahlen ist der Einfluß verschiedener Kühlwassertemperaturen im Zündverzug nicht mehr bemerkbar.

Die eingespritzte Kraftstoffmenge zeigt selbst bei genauester Gleichhaltung der Versuchsbedingungen auch bei verschiedenen Drehzahlen und Ansaugtemperaturen für Einspritzmengen zwischen 20 und 50 mg/Hub keinen meßbaren Einfluß auf den Zündverzug.

Eine ähnliche Meßreihe wurde auch mit Vorkammerbetrieb durchgeführt. Es zeigen sich, von gewissen Besonderheiten der Vorkammer abgesehen, die gleichen Verhältnisse. Der Zündverzug war durchschnittlich größer, da er auf das Erscheinen der ersten Flamme im Hauptbrennraum bezogen wurde.

Aus den angeführten Ergebnissen ist zu folgern, daß, meßtechnisch gesehen, zweckmäßig ein Betriebszustand für die Prüfung eines Kraftstoffes angewandt wird, bei dem unmittelbare Einspritzung mit möglichst langem Zündverzug, also hohe Drehzahl und möglichst niederes Verdichtungsverhältnis, vorliegt.

Kraftstoff-Prüfung mit dem F K F S - Verfahren

Auf Grund der Vorversuche wurden die Betriebsverhältnisse des Motors für die Kraftstoff-Prüfung folgendermaßen festgelegt:

1. Unmittelbare Einspritzung
2. Drehzahl 1800 U/min
3. Voreinspritzwinkel 20 ° KW v.o.T.
4. Verdichtungsverhältnis 13
5. Temperatur der Ansaugluft 45 °C
6. Temperatur des Kühlmittels 70 °C
7. Temperatur des Schmieröls 70 °C
8. Eingespritzte Kraftstoffmenge 35 mm^3/Arbeitshub
9. Einspritzdruck 180 atü.

Die Prüfung wird mit unmittelbarer Einspritzung, also dem motorisch empfindlichsten Verfahren, durchgeführt.

Die Drehzahl wurde zu 1800 U/min gewählt, damit der Kraftstoff in einem für neuzeitliche Schnelläufer in Frage kommenden Drehzahlgebiet geprüft wird. Nebenbei ergaben sich damit mit dem größeren Zündverzug in °KW auch meßtechnische Vorteile.

Für die Festlegung des Voreinspritzwinkels auf 20 °KW v.o.T. war maßgebend, daß wohl zur Erhöhung der Meßgenauigkeit ein grösserer Zündverzug erwünscht wäre. Das Früherlegen des Spritzbeginns

ist jedoch dadurch begrenzt, daß infolge Schwierigkeiten bei der Verbrennung und durch mechanische Beanspruchung des Motors beim Betrieb mit schlechten Kraftstoffen die untere betriebsfähige Cetenzahlgrenze heraufgesetzt wird.

Mit dem Verdichtungsverhältnis 13 können alle praktisch für Fahrzeugmotoren in Frage kommenden Cetenzahlen von 40 bis 80 geprüft werden. Für etwas niedrigere oder höhere Cetenzahlen, die an sich mit gleicher Einstellung geprüft werden könnten, empfiehlt es sich, die Verdichtung auf 12 bzw. 15 zu verändern. Damit kann auch für diese Kraftstoffe die Bewertung genau durchgeführt werden.

Die Temperatur der Ansaugluft wird auf 45 °C gehalten, damit auch bei hoher Raumtemperatur noch ausreichende Einstellmöglichkeit vorliegt. Die Temperaturen des Kühlmittels und Schmieröls liegen innerhalb der praktisch üblichen Grenzen.

Die Einspritzmenge entspricht mit 35 mm^3/Arbeitshub einem mittleren Belastungszustand. Sie wurde nicht größer gewählt, da einerseits der Zündverzug von der eingespritzten Menge unabhängig ist, andererseits eine Verschmutzung des Quarzfensters, die bei höherer Belastung eher eintritt, vermieden wird. Der Abspritzdruck wurde auf einen üblichen Wert eingestellt.

Die Durchführung einer Prüfung wird auf folgende Weise vorgenommen:

Nachdem sich die erforderlichen gleichmäßigen Prüfbedingungen am Motor eingestellt haben, wird der Zündverzug mit den Kraftstoffproben ermittelt. Zu dieser Zündverzugsmessung, die je Kraftstoff etwa 5 Minuten in Anspruch nimmt, wird eine Eichkurve mit drei oder vier Bezugs-Kraftstoffmischungen aufgestellt, wie sie Abb. 7 zeigt. Aus ihr kann dann der Cetenwert der einzelnen Proben entnommen werden. Die Meßgenauigkeit beträgt ungefähr ± 0,25 °KW, was einer Genauigkeit in Cetenzahlen von ± 1,5 entspricht. Nach Prüfung von durchschnittlich 10 Kraftstoffen ist es zweckmäßig, das Quarzfenster zwecks Reinigung auszuwechseln.

Abb. 8 stellt das Ergebnis der Durchprüfung einer Reihe von Kraftstoffen dar. Zugleich sind die Grenzwerte aller motorischen Verfahren eingezeichnet, welche vom Ausschuß für Kraft- und Schmierstoffe in der Arbeitsgemeinschaft für Kraftfahrwesen für die gleichen Kraftstoffe festgestellt wurden [11]. Die obere Grenze des bezeichneten Gebietes wird im allgemeinen von den Werten des HWA-Motors und CFR-Motors, die untere Grenze vom DVL-Aussetzerverfahren gebildet. Die mit dem FKFS-Zündverzugs-Verfahren allerdings erst nachträglich nach Fertigstellung des Verfahrens festgestellten Cetenwerte liegen durchschnittlich etwas unterhalb der Mitte des eingegrenzten Gebiets. Abb. 9 zeigt einen Vergleich der mit dem HWA-Verfahren, I.G.-Prüfdieselverfahren und dem FKFS-Verfahren festgestellten Cetenwerte der untersuchten Kraftstoffe.

Schlußbemerkung

Für die Bewertung eines Diesel-Kraftstoffs im motorischen Betrieb sind die Verfahren mit veränderlicher Verdichtung und veränderlichem Zündverzug zweckmäßig.

Das Verfahren mit veränderlichem Zündverzug und gleichbleibender Verdichtung wurde zur Betriebsreife entwickelt, da es als einziges Verfahren den Betriebszustand des Motors nicht ändert und dem des heutigen Fahrzeugmotors weitgehend entspricht. Die Meßeinrichtung erlaubt ein Arbeiten ohne Oszillographen.

Dieses Verfahren ist

1. für die Bewertung der Dieselkraftstoffe brauchbar und kann auch
2. für die Zuordnung eines Kraftstoffs zu verschiedenen Motorverfahren dienen.

Zur Klärung des Einflusses gewisser Randgrößen auf diese Prüfung, wie z.B. der Drucksteigerung und des Höchstdruckes, sind weitere Untersuchungen vorgesehen.

000603

Schrifttumsangaben

[1] J.Inst.Petrol.Technologists 23 (253-265) 1937 DJW. Kreulen, "Beiträge zur Kenntnis der physikalischen und chemischen Konstanten von Gasölen mit verschiedenen Cetenzahlen"

[2] J.Inst.Petrol.Technologists, Vol. 23 Nr.168, Oct. 1937. R. Heinze und M. Marder: "The Determination of the Ignitability of Diesel Oils on a Laboratory Scale"

[3] NACA Report Nr.617, 1938 R.F.Selden: "Auto-Ignition and Combustion of Diesel Fuel in a Constant-Volume-Bomb"

[4] C.R. de l'Académie des Sciences de l'URSS 1936, Volume II Nr.4 M.N. Mikkailowa and M.B. Neumann: "The Cetene Scale and the Induction Period Preceding the Spontaneous Ignition of Diesel Fuels in Bombs"

[5] SAE-Transactions, März 1932 S.136-142 A.W. Pope and J.A. Murdock: "Compression-Ignition Characteristics of Injection-Engine Fuels"

[6] Oel und Kohle 12, H.18 Mai 1936, S.371 A. Hagemann und Th. Hammerich: "Neuzeitliche Prüfung von Kraftstoffen für den schnellaufenden Fahrzeug-Dieselmotor"

[7] SAE-Journal, Mai 1936, S.206-216, Schweitzer and T.B.Hetzel: "Cetane Rating of Diesel-Fuels"

[8] SAE-Journal, Vol.43 (1938) Nr.5, S.453 "Proposed Method of Test for Ignition Quality of Diesel Fuels"

[9] VDI Bd.82 (1938) Nr.39, S.1135 W. Wilke: "Prüfmotoren zur Klopfwertbestimmung von Kraftstoffen"

[10] VDI Bd.82 (1938) Nr.44, S.1285 Zinner: "Zündverzugsmessung zur Dieselkraftstoffprüfung"

[11] Oel und Kohle 14, 1938 S.341-350 Kessler: "Vergleichende Eignungsprüfung von Kraftstoffen durch motorische und laboratoriumsmäßige Prüfverfahren"

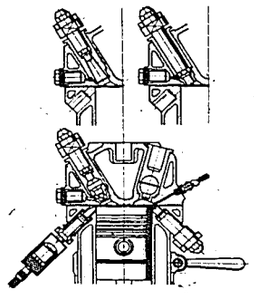


Abb. 1
Verbrennungsverfahren des FKFS-Dieselprüfmotors

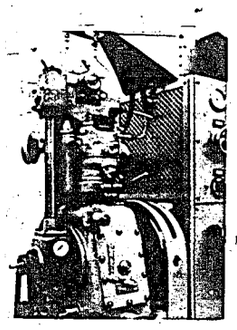


Abb. 2
Motorteil des FKFS - Dieselprüfmotors

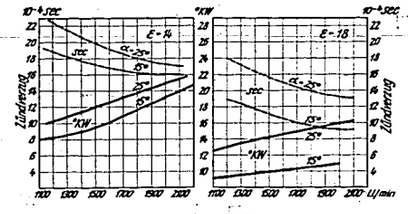


Abb. 3
Zündverzug und Drehzahl

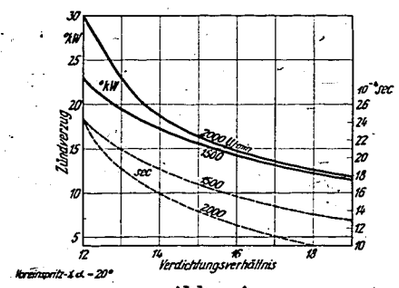


Abb. 4
Zündverzug und Verdichtungsverhältnis

000604

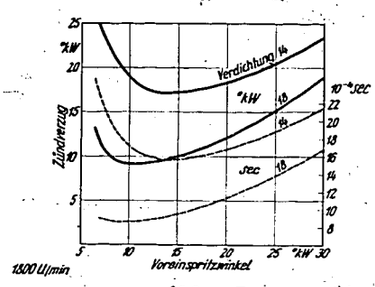


Abb. 5

Zündverzug und Voreinspritzwinkel

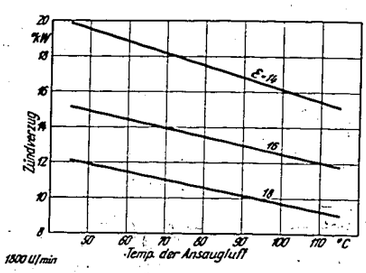


Abb. 6

Zündverzug und Temperatur der Ansaugluft

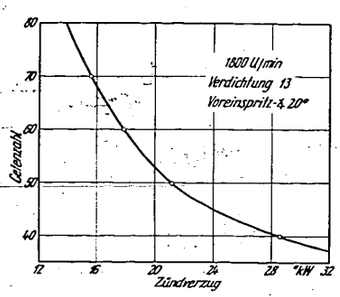


Abb. 7

Zündverzugs-Eichkurve

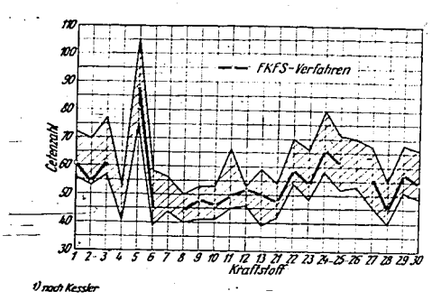


Abb. 8

Cetenwerte verschiedener Kraftstoffe mit Grenzwerten sämtlicher motorischen Verfahren 1)

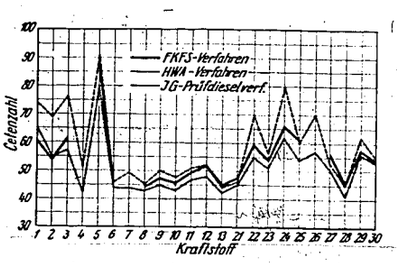


Abb. 9

Cetenwerte aus verschiedenen motorischen Prüfverfahren

E. Nolte

Nur zum Dienstgebrauch im Geschäftsbereich des Empfängers

80

000605

Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 86

Der Stand der Zweitaktforschung

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Zweitaktfragen
beim
Reichs-Verkehrsministerium

000606

Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 86

Der Stand der Zweitaktforschung

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Zweitaktfragen
beim
Reichs-Verkehrsministerium

Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2034/1073

Zur Beachtung!
Dieser Bericht ist bestimmt für die Arbeiten im Dienstgebrauch des Empfängers. Der Bericht darf innerhalb des Dienstgebrauchs nur an Persönlichkeiten ausgehändigt werden, die aus dem Inhalt Anregungen für ihre Arbeiten zu schöpfen vermögen • Verwendung zu Veröffentlichungen (ganz oder teilweise) sowie Weiterleitung an Persönlichkeiten außerhalb des Dienstgebrauchs des Empfängers ist ausgeschlossen • Der Bericht ist unter Verschluß zu halten.

C/1556

000607

Vorwort

Im April dieses Jahres wurde beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21, der Arbeitskreis für Zweitaktfragen gegründet. Diese Gemeinschaft legt nachstehend den interessierten Kreisen der Industrie und Wissenschaft einen ersten wissenschaftlichen Bericht vor, der durch Beiträge aller am Arbeitskreis beteiligten Forschungsinstitute zunächst ein allgemeines Bild des Standes der Forschung geben soll. Der Zusammenstellung des Heftes ist zu entnehmen, daß die Fragen des Zweitaktmotors sowohl in theoretischer wie experimenteller Richtung in Angriff genommen wurden.

Wenn auch die Motoren-Industrie zunächst ein Verlangen nach unmittelbar anzuwendenden Ergebnissen hat, so besteht für Wissenschaft und Praxis doch auch die hohe Aufgabe, an zukünftige Entwicklungsmöglichkeiten und -formen zu denken. So befaßt sich ein Teil der dem Arbeitskreis angeschlossenen Institute mit Einzelfragen der Strömungs- und Schwingungsvorgänge, während die Motoreninstitute die Probleme der Verbrennung, der Brennstoffeinbringung und -Ausnutzung bearbeiten. Ziel unserer wissenschaftlichen Forschung muß sein, den sich uns im Motor zunächst verwikkelt und unübersichtlich darstellenden Naturvorgang sinnvoll zu zerlegen und durch systematische Grundlagenforschung von verschiedenen Richtungen aus in sein Wesen einzudringen, um die wirklichen Einzelvorgänge und die Art ihres Zusammenspiels immer schärfer zu erkennen. Besonders dringlich, aber auch fruchtbar erscheint es, die moderne Strömungslehre für die Motorenforschung nutzbar zu machen.

Ich glaube, daß die Zusammensetzung unseres Arbeitskreises die Gewähr für ein erfolgreiches Vorgehen im geschilderten Sinne bietet.

Unser Dank für das den Forschungsarbeiten entgegengebrachte Interesse gebührt dem Reichsverkehrsministerium, insbesondere Herrn Ministerialrat Schumann, durch dessen Unterstützung der von Herrn Dr. U. Schmidt angeregte Arbeitskreis zustandegekommen ist.

Um den interessierten Fachkreisen die Aufnahme der Zusammenarbeit mit den einzelnen Forschungsstätten zu erleichtern, ist im Anschluß noch einmal die Zusammensetzung des Arbeitskreises angeführt.

Berlin, den 6. Juli 1940. H. F ö t t i n g e r.

000608

Arbeitskreis für Zweitaktfragen

gebildet beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21

Erster Vorsitzer: Leiter des Instituts für Strömungsmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin, Professor Dr. Ing. Föttinger

Zweiter Vorsitzer: Inhaber der Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz, Professor Dr. Ing. H. List

Geschäftsführer: Dr. Ing. habil. Ulrich Schmidt, Berlin, Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin.

Gliederung des Arbeitskreises

a) Arbeitsgemeinschaft: Verbrennungsvorgang und Einspritzung

Versuchsanstalt und amtliche Prüfstelle an der Technischen Hochschule Berlin (Prof. Dr. Ing. O. Schöne, Dr. Ing. habil. Ulrich Schmidt).

Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Hochschule Graz (Professor Dr. Ing. H. List).

Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Wien (Professor Dr.Ing. L. Richter).

b) Arbeitsgemeinschaft: Spülung, Ansaug- und Auspuffsystem

Institut für Technische Strömungsforschung an der Technischen Hochschule Berlin (Prof. Dr. Ing. Föttinger).

Institut für Motorenforschung der Luftfahrtforschungsanstalt Hermann Göring, Braunschweig (Prof. Dr. Ing. E. Schmidt und Dr. Ing. habil. O. Lutz).

Laboratorium für Maschinenelemente und Kraftwagen an der Technischen Hochschule Karlsruhe (Prof. H. Kluge).

Laboratorium für Strömungsmaschinen an der Technischen Hochschule Karlsruhe (Prof. Spannhake).

Kaiser-Wilhelm-Institut für Strömungsforschung, Göttingen (Prof. Dr. L. Prandtl).

000609

Inhaltsverzeichnis

		Seite
1. Eine neue Auffassung der Expansions- und Kompressionsströmung in Zylindern	Dr. Schulz-Grunow	1
2. Einrichtungen für die Untersuchung des Spülvorganges in kleinen Zweitaktschnelläufern und damit erhaltene Ergebnisse	Prof. Kluge, Prof. Spannhake	7
3. Beitrag zur Klärung des Spülvorganges der Zweitaktmaschinen	Prof. Dr. Föttinger u. Dipl.-Ing. Wille	13
4. Einfluß von Schwingungen auf den Spülvorgang	Dr. Lutz	35
5. Einfluß unsymmetrischer Steuerdiagramme auf Elastizität, Leistung und Verbrauch kleiner Otto-Zweitaktmotoren	Prof. Dr. Zeman	41
6. Die Änderung des Spülerfolges bei erhöhtem Spülmittelaufwand bei Zweitaktmotoren	Dr. U. Schmidt	45
7. Zweitakt-Otto-Motor mit Kraftstoffeinspritzung	Prof. Dr. List	51
8. Sonderfragen der Benzineinspritzung	Dipl.-Ing. Froede	61

000610

1. Eine neue Auffassung der Expansions- und Kompressionsströmung in Zylindern

Von Dozent Dr.Ing.habil. F. Schultz - Grunow,
Gruppenleiter am Kaiser Wilhelm-Institut für Strömungsforschung

Einleitung

Die große Bedeutung, die der Motorenbau den Strömungsvorgängen im Zylinderinneren beimißt, hat den Anstoß zu einer intensiven Forschung gegeben, deren Ergebnisse noch der theoretischen Grundlage entbehren. Dies läßt es angezeigt erscheinen, eine Theorie der Expansions- und Kompressionsströmung aufzustellen. Man gewinnt sie mit einer neuen Auffassung der Expansionsströmung, die auf eine Randwertaufgabe der Potentialtheorie führt und sinngemäß auch auf die Kompression angewendet werden kann.

Auffassung der Expansion

Die Expansionsströmung ist in einem unter Überdruck stehenden Gefäß verwirklicht, dessen Inhalt durch eine Ausflußöffnung entweicht. Da sie potentialtheoretisch behandelt werden soll, wird die Kontinuitätsgleichung angeschrieben:

$$\operatorname{div} \varrho w = - \frac{\partial \varrho}{\partial t} .$$

Die Gleichung besagt, daß die aus einer Raumeinheit je Zeiteinheit mehr aus- als einströmende Masse gleich der zeitlichen Abnahme der Dichte ist. Wenn aber aus einem Raumelement mehr aus- als einströmt, so ist das vom Standpunkt der Strömungslehre ein Zeichen dafür, daß das Raumelement die Eigenschaft einer Quelle mit einer gewissen Ergiebigkeit besitzt. Das führt dazu, jedes Raumelement des Gefäßinneren als eine Quelle zu betrachten. Damit ist bereits unsere Auffassung der Expansion als räumliche Quellverteilung dargelegt, die in ähnlichem Gegensatz zu den auf Punkten und Geraden isolierten Quellen steht, wie die Rotation zu den isolierten Wirbeln.

Die von den Raumquellen geförderte Masse entweicht durch die Ausflußöffnung in das Freie, diese hat also für das Zylinderinnere die Eigenschaft einer Senke, die wir der Einfachheit halber als punktförmig ansehen.

Wesentlich für die Lösbarkeit unseres Problems ist der Umstand, daß wir die Ergiebigkeit über den Raum als gleichmäßig verteilt und nur von der Zeit abhängig voraussetzen dürfen. Wenn keine zu hohen Machschen Zahlen auftreten, dann hat die Geschwindigkeit einen vernachlässigbaren Einfluß auf die Dichte. Das ist bei geringem Anfangsdruck der Fall, und bei größerem Anfangsdruck, wenn der Ausflußquerschnitt klein und die Expansion deshalb so

langsam vor sich geht, daß nur in unmittelbarer Nähe des Ausflusses merkliche räumliche Dichteunterschiede auftreten. Für rasche Expansionen kann man dann die konstante Dichteverteilung als erste Näherung einer Iteration auffassen, für deren zweite Näherung sich die Dichteverteilung aus dem Geschwindigkeitsfeld der ersten Näherung ergibt. Diese Dichteverteilung läßt sich dann durch eine gebietweise gleichmäßige Dichteverteilung ersetzen.

Bei räumlich gleichmäßig verteilter Dichte vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\operatorname{div} \boldsymbol{v} = -\frac{1}{\varrho}\frac{\partial \varrho}{\partial t}, \qquad (1)$$

wo für uns, die wir ein augenblickliches Geschwindigkeitsfeld ermitteln wollen, die rechte Seite eine von der Zeit abhängige Konstante $A(t)$ wird, die die Bedeutung einer Ergiebigkeit hat. Durch Einführen des Geschwindigkeitspotentials Φ erhält man aus (1) die Beziehung

$$\Delta \Phi = A, \qquad (2)$$

die ein Randwertproblem der Potentialtheorie darstellt, das für den ebenen Strömungsfall behandelt werden soll und das auf den ersten Blick mit der Torsions-, Membrangleichung, der zähen Flüssigkeitsströmung im Kanal, der ebenen Flüssigkeitsbewegung bei gleichmäßig verteilter Rotation identisch zu sein scheint. Es besteht aber ein grundsätzlicher Unterschied in den Randbedingungen, die bei uns verlangen, daß die Ableitung der gesuchten Funktion nach der Wandnormalen Null wird, damit die Wand eine Stromlinie ist, und daß sich auf dem Rand als singulärer Punkt die Ausflußöffnung befindet, in der die Ausflußgeschwindigkeit unendlich groß wird.

Allgemein ist zu sagen, daß

$$\Phi = \frac{q}{4}(x^2 + y^2) \qquad (3a)$$

und auch

$$\Phi = \frac{q}{2} y^2 \qquad (3b)$$

der Gl. (2) genügt. Die Ansätze (3) sind nichts anderes als das Potential unserer Quellfläche, (3a) für zentrisch symmetrische Strömung, (3b) für vorwiegend in der y-Richtung verlaufende Strömung. Man sieht das sofort ein, wenn man etwa den in Bild 1 wiedergegebenen stark umrandeten Halbstreifen von der Breite x_o als Quellfläche betrachtet, der sich von der x-Achse aus sehr weit in der y-Richtung erstreckt und einem sehr langhubigen Motorenzylinder entspricht. Aus (3b) ergibt sich die parallel zur y-Achse gerichtete Geschwindigkeit

$$w = q\, y.$$

Durch den Querschnitt y_o fließt demnach die Menge $q\, y_o\, x_o$. Gibt man q die Bedeutung einer Ergiebigkeit je Flächeneinheit, so ist dies tatsächlich die von der Quellfläche $x_o y_o$ geförderte Menge. Führt man (3b) in (2) ein, so findet man $A = q$, A hat also in der Tat die Bedeutung einer Ergiebigkeit.

Über dieses Potential lassen sich beliebige andere lagern, die nun nur noch der bekannten Beziehung

$$\Delta \Phi = 0, \qquad (4)$$

der volumbeständigen Potentialgleichung zu genügen brauchen. In unserem Fall ist es das Potential der Ausflußsenke, die in Bild 1 im Koordinatennullpunkt liege. Das Potential, das den Randbedingungen am Streifen genügen muß, erhalten wir durch Spiegeln unserer Senke an der zur y-Achse parallelen Wand des Streifens. Dadurch gelangen wir zu einer Belegung der x-Achse mit Senken, die den Abstand $2x_o$ haben (Bild 1). In der Tat ist dann immer aus Symmetriegründen auch die Halbierende der Strecken $2x_o$ eine Stromlinie. Die x-Achse ist ebenfalls aus Symmetriegründen Stromlinie. Das Potential dieser Senkenanordnung lautet, wenn wir $2x_o = 1$ setzen.

$$\Phi_s = Q \ln \sin \pi z, \qquad (5)$$

es ist dies das erste Glied von $Q \cdot \ln \vartheta_1(z)$, wo $\vartheta_1(z)$ eine der vier tabulierten ϑ-Funktionen ist. Sei nun die Höhe unseres mit Quellen belegten Streifens y_o, so muß durch die Senke die Menge

$$Q = 4\, q\, x_o\, y_o$$

abfließen, damit im Querschnitt y_o die mittlere Durchflußmenge gleich Null ist. Die Zahl 4 tritt hier auf, da eine Senke aus vier angrenzenden Streifen saugt. Nur im Mittel ist hier der Durchfluß Null erfüllt, da unsere Senkenströmung nicht wie die Quellströmung eine über y_o gleichmäßig verteilte, gleichgerichtete Geschwindigkeit liefert. Allerdings ist dieser Unterschied nur dann erheblich, wenn die Länge y_o mit der Länge x_o vergleichbar, der Streifen also kurz ist. Je länger der Streifen wird, desto mehr nähert sich die Senkenströmung einer Parallelströmung, sodaß bei langen Streifen durch (3b), (5) auch am vierten Rande die Bedingung in guter Näherung erfüllt wird. Bei kurzen Streifen, also etwa bei einem Quadrat, wirkt sich der Unterschied so aus, daß die Linie, auf der die Geschwindigkeiten Null sind ($w = 0$), von dem vierten Rand y_o etwas abweichen. Man kann aber hier die Linie $w = 0$ noch beliebig dem Rand y_o annähern, wenn man die auf diesem Rand herrschenden Geschwindigkeiten in eine Fourier-Reihe entwickelt und gleichgroße, entgegengesetzt gerichtete Geschwindigkeiten überlagert, welche dem Potential

$$\Phi = \sum_{\nu=1}^{\infty} \frac{a}{2\pi} \cos 2\nu\pi z$$

genügen.

Diese Rechnung ist für das Quadrat von Dr. K. W i e g h a r d t übernommen worden mit über den ganzen Bereich gleichförmig verteilter Dichte und wird von ihm im einzelnen hier veröffentlicht werden. Als Ergebnis zeigt Bild 2 die Stromlinien. Die Ausflußsenke befindet sich in der linken unteren Ecke. Aus Symmetriegründen ist die von hier ausgehende Diagonale Stromlinie. Als weiteres Resultat zeigt Bild 3 für die gleichen Randbedingungen wie in Bild 1 die zeitliche Entwicklung einer flüssigen Linie bis zur Expansion in das Vakuum, die bei Beginn der Expansion eine Gerade war. Man erkennt hier sehr deutlich das verhält-

009612

nismäßig rasche Fortschreiten der Gase an der unteren Horizontalwand, die dem Kolbenboden entspricht. Eine ähnliche Erscheinung wurde früher bei Modellversuchen über den Spülvorgang festgestellt, wo sich die Ausbildung einer Spülgaszunge am Kolbenboden zeigte (Bild 4), die von den schneller sich bewegenden, aus dem dort rechts liegenden Überströmkanal kommenden Frischgasteilchen gebildet wird. Sie erreicht den Auspuffschlitz vor Beendigung des Auspuffvorgangs und verursacht Frischgasverluste.

Strömung mit Singularitäten

Von großem praktischem Interesse ist auch die Bewegung isolierter Wirbel in der Expansionsströmung, denn solche bilden sich stets beim Anlaufen der Spülstrahlen. Hier sei nur soviel gesagt, daß die Zirkulation durch die Expansion nicht geändert wird. Das läßt sich am Beispiel eines isolierten Wirbels veranschaulichen: Für jedes der reibungslos bewegten Gasteilchen der Massen dm, die durch die Expansion aus Abständen r_1 vom Wirbelkern in Abstände r_2 gelangen, gilt der Flächensatz $w \cdot r = \text{konst}$. Auf eine um den Wirbelkern gelegte flüssige Linie bezogen bedeutet er, daß die Zirkulation durch die Expansion nicht geändert wird. Die Wirbel besitzen eine Eigenbewegung, weshalb das Stromlinienbild bei Vorhandensein von Wirbeln nichtstationär ist.

Zusammenfassung

Es wird gezeigt, daß sich die ebene Expansionsströmung in einem Gefäß potentialtheoretisch behandeln läßt, wenn man die Expansion als eine flächenhaft verteilte Quellbelegung mit gebietweise konstanter Ergiebigkeit auffaßt. Ableitung des Satzes, daß durch die Expansion die Zirkulation nicht geändert wird.

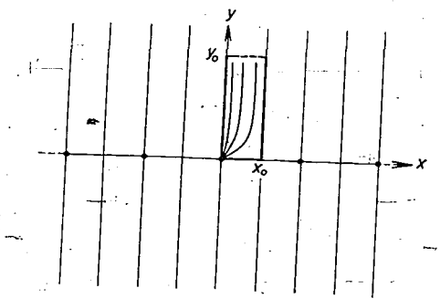


Bild 1. Zur Ermittlung des Senkenpotentials.

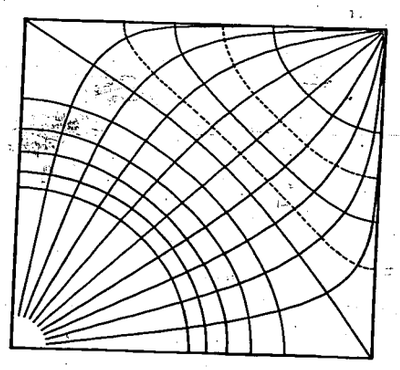


Bild 2. Strom- und Potentiallinien im quadratischen Zylinder.

000613

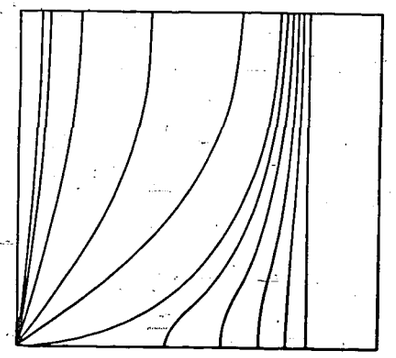


Bild 3 Weiterentwicklung einer flüssigen Linie bei der Expansion in das Vakuum.





Bild 4. Entwicklung einer Spülgaszunge am Kolben.

2. Einrichtungen für die Untersuchung des Spülvorganges in kleinen Zweitaktschnellläufern und damit erhaltene Ergebnisse [1]

Von Prof. H. K l u g e und Prof. W. S p a n n h a k e

Aus dem Laboratorium für Maschinenelemente und Kraftwagen und aus dem Laboratorium für Strömungsmaschinen an der Technischen Hochschule Karlsruhe

I. Grundidee und erste Ausführung

Grundidee der Einrichtungen ist die stroboskopische Sichtbarmachung der Spülströmung in Zylindern kleiner schnellaufender Maschinen, wobei die Zylinder in natürlicher Größe verwendet und die bei diesen Maschinen vorliegenden Drehzahlen nach Möglichkeit erreicht werden sollen. Die erste von uns gebaute Einrichtung dieser Art für Zylindergrößen von 200 - 350 cm^3 und Drehzahlen bis zu 2000 - 3000 U/min wurde in Heft 7 der Kraftfahrtechnischen Forschungsarbeiten beschrieben, worauf hier verwiesen sein möge. Gegenüber den dort veröffentlichten Spülbildern wurde inzwischen durch Verbesserung der Beleuchtung und der Aufnahmetechnik, ohne daß grundsätzliche Änderungen vorgenommen wurden, wesentliche Fortschritte in der Sichtbarkeit der einzelnen Stromlinien und der Klarheit des Gesamtbildes erzielt. Dies ist zum Teil auch auf die richtige Körnung des Einstreumaterials, als das sich nach wie vor fein geschroteter Zellenleim bewährt hat, zurückzuführen. Dieses Material ist einerseits leicht genug, um den Bewegungen der Luft bei den vorkommenden Geschwindigkeiten ohne merkliche Abweichung zu folgen, andererseits fest genug, um den Beanspruchungen durch die hohen Luftgeschwindigkeiten stand zu halten. Wir haben dies durch besondere Versuche festgestellt.

II. Weitere Einrichtungen zur Angleichung des Versuchsbetriebes an den wirklichen Motorbetrieb

Entsprechend den Schlußausführungen in Heft 7 der Kraftfahrtechnischen Forschungsarbeiten haben wir unsere Versuchs ausgedehnt

a) auf eine Einrichtung mit vollem Kolbenhub, für die ein Original - DKW - Zweitaktmotor von 200 cm^3 Hubvolumen mit Kurbelkastenspülung verwendet wurde;

---

1) Eine ausführliche Veröffentlichung ist in Arbeit und wird demnächst in einem Heft der Deutschen Kraftfahrtforschung erscheinen.

b) auf eine Nachahmung des Expansionsenddruckes durch Druckaufladung, und zwar sowohl für die Einrichtung mit Rastgetriebe als auch für die Einrichtung mit vollem Kolbenhub, wobei die Druckluft aus einem Windkessel durch ein von der Welle aus gesteuertes Ventil zugeführt wurde;

c) auf eine Nachahmung der Kurbelkastenspülung bei der Einrichtung mit Rastgetriebe durch Einbau eines dem Kurbelkastenraum entsprechenden abgeschlossenen Raumes unterhalb des Kolbens und Speisung desselben durch Spülluft von einem solchen Anfangsdruck, daß der Verlauf des Spüldruckes während der Spülperiode demjenigen bei einem wirklichen Motor mit Kurbelkastenspülung glich.

Die Versuche mit diesen Einrichtungen haben das Folgende ergeben:

Die Spülbilder bei den Versuchen mit Rastgetriebe und Fremdspülung und die bei dem Originalmotor mit Kurbelkastenspülung sind einander praktisch gleich bis kurz vor voller Eröffnung der Spülschlitze bzw. bis kurz vor dem unteren Totpunkt des Kolbens, bis wohin sich im allgemeinen das Spülbild voll entwickelt hat. Während es dann, also insbesondere mit aufwärtsgehendem Kolben, bei der Kurbelkastenspülung rasch verschwindet, bleibt es in irgend einer Form bei der Vorrichtung mit Rastgetriebe und Fremdspülung auch beim Aufwärtsgang des Kolbens bestehen. Wendet man beim Rastgetriebe die vorher beschriebene Einrichtung zur Nachahmung der Kurbelkastenspülung an, so ergibt sich über die ganze Spülperiode der gleiche Verlauf der Spülbilder wie bei der Kurbelkastenspülung mit vollem Hub.

Man kann also die Einrichtung mit Rastgetriebe und Fremdspülung, die sich durch ihre große Einfachheit und bequeme Betriebsweise auszeichnet, verwenden:

a) Zur Sichtbarmachung der Spülströmungen in Motoren mit Fremdspülung,

b) aber auch zu Untersuchungen der Spülströmungen in Motoren mit Kurbelkastenspülung, wenn man sich hier auf die Betrachtung der Strömungen bis etwa zur vollen Eröffnung bzw. bis zum unteren Totpunkt des Kolbens beschränkt.

Auch die Druckaufladung kann bei der Einrichtung mit Rastgetriebe häufig entbehrt werden, da sie auf das endgültig entwickelte Spülbild ohne wesentlichen Einfluß bleibt, doch verhindert sie das störende Rückströmen aus der Auslaßleitung kurz nach Eröffnung der Auslaßschlitze, das ohne Aufladung naturgemäß auftritt, weil dann ja bei Eröffnung der Auslaßschlitze ein gewisser Unterdruck im Zylinder herrscht. Dieses Rückströmen zeigt sich deutlich bis kurz nach Eröffnung der Spülschlitze und kann auch im Auspuffrohr selbst bei geeigneter stroboskopischer Beleuchtung beobachtet werden.

000614

III. Einfluß von Spüldruck und Drehzahl auf das Spülbild

Von den mancherlei Ergebnissen mit unserer Versuchseinrichtung seien einige über die Abhängigkeit des Spülbildes von Spüldruck und Drehzahl mitgeteilt. Hierbei muß zwischen Kurbelkastenspülung und Fremdspülung unterschieden werden.

1. Bei der Kurbelkastenspülung ist eine Variation des maximalen Spüldruckes nicht möglich bzw. man wird den Kurbelkastenraum so klein wie möglich gestalten, damit der Spüldruck so groß wie möglich wird.

Schon Klüsener hat durch Indizieren des Kurbelkastenraumes von kleinen Zweitaktmotoren (Forschungsarbeit auf dem Gebiet des Ingenieurwesens Heft 343, 1930, S. 42) festgestellt, daß der höchste Druck im Kurbelkasten sich mit steigender Drehzahl nach einer späteren Kolbenstellung hin verschiebt, und daß dieser Druck außerdem gleichzeitig mit der Drehzahl etwas ansteigt.

In Übereinstimmung hiermit haben wir bei unserer Rastgetriebeeinrichtung mit nachgeahmter Kurbelkastenspülung und Druckaufladung zur Nachahmung des Expansionsenddruckes ein ähnliches Verhalten des Spüldruckes in Abhängigkeit von der Drehzahl durch Indizieren festgestellt, und zwar haben sich unsere Versuche auf Drehzahlen in den Grenzen von 1000 - 2500 U/min erstreckt. Diese Erscheinung wurde deutlich durch die Beobachtung der Spülbilder bestätigt, und zwar insofern, als sich das Spülbild bei höheren Drehzahlen später entwickelt und dafür länger bestehen bleibt. So zeigte sich z.B. bei einer Umkehrspülung nach Art der Schnürlespülung, daß bei einer Drehzahl von 1000 U/min das Spülbild schon bei 1/3 der Öffnung der Spülkanäle deutlich im Entstehen begriffen war, während es bei 2500 U/min bei der gleichen Kolbenstellung noch nicht im geringsten in Erscheinung trat. Dafür verschwand es bei 1000 U/min kurz nach dem unteren Totpunkt, während es bei 2500 U/min auch noch bei aufwärts gehendem Kolben deutlich bestand.

Diese Erscheinungen haben ihre Ursache im wesentlichen darin, daß der Gasdruck im Zylinder im Augenblick der Eröffnung der Spülkanäle noch höher ist als der Kurbelkastendruck, und daß infolgedessen zunächst eine Rückströmung vom Zylinder zum Kurbelkasten stattfindet. Dies wirkt sich umso stärker aus, je höher die Drehzahl ist.

2. Bei Fremdspülung kann man den während der ganzen Spülperiode konstanten Spüldruck grundsätzlich in weiten Grenzen beliebig variieren. Um hierbei die Verhältnisse zu übersehen, hält man sich am besten an die hydromechanischen Ähnlichkeitsgesetze, von denen hier das Reynolds'sche in Frage kommt. Dieses Gesetz sagt bekanntlich aus, daß, ähnliche Strömungsräume vorausgesetzt, ähnliche Strömungen nur dann auftreten, wenn die Reynolds'sche Zahl, die hier in der Form $c \cdot d / v$ (c mittlere Kolbengeschwindigkeit, d Zylinderdurchmesser, v kinematische Zähigkeit der Luft) geschrieben werden kann, die gleiche ist.

Da der erforderliche Spüldruck bei ähnlichen Strömungen quadratisch mit den Luftgeschwindigkeiten wächst und da diese im

KODAK SAFETY FILM

festen Verhältnis zu den Kolbengeschwindigkeiten stehen müssen, so wächst der zur Erzielung ähnlicher Spülbilder erforderliche Spüldruck auch mit dem Quadrat der Kolbengeschwindigkeit. Dies kann auch so ausgedrückt werden: Wenn bei ähnlicher geometrischer Anordnung, einschließlich entsprechender Kolbenstellung, ähnliche Spülbilder erzielt werden sollen, so muß das Verhältnis des erforderlichen Spüldruckes zum Quadrat der Kolbengeschwindigkeit eine Funktion der Reynolds'schen Zahl sein. Die Form dieser Funktion kann nur aus der Erfahrung entnommen werden. Sie ist wahrscheinlich in einem weiten Bereich der Reynolds schen Zahl nahezu eine Konstante, d.h. in diesem Bereich variiert der zur Erzielung ähnlicher Strömungen erforderliche Spüldruck angenähert mit dem Quadrat der Kolbengeschwindigkeit.

Wir haben dies bei den Versuchen auf unseren Einrichtungen im allgemeinen bestätigt gefunden. Wenn man den Spüldruck nicht mit dem Quadrat der Kolbengeschwindigkeit variiert, so tritt im allgemeinen das ein, was man vernünftiger Weise erwartet: Nämlich es erscheint ein bis zu einem bestimmten Grad entwickeltes Spülbild bei einer umso früheren Kolbenstellung, je höher der Spüldruck ist. Das voll entwickelte Spülbild aber sieht praktisch ungefähr gleich aus.

Auf die Unabhängigkeit der Spülbilder von der Reynolds'schen Zahl darf man sich aber doch nicht in zu weiten Grenzen verlassen. So haben wir z.B. Versuche mit Spüldrücken vorgenommen, die von höheren Werten herunter bis zu ganz niedrigen variiert wurden. Dabei zeigte sich, daß die bei den höheren Drücken erhaltenen Spülbilder beim Absenken des Spüldruckes, d.h. bei sinkender Spülluftgeschwindigkeit, also bei sinkender Reynolds'scher Zahl labil wurden und in ganz andere Formen umschlugen.

Ein solches Umschlagen wurde auch bei an anderen Stellen vorgenommenen Versuchen beobachtet. Es kann nur auf den Einfluß der Reynolds'schen Zahl zurückgeführt werden, d.h. also, daß hier eine Art kritischer Reynolds'scher Zahl vorliegt.

Der Einfluß der Reynolds'schen Zahl und der Einfluß verschiedenen Verhältnisses von Spüldruck zum Quadrat der Kolbengeschwindigkeit sollten daher zusammen genauer untersucht werden, um die Grenzen der Übertragbarkeit von Modellversuchen auf Originalausführungen für die Fälle festzulegen, bei denen man aus irgendwelchen Gründen die Reynolds'sche Zahl beim Modellversuch nicht gleich der machen kann, die im Betrieb der Originalmaschine vorliegt.

Wir haben selbst schon einige Versuche über den Einfluß der Reynolds'schen Zahl angestellt, und zwar so, daß wir bei verschiedenen Drehzahlen das mittlere Druckniveau im Zylinder durch Drosseln der Auspuffleitung verschieden hoch einstellten und dabei den Spüldruck, d.h. die Druckdifferenz zwischen Einlaß und Auslaß durch zusätzliche Änderung des Einlaßdruckes variierten. Es gelang uns, im Zylinder ein mittleres Druckniveau von 3 1/2 ata zu erreichen und dabei den Spüldruck in den Grenzen von 0,04 - 0,3 atü zu ändern. Gleichzeitig konnten wir mit Drehzahlen zwischen 500 und 3000 U/min fahren. Die Reynolds'sche Zahl wurde durch diese Maßnahme etwa im Verhältnis 1 : 20 variiert.

000615

Wir haben hierbei zunächst bei der gerade beobachteten speziellen Spülung den Eindruck gewonnen, daß das Spülbild in den angegebenen Grenzen von der Reynolds'schen Zahl unabhängig ist. Doch war es bei unserer Einrichtung noch schwierig, einen guten Beharrungszustand zu halten und außerdem haben wir den Eindruck, daß doch noch feinere Versuchsmethoden, insbesondere Druckmessungen notwendig sind, um eine Unabhängigkeit des Spülbildes von der Reynolds'schen Zahl oder eine eventuell doch vorhandene Abhängigkeit gewisser Einzelheiten des Spülbildes genau nachzuweisen. Weitere Versuche in dieser Richtung sind beabsichtigt.

000616

3. Beitrag zur Klärung des Spülvorganges der Zweitakt-Maschinen

Von Prof.Dr.Ing. H. F ö t t i n g e r und Dipl.-Ing. R. W i l l e
aus dem Institut für Technische Strömungsforschung an der TH Berlin, Leiter: Prof.Dr.Ing. H. Föttinger

Im Institut für Technische Strömungsforschung an der Technischen Hochschule Berlin erfolgt die Untersuchung des Spülvorganges der Zweitaktmaschinen mit Hilfe des Modellverfahrens.

1. Zweck der Modellversuche

Zweck der Modellversuche ist, Einblick in die einzelnen Phasen des verwickelten Spülvorganges zu erhalten, um anschauliche Vorstellungen über den Ladungswechsel im Zylinder der Zweitaktmaschine zu gewinnen. Das Institut verwendet 2 Versuchsanlagen.

An der Hauptanlage wird untersucht der Spülstromverlauf einer bestimmten Zylinderart in Abhängigkeit von: Kanalrichtung und Schlitzanordnung; Höhe und zeitlichem Verlauf des Spüldrucks; Drehzahl bzw. Kolbengeschwindigkeit; Zurückschlagen des Zylinderinhaltes in die Spülkanäle bzw. Verzögerung des Spülbeginns. Die Spülluftförderung erfolgt dabei durch die Unterseite des Arbeitskolbens (Kurbelkammerpumpe).

Eine andere Apparatur, deren Beschreibung bereits im Zwischenbericht 73 der Kraftfahrtforschung enthalten ist, dient dazu, die Strahlausbreitung und die Gesetze der Mischung durch grundlegende Einzelversuche zu klären, um zu einem besseren Verständnis des Gesamtströmungsvorganges zu gelangen.

2. Hauptversuchsanlage

Die Großapparatur mit Kurbelkammerpumpe zur Bestimmung des Strömungsvorganges in der Nachbildung eines Maschinenzylinders ist in Abb. 1 dargestellt.

Auf dem Kurbelkasten 1 sitzt das Zylindermodell 2, das in seinem unteren Teil die Spülkanäle 3 enthält. Oberhalb der Spülschlitze beginnt der Glaszylinder 4 von 300 mm Durchmesser, der vom Zylinderkopf 5 abgeschlossen wird. Auf dem Zylinderkopf sitzt der Druckluftbehälter 6, dessen Austrittsöffnung in den Zylinderraum durch einen, vom Elektromagneten 7 betätigten Schieber gesteuert wird. Während des Abwärtsganges des Kolbens kann eine bestimmte Preßluftmenge in den Zylinder überströmen und dort Überdruck erzeugen, um den anfänglichen Rückstrom in die Spülkanäle herstellen zu können.

Im Kurbelraum befindet sich die Kurbelscheibe 8, deren Antrieb von außen durch das Getriebeaggregat 9 erfolgt. Der Arbeitskolben ist mit 10 bezeichnet. Durch veränderliche Füllung des Wassertanks 11 läßt sich der schädliche Raum des Kurbelkastens vergrößern oder verkleinern.

Seitlich am Kurbelkasten sitzt der Flockenerzeuger 12, der vor Versuchsbeginn die zur Sichtbarmachung der Luftströmung verwendeten Metaldehydflocken in den Kurbelraum fördert.

Zur Beleuchtung des Zylinders dienen zwei Bogenlampen 13 mit Kondensorlinsen, die durch gegenüberliegende Lichtspalten eine Ebene des Zylinders beleuchten. Die Aufnahmerichtung der Filmkamera 14 ist senkrecht zur Lichtebene.

3. Meßmethode

Die Meßmethode besteht

a) in der Sichtbarmachung der frischen Spülluft und deren Strömung,

b) in der Filmaufnahme im Normal- oder Zeitlupentempo. Andere Möglichkeiten, den rasch veränderlichen, nicht stationären, turbulenten und dreidimensionalen Vorgang im Inneren des Zylinderraums zu verfolgen, sind bis jetzt nicht bekannt.

Voraussetzung für das genannte Verfahren ist ein Schwebestoff, der die Bahnlinien der Luft mit genügender Genauigkeit wiedergibt. Beimengung von Rauch ergab bei turbulenten Strömungen stets verwaschene Bilder, da die Rauchteilchen zu fein sind, um noch auf dem Film einzeln in Erscheinung zu treten.

Ein Maß für die Brauchbarkeit eines Schwebestoffes ist dessen Sinkgeschwindigkeit in ruhender Luft. Versuchsergebnisse sind in Tabelle I zusammengestellt. Man erkennt, daß die in der letzten Horizontalreihe aufgeführten Metaldehydflocken anderen Stoffen überlegen sind.

Die Abweichung der Metaldehydflocken von den Luftbahnen wurde durch Arbeiten von Popoff und Hübner im Institut für Technische Strömungsforschung rechnerisch und experimentell nachgeprüft. (Die Untersuchung erscheint als gesonderte Arbeit.) Von den Ergebnissen seien die charakteristischen Fälle der geradlinig beschleunigten Strömung und der Bewegung in einem echten Wirbel herausgegriffen. In Abb. 2 sind die Ergebnisse bei geradlinig gleichförmiger Beschleunigung mit der Anfangsgeschwindigkeit v_o = 2,25 m aufgetragen. Als "Schlupf" wird bezeichnet die prozentuale Größe

$$\sigma = \frac{\text{Luftweg} - \text{Flockenweg}}{\text{Luftweg}}$$

Bewegt sich die Luft auf Kreisbahnen, so durchläuft die Flocke eine Spirale mit geringer Neigung. Als "radialer Schlupf" wird die prozentuale Abweichung der Flocke gegenüber dem Anfangsradius nach Durchlaufen eines Halbkreises bezeichnet. Der Halbkreis entspricht nämlich der größten im Zylinder auftretenden Umlenkung.

000617

In Abb. 3 sind Ergebnisse der entsprechenden, auf gleicher Basis wie bei Abb. 2 vorgenommenen Rechnung dargestellt. Die Kenntnis des Fehlers ermöglicht eine Korrektur der aufgenommenen Strömungsbilder für Fälle, die eine genaue Auswertung erfordern.

4. Überblick über die Ähnlichkeitsbedingungen

Die Methode der Sichtbarmachung und Filmaufnahme läßt sich am besten an vergrößerten Zylindermodellen bei verlangsamten Spülluftgeschwindigkeiten und verringerten Drehzahlen durchführen. Die Übertragung der Ergebnisse auf kleine Zylinder mit hohen Drehzahlen und Spüldrücken ist möglich, da der Naturvorgang am Modell bei richtig gewählten Anfangsbedingungen unter physikalisch ähnlichen Bedingungen wie am Motor abläuft.

Die Modellversuche haben vielfach den Zweck, die Spülströmung bei verschiedenen Kanalanordnungen zu untersuchen und die Systeme zu vergleichen. In diesem Fall genügt als äußere Zurichtung des Modells die geometrische Ähnlichkeit. Die Umrechnung der Ergebnisse erfolgt dann mit Hilfe des Reynoldsschen Modellgesetzes, aus dem Übertragungsmaßstäbe für Zeiten und Geschwindigkeiten zu entnehmen sind, und mit Hilfe des Newtonschen Modellgesetzes, das die Umrechnung der Kräfte bzw. Drücke ermöglicht.

Um tiefer, über diese rein vergleichenden Messungen hinaus, in den Naturvorgang der Spülung einzudringen, laufen im Institut auch Arbeiten, um die Temperaturvorgänge im Zylinder zu berücksichtigen. Entsprechend der "geometrischen Ähnlichkeit" der Vergleichszylinder kann dann von "thermischer Ähnlichkeit" gesprochen werden. Diese kann z.B. durch Füllung des Zylinders mit heißen Gasen und Heizung der Zylinderwände herbeigeführt werden. Infolge der Wärmeübertragung von den heißen Gasen und Wänden an die Spülluft ändern sich Temperatur, Dichte und Zähigkeit der beteiligten Medien. Für die Kennzeichnung eines solchen Strömungsvorganges besitzt dann zum Beispiel die Reynoldssche Kennziffer allein keine Bedeutung mehr, da sie auf unveränderlichen Stoffbeiwerten für Zähigkeit η und Dichte ϱ aufgebaut ist. Die Berücksichtigung des thermischen Vorganges, der dem Strömungsvorgang überlagert ist, führt zu weiteren Kenngrößen und Modellgesetzen. Bei Abfassung des vorliegenden Berichtes waren die dahinzielenden Arbeiten jedoch noch nicht abgeschlossen, sodaß die Veröffentlichung einer späteren Arbeit vorbehalten bleiben muß. Um etwaigen zu weit reichenden Schlüssen vorzubeugen, sei einstweilen darauf hingewiesen, daß eine Änderung charakteristischer Spülströmungsformen durch Wärmeeinflüsse nicht herbeigeführt werden kann.

Für Vergleichsversuche genügt daher stets die Untersuchung des rein dynamischen Geschehens.

000618

5. Versuche über die Umkehrspülung
(mit Kurbelkammerpumpe)

a) Gegenstand der Untersuchung und Erläuterungen zu den Bildtafeln

Die Versuchsergebnisse liegen in Form von Filmstreifen vor, deren Auswertung auch durch Einzelbildanalyse geschieht. Zur Aufzeichnung des allgemeinen Spülstromverlaufs wurden Normalfilmaufnahmen von 35 - 50 Bildwechseln je Sekunde angewendet. Zur Bestimmung des zeitlichen Verlaufes der Spülfront und zur Vorführung wurden Zeitlupenfilme 1) mit ca. 800 Bildwechseln je Sekunde aufgenommen. Untersucht wurde zunächst die Umkehrspülung nach Schnürle, die heute in vielen Fahrzeugmotoren Anwendung findet. In Abb. 4 sind die Kanalanordnung und der im Film sichtbare Teil des Zylinders schematisch dargestellt.

Die im Grundriß durch die Linie A - B gekennzeichnete Symmetrieebene des Zylinders wurde durch einen Lichtschnitt erhellt. Die Auspuff- und Spülschlitze liegen unten im undurchsichtigen Teil des Modells und sind daher auf dem Film nicht zu sehen. Die Anordnung der Einzelbilder auf den nachfolgenden Bildtafeln ist stets so getroffen, daß die Auslaßschlitze links unten liegen. Die Zahlenangaben unter den Bildchen geben die Kolbenstellungen in Bruchteilen des Hubes.

Bei den hier wiedergegebenen Filmaufnahmen betrug die Drehzahl 120 U/min und der Spüldruck 100 mm WS. Auf einen kleinen Zylinder von 60 mm Bohrung umgerechnet entspricht dies einer Drehzahl von 3000 U/min und einem Spüldruck von 0,25 atü. Der Spülluftaufwand betrug, entsprechend dem Liefergrad einer Kurbelkastenpumpe ungefähr das 0,8-fache des Hubvolumens. Der Zurückschlagen des Zylinderinhaltes in die Spülkanäle trat infolge des großen Vorauspuffs bei den im folgenden beschriebenen Versuchen nicht auf.

b) Beschreibung des Spülstromverlaufes

Bildtafel I. Die Bildreihe beginnt mit dem Augenblick der Schlitzöffnung bei abwärtsgehendem Kolben. Bei Bild 2 ist die erste sichtbare Frischlufwolke in die beleuchtete Zylinderebene eingetreten. Die rechte untere Ecke des Zylinders ist von Frischluft erfaßt. Die verbreiterte Zone entsteht durch das Zusammentreffen der beiden seitlichen Ströme. Aus diesem "Staugebiet" entwickelt sich der an der rechten Zylinderwand aufsteigende Spülstrom, Bild 3. Auf den Bildern 4 und 5 ist zu erkennen, daß der Frischluftstrom die gesamte rechte Zylinderhälfte erfüllt, ohne daß Querströmungen nach links auftreten. Bei Bild 6 steht der Kolben in u.T.; volle Schlitzöffnung ist erreicht. Der Spülstrom hat in dieser Phase bereits den runden Zylinderkopf durchlaufen und beginnt links zum Auspuff hinabzuströmen. Bei Bild 8 ist die Umkehrspülung voll ausgebildet, und läßt, wie auf Bild 9, noch geordneten Strömungszustand erkennen.

1) Die Zeitlupen-Apparatur, ein Zeiß-Ikon-Normalfilm Zeitdehnergerät, wurde freundlicher Weise von der Reichsanstalt Film und Bild, Abt. Forschungsfilm, Leiter Dr.Ing. G. Wolf, zur Verfügung gestellt.

Etwa bei Bild 10 hat die Frischluftzufuhr aus dem Kurbelkasten aufgehört, worauf in den folgenden Phasen der Zylinderinhalt in ungeordnete Bewegung übergeht. Bild 12 entspricht dem Wiederabschluß der Spülschlitze durch den aufwärtsgehenden Kolben. Die restlichen Bilder 13 - 16 zeigen den Beginn des Verdichtungshubs mit der im Zylinder zurückgebliebenen Wirbelung, die allmählich durch Reibung an den Wänden einschl. Kolben und Deckel sich vermindert.

Bildtafel II. Spülung im gleichen Modell mit zusätzlichem dritten Spülkanal. Diese Bildfolge zeigt in Ergänzung zu Bildtafel I den Abwärtsgang des Kolbens von 83 % des Hubes bis u.T.

Auf den ersten Bildern 1 - 8 ist der Zylinder von Nebel erfüllt, der von der eingeblasenen Preßluft (s. o. S. 1) herrührt. Die Einblasung erfolgt so, daß zusätzliche Wirbelbewegungen möglichst vermieden werden. Der abwärtsgehende Kolben ist bis Bild 6 noch im Glaszylinder zu erkennen. Zwischen den Bildern 8 und 9 gibt der Kolben zunächst die seitlichen Spülschlitze frei, und kurz darauf (Bild 10) erkennt man die erste Spülluftwolke in der Mitte des Zylinders. Die Einwirkung des später öffnenden dritten Kanals ist erst auf Bild 11 zu erkennen. Infolge des Zusammentretens der beiden seitlichen Ströme wird zunächst ein ausgedehntes Gebiet unmittelbar über dem Kolbenboden von Frischluft erfüllt. In diesem "Staugebiet", das charakteristisch für den Anfahrvorgang dieses Spülsystems ist, herrscht hohe Frischluftkonzentration. In den Randzonen, nahe am Auspuff, tritt ein Abströmen von kleinen Frischluftmengen auf. Nach dem Durchlaufen des Anfahrvorganges tritt die Richtwirkung der Spülkanäle deutlicher in Erscheinung. Die Luft steigt an der dem Auslaß gegenüberliegenden Zylinderwand (im Bilde rechts) hoch, wird am Zylinderkopf umgelenkt und strömt links zum Auslaß hinab. Der Spülstromverlauf ist ähnlich, wie bei Bildtafel I. Das Staugebiet über dem Kolbenboden ist während des Anfahrvorganges etwas ausgedehnter, da durch den dritten Kanal die sekundlich eintretende Luftmenge größer geworden ist.

c) Druckverlauf

Abb. 5 zeigt den Druckverlauf im Kurbelraum des Modells über der Zeit. Der Arbeitskolben gibt seinem Aufwärtsgang, kurz vor dem oberen Totpunkt Durchlaßschlitze im Zylindermantel frei, durch die Luft in den Kurbelraum einströmt. Das Diagramm läßt erkennen, daß die Auffüllung des Raumes in Form einer gedämpften Schwingung erfolgt. Beim Niedergang des Kolbens wird die Luft im Kurbelgehäuse verdichtet (Druckanstieglinie). Nach dem Öffnen der Spülschlitze (Eö) sinkt der Druck sehr schnell ab; unmittelbar nach u.T. ist die Atmosphärenlinie erreicht. Das Einströmen von Spülluft in den Zylinder hört zu diesem Zeitpunkt im Wesentlichen auf.

Der Vergleich mit den Filmaufnahmen ergibt, daß nach Überschreitung des Totpunktes die geordnete Bewegung im Zylinder nachläßt.

000619

d) Zeitlupenuntersuchung. Vorschreitgeschwindigkeit der Spülfront

Die Zeitdehneraufnahmen dienten dazu, den Spülvorgang weiter zu analysieren und die Weg-Zeit-Kurve der Spülfront in der Symmetrieebene des Zylinders aufzuzeichnen. Während der Aufnahme wurde eine Zeitmarke für 1/1000 sek. mit auf den Film projiziert, die eine genaue Festlegung des zeitlichen Abstands der einzelnen Phasen des Vorgangs ermöglichte. In Bildtafel 3 ist ein Ausschnitt aus einem Zeitdehnerfilm wiedergegeben. Ein Spülvorgang umfaßte 200 Einzelbilder. Dargestellt ist nur die erste Hälfte bis zum unteren Totpunkt. Man erkennt wieder den Anfahrzustand mit der typischen ausgedehnten Frischluftzone in der rechten unteren Ecke des Zylinders. Aus ihr entwickelt sich die beschriebene Umkehrspülung.

Bei Bild 110 steht der Kolben in u.T. Die Spülluft hat jetzt bereits den Zylinderkopf durchlaufen; die Front ist in der Nähe der Auspuffschlitze angelangt; Frischluftverlust ist weiterhin unvermeidbar.

Für diesen Film ist die Weg-Zeit-Kurve in Abb. 6 dargestellt. Während des Anfahrzustandes streuen die Meßpunkte; für die ausgebildete Umkehrspülung ergibt sich annähernd eine gerade Weg-Linie. Im gleichen Bild ist die Vorschreitgeschwindigkeit der Spülfront enthalten. Die Geschwindigkeit im sichtbaren Bereich nimmt nach dem Anfahren zunächst schnell ab, um dann ungefähr auf gleicher Höhe im Modell ca. 7 m/s zu bleiben. Das Gesetz des abfallenden Spüldrucks im Kurbelraum wirkt sich nicht auf die Geschwindigkeit der Spülfront aus; die Trägheit der Luftmassen, die Mischbewegungen usw. sind hier von Einfluß.

Das Vorschreiten der Spülfront erfolgt viel schneller als notwendig und daher erwünscht wäre; dadurch können erhebliche Verluste an Druck und Frischluft entstehen. Es würde nämlich schon eine mittlere Geschwindigkeit von 4,5 m/s genügen, um den Luftweg der Umkehrspülung im Zylinder während der verfügbaren Spülzeit zu durchlaufen.

Zu bedenken ist, daß in einem Zweitaktmotor von 350 cm^3 Hubvolumen bei einer Drehzahl von 3000 U/min zum Durchlaufen des genannten Spülwegs eine mittlere Luftgeschwindigkeit von nur 35 m/s genügend wäre. Demgegenüber stehen aber in der Praxis Luftgeschwindigkeiten in den Schlitzen von 150 - 180 m/s, die aufgewendet werden müssen, um in der Spülzeit die gewünschte Luftmenge in den Zylinder einzubringen. Aufgabe der Strömungsforschung muß daher sein, Mittel zu finden, diese hohen Schlitzgeschwindigkeiten der ideell errechenbaren geringen Vorschreitgeschwindigkeit der Spülfront rationell anzunähern.

e) Grundlagenforschung

Um einen tieferen Einblick in den Anfahrvorgang bei der Schnürle-Spülung zu gewinnen, wurden weitere einfache Versuche über das Verhalten zweier gegeneinander geneigter ebener Ströme durchgeführt. Die Versuchseinrichtung bestand aus einem rechteckigen, oben offenen Raum, in den unten zwei senkrecht aufsteigende Kanäle mit kurzer Biegung einmündeten. Ein bewegter Kolben war nicht vorgesehen. Das nichtstationäre Anfahren wurde dadurch erreicht, daß die Luft plötzlich durch einen Pumpenkolben in die Beobachtungsstrecke übergeschoben wurde. Das Ergebnis einer Filmaufnahme ist in Bildtafel 4 dargestellt. Die schnell angeschobene Luftmasse zeigt zunächst angenähert das Verhalten einer reibungsfreien Flüssigkeit und breitet sich im ersten Moment vor der Mündung auch seitlich aus. Im nächsten Augenblick tritt infolge der Wandreibung an den Kanten Ablösung auf, unter Entstehung der bekannten Pilzwirbel. Diese vergrößern sich schnell und wickeln dabei ruhende Luft der Umgebung ein. Nach der Ablösung vom Ursprungsort wandern beide Fronten aufeinander zu; die Ströme schmiegen sich einander an. Es bildet sich eine gemeinsame Strahlfront mit zwei großen seitlichen Wirbeln. Die mittleren, kleineren Wirbel (unten) werden zwischen den aufsteigenden Strömen festgehalten und vollführen eine ungeordnete Bewegung.

6. Versuche über die Querspülung

Hauptsächlich durch die Untersuchungen von Lindner [2] wurde bekannt, daß bei Maschinen, in deren Zylinder die Spülschlitze den Auslaßschlitzen gegenüberliegen, die anfängliche Hochspülung später in die Flachspülung umschlägt. Über den genauen zeitlichen Ablauf dieses Vorganges wurden von uns neue Untersuchungen an einer ebenen Zylindernachbildung durchgeführt. Die betreffende (zweite) Versuchsanlage (s.o.) wurde bereits im Zwischenbericht 73 der Kraftfahrtforschung beschrieben.

Die folgenden Ergebnisse beziehen sich auf eine Anordnung, bei der der Spülkanal unter 45° Neigung zur Kolbenebene einmündete. Die Drehzahl betrug 100 U/min. Die Spülströmung verlief zwischen zwei parallelen Glasplatten. Es handelt sich um die ebene Nachbildung des Maschinenzylinders. Die Spülluftförderung erfolgte durch einen mit der Bewegung des Arbeitskolbens gekuppelten Pumpenkolben.

In Bildtafel 5 ist das Resultat einer Filmaufnahme dargestellt. Auf den einzelnen Bildchen befindet sich jeweils der Auslaß links und der Spülschlitz rechts. Über dem Auspuffschlitz ist eine Skala angebracht, vor der ein mit dem Kolben verbundener Zeiger gleitet, der die jeweilige Hubhöhe erkennen läßt.

Beim ersten Bild ist der Spülkanal noch geschlossen. Beim zweiten Bild hat der Kolben einen schmalen Schlitz freigegeben, und die erste Frischluftwolke ist in den Zylinder eingetreten. Der Strahl schmiegt sich nah an die rechte Wand an. Auch auf den folgenden Bildern (bis etwa 5) bleibt dieser Zustand im wesentlichen erhalten. Unmittelbar über der Schlitzkante fängt die Strömung hier allmählich an, im Bogen auszubiegen. Dort bildet sich nämlich ein Totraum aus, in dem sich immer mehr Grenzschichtmaterial sammelt. Dadurch entsteht unmittelbar an der Wand eine Abwärtsströmung, entgegengesetzt der ursprünglichen Aufwärtsströmung. Der Wirbel wird immer kräftiger, spaltet die frisch eintretende Luft von der Wand ab und zwingt sie schließlich, flach über den Kolben zu schießen. Damit ist der Umschlag vollendet.

---

2) Vgl. W. Lindner, Untersuchungen über den Spülvorgang an Zweitaktmaschinen. VDI-Forschungsheft 363.

Der aufwärtsgehende Arbeitskolben kann bei dieser Anordnung den Vorgang weder aufhalten noch rückgängig machen. Bei einer solchen Spülung wird also der Zylinder zunächst im einen Strömungssinne (links herum) und später im entgegengesetzten durchflossen. Das erwünschte Hinausdrängen der Abgase in den Auslaß findet nur in ungenügendem Maße statt, da eine starke gegenseitige Durchmischung von Frisch- und Restluft eintritt. Eine dauernde Hochspülung wird so nicht erreicht.

Zur Erzielung der erwünschten Hochspülung werden Nasenkolben verwendet. Ein Versuchsergebnis ist in Bildtafel 6 dargestellt.

Obwohl der Spülkanal in den Zylinder horizontal einmündet, also senkrecht auf die Kolbenwand stößt, tritt die Spülluft doch im ersten Augenblick steil nach oben in den Zylinder ein. Die obere Schlitzkante wird umströmt, und die Luft hält sich an der rechten Zylinderwand (Bild 3). Bei fortschreitender Schlitzöffnung tritt jedoch sehr schnell Ablösung (Bild 4) ein und die eintretende Strömung schlägt in die horizontale Richtung um; sie schmiegt sich dann in die Wölbung des Ablenkers und steigt, der Ablenkwand folgend, senkrecht zum Zylinderkopf hoch.

Mit Nasenkolben läßt sich eine gute Spülluftführung erreichen. Bekannt sind aber die schwerwiegenden thermischen Nachteile der Kolbennase. Die Konstrukteure waren daher bestrebt, bei Hochleistungsmotoren flache Kolben zu verwenden, die verbrennungstechnisch besser sind.

Die moderne Strömungslehre kennt aber auch Mittel, um bei normaler Querspülung ohne Ablenker die dauernde Hochspülung zu erzielen.

Hierüber sind in unserem Institut seit 2 Jahren eingehende Versuche angestellt worden, über deren Erfolg in diesem Rahmen zunächst nicht berichtet werden darf.

Berlin-Charlottenburg, den 13. Juni 1940.

000620

Tabelle 1

Sinkgeschwindigkeit in Luft
(Mittel aus mindestens 10 Versuchen)

Schwebestoff	Teilchengröße mm	Sinkgeschwindigkeit cm/s
Seidenpapierflocken	bis 5	über 40
Seidenpapier verkohlt	bis 5	25
Zellenleim [2]	unter 1	24
Magnesiumoxyd (Magnesia)	--	21
Gänsedaunen [1]	--	15
Korkmehl		14
Metaldehydflocken [3]	bis 4	2,7
Metaldehydflocken	bis 1	1,2

1) (Gänsedaunen) vgl.: Dana W. Lee: A study of air flow in engine cylinder. NACA Rep. 653 (1939).
Die Methode der Sichtbarmachung und Filmaufnahmen wurde in den USA zur Untersuchung der Luftbewegung in 4-Takt-Zylindern benutzt. Vgl.Ref. Forschung Bd.11 (1940) Nr.1 S.45.

2) Zellenleim: Vgl. A. Kluge, W. von Sanden, W. Spannhake, Einrichtung für die Untersuchung des Spülvorgangs in kleinen Zweitakt-Schnellaufgzylindern. Kraftfahrtechnische Forschungsarb. H. 7.

3) (Metaldehyd) Vgl. U. Schmieschek, Z. f. Techn. Phys. 17 (1936) S. 96.
Vgl. S. Eicke und R. Wille, Sichtbarmachung von Strömungen in Luft. Forschung Bd. 8, Heft 1, S. 10.
Vgl. R. Wille, Schnürle-Umkehrspülung. Hochschulfilm der Reichsanstalt für Film und Bild (RWU) Nr. C 190.
Vgl. R. Wille und M. Popoff, Luftströmung um Körper. Hochschulfilm der Reichsanstalt f.Film u. Bild (RWU) Nr. C 242.

000621

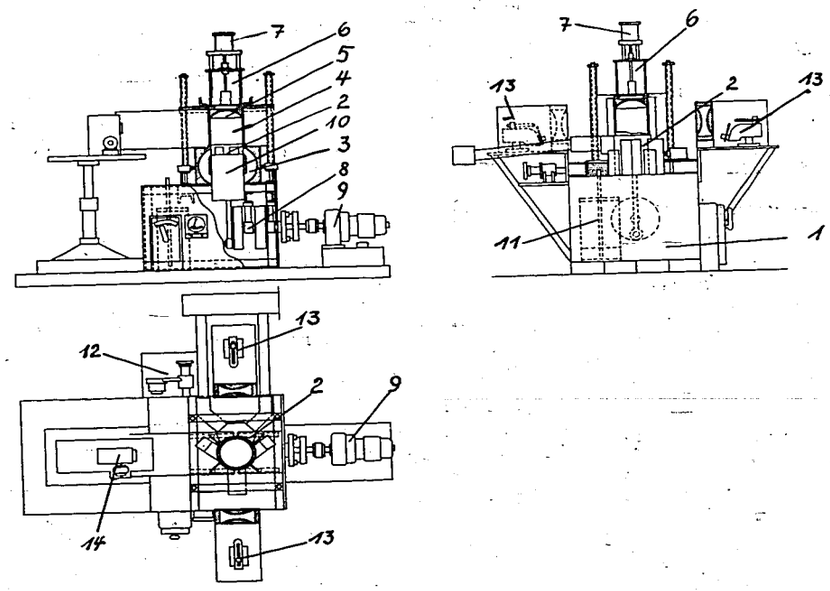


Abb. 1. Versuchsanlage III zur Untersuchung des Spülvorganges am Modell.

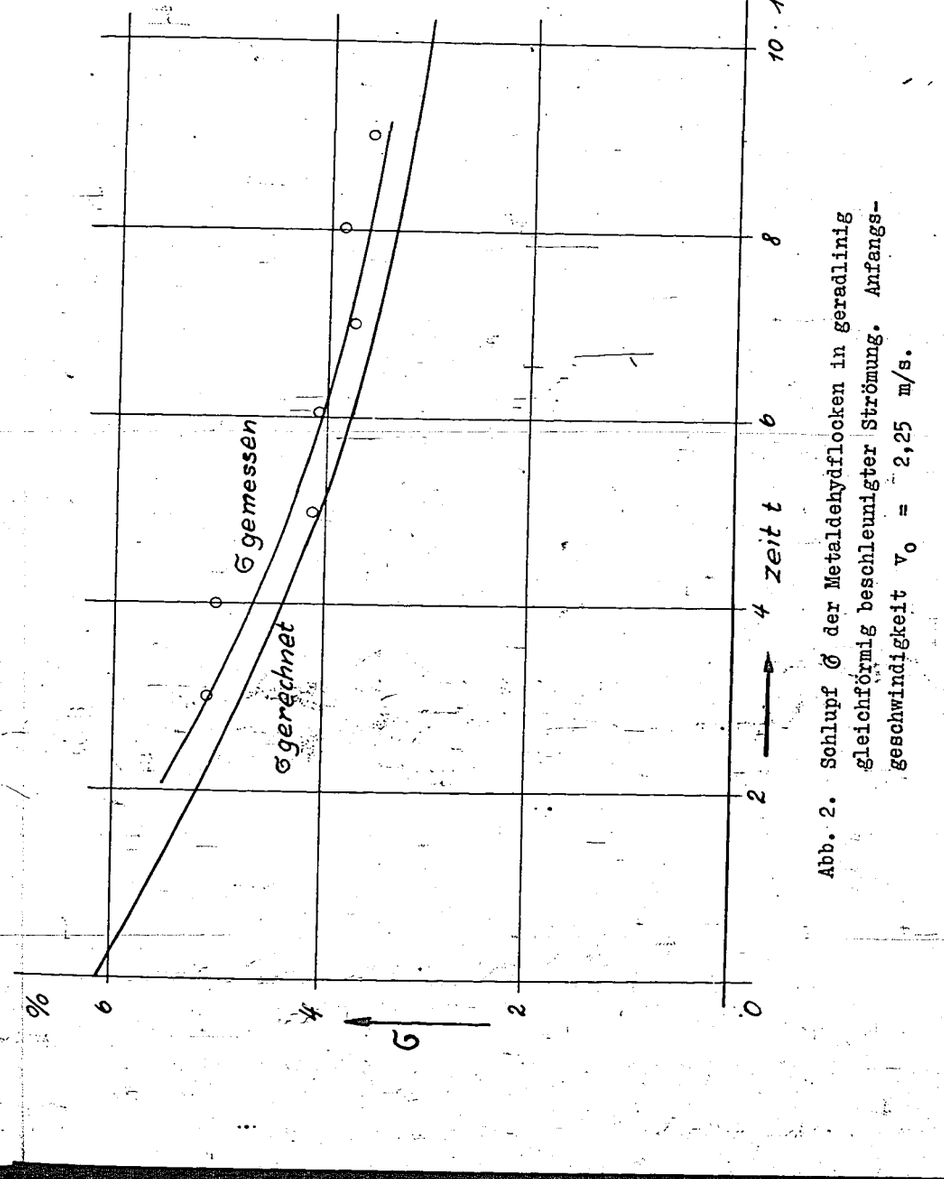


Abb. 2. Schlupf σ der Metaldehydflocken in geradlinig gleichförmig beschleunigter Strömung. Anfangsgeschwindigkeit v_o = 2,25 m/s.

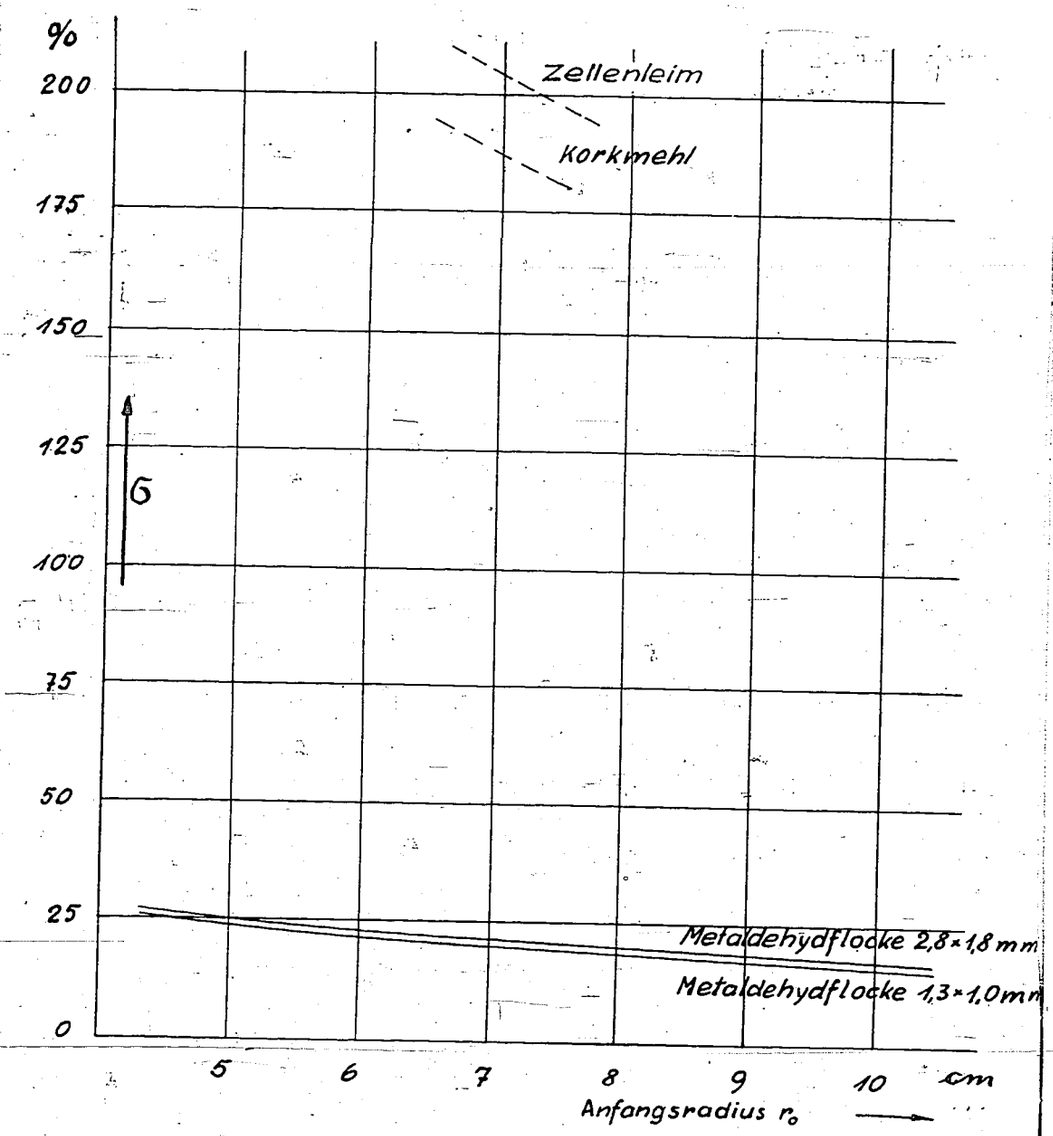


Abb. 3. Radialer Schlupf G_r als Funktion des Anfangsradius r_o.

000622

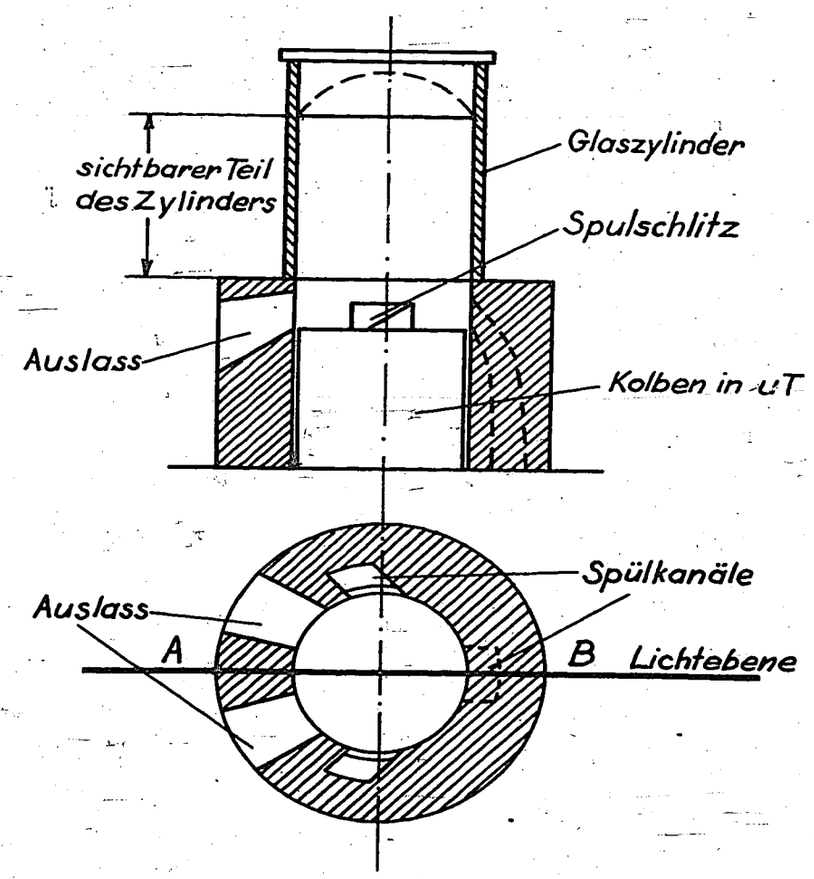


Abb. 4. Schematische Darstellung der Kanalanordnung.

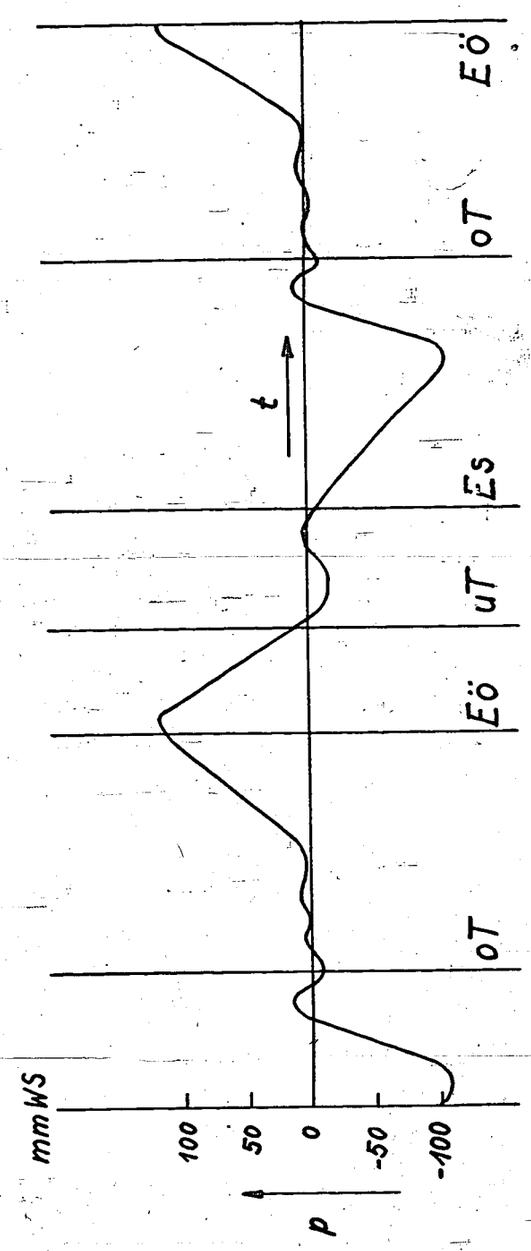


Abb. 5. Druckverlauf im Kurbelkasten.

000623

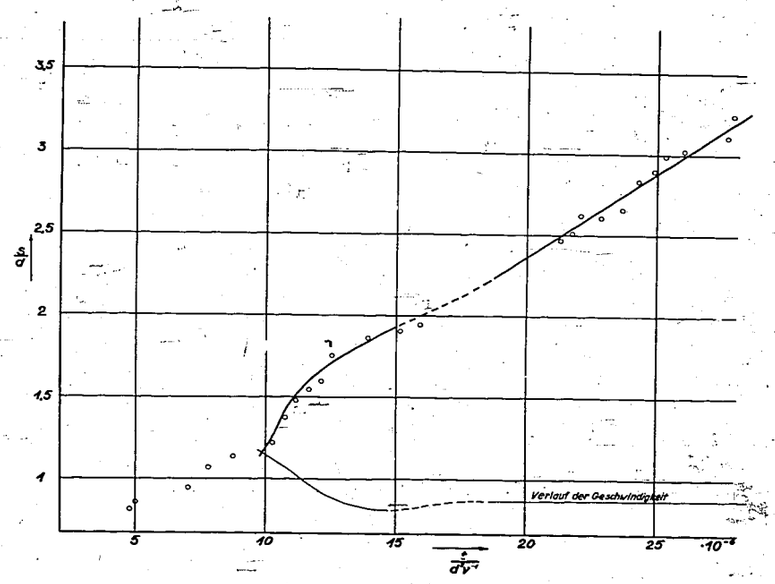
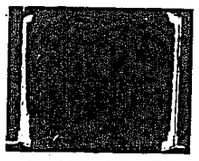


Abb. 6. Weg-Zeit-Kurve der Spülluftfront im Zylinder.



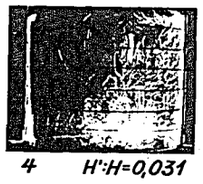
1 H':H=0,141 Eö



2 H':H=0,097



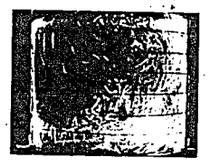
3 H':H=0,059



4 H':H=0,031



5 H':H=0,013



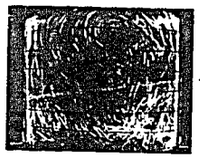
6 H':H=0 uT



7 H':H=0,002



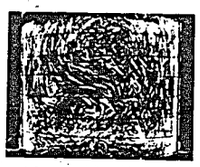
8 H':H=0,012



9 H':H=0,029



10 H':H=0,056



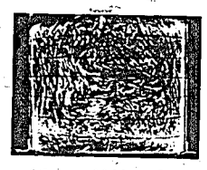
11 H':H=0,095



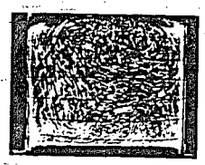
12 H':H=0,13 Es



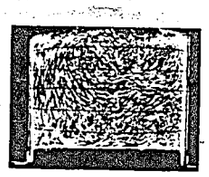
13 H':H=0,197



14 H':H=0,259



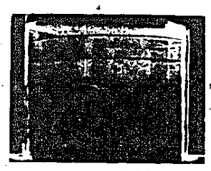
15 H':H=0,328



16 H':H=0,400

Institut für technische Strömungsforschung Prof. Dr. Ing. H. Föttinger Wille 1940	Umkehrspülung nach Schnürle	Bildtafel I

000624



1 H':H=0,83



2 H':H=0,74



3 H':H=0,71



4 H':H=0,545



5 H':H=0,445



6 H':H=0,350



7 H':H=0,236



8 H':H=0,186



9 H':H=0,119



10 H':H=0,068



11 H':H=0,030



12 H':H=0,008



13 H':H=0 uT



14 H':H=0,008



15 H':H=0,030



16 H':H=0,068



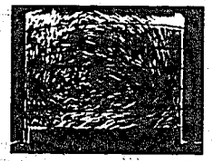
17 H':H=0,119



18 H':H=0,186

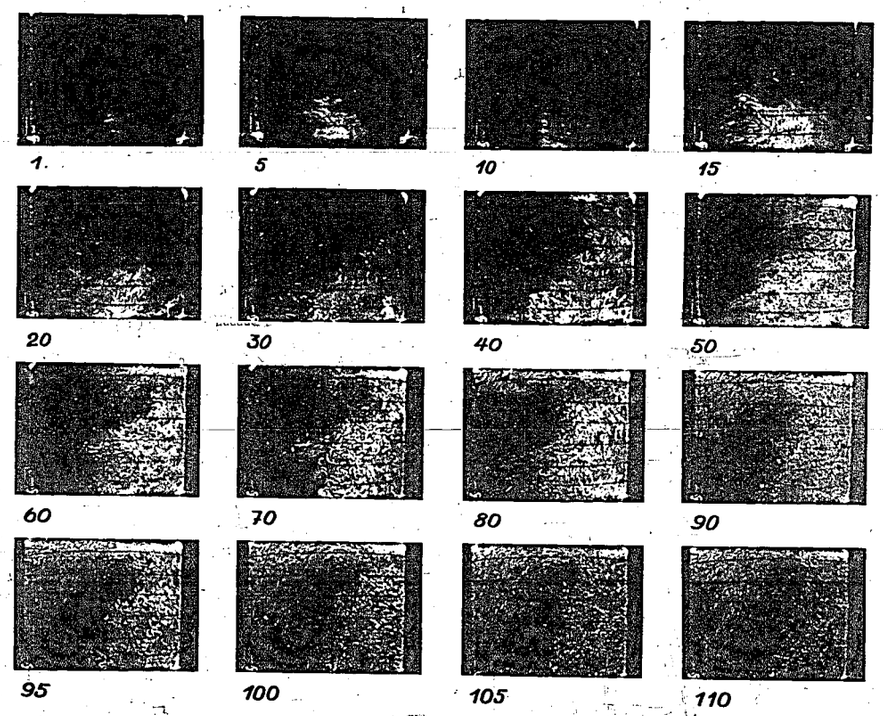


19 H':H=0,263



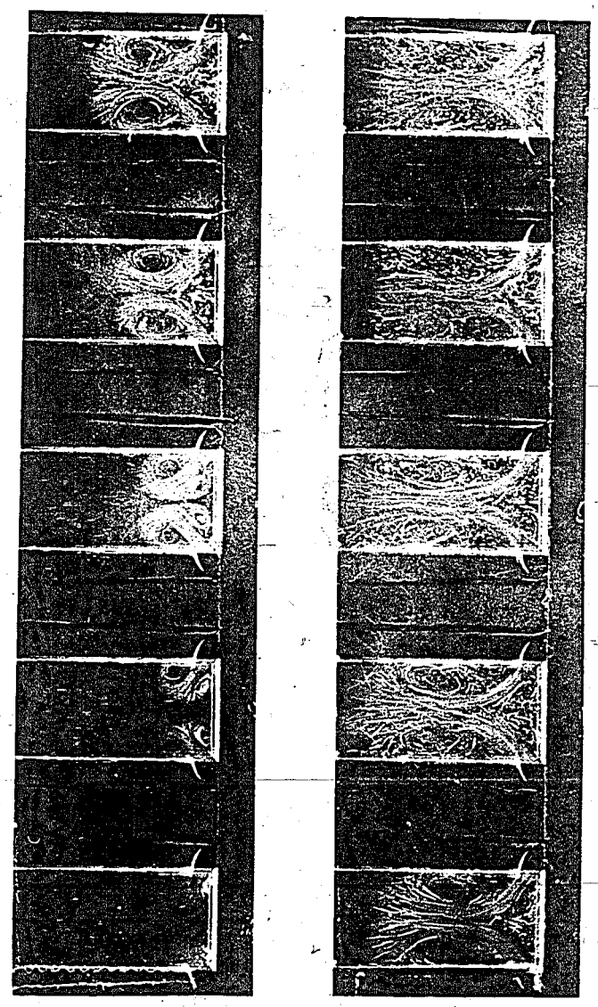
20 H':H=0,321

Institut für Techn. Strömungsforschung Prof. Dr. Ing. H. Föttinger Wille 1940	Umkehrspülung	Bildtafel II

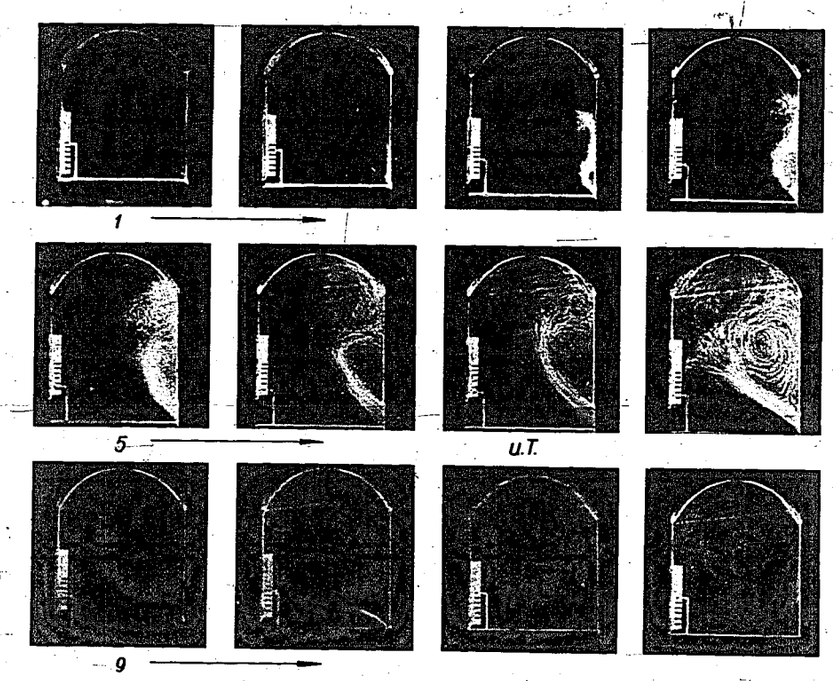


Institut für technische Strömungsforschung Prof. Dr. Ing. H. Föttinger Wille 1940	Umkehrspülung	Bildtafel III

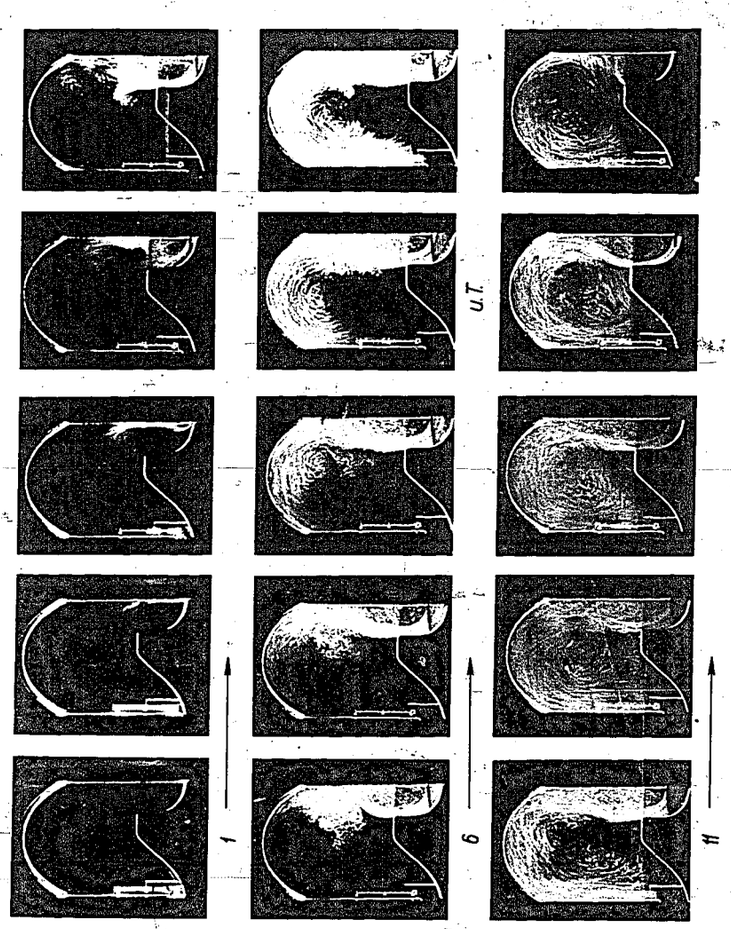
000625



Bildtafel 4. Verhalten zweier gegeneinander laufender Strahlfronten. Ebene Strömung.



Wille u. Hübner 1939	Querspülung 45° H 8	Bildtafel V



Wille u. Hübner 1939	Querspülung Nasenkolben H 23	Bildtafel VI

000627

4. Einfluß von Schwingungen auf den Spülvorgang

Von Dr.-Ing. habil. O. L u t z
Luftfahrt-Forschungsinstitut Hermann Göring, Braunschweig

1. Einleitung

Es ist sicher nicht übertrieben, wenn man feststellt, daß kaum ein Anwendungsgebiet des Maschinenbaues eine solche Fülle von Schwingungsvorgängen aufweist wie gerade der Spülvorgang bei Zweitaktmotoren. Der Grund hierfür liegt darin, daß mehrere verschiedenartige Massen - die Gasmassen im Ein- und Auslaß und im Zylinder - schwingen können, daß diese Massen ja keine festen Massenpunkte, sondern in sich elastisch und damit schwingungsfähig sind, daß diese Schwingungsanordnungen - etwa das System Einlaßleitung - Zylinder - sich während des Vorgangs ändern, daß sich die Kopplungen der einzelnen Schwingungssysteme während des Vorgangs ändern, und daß schließlich die Auswirkungen der Vorgänge in den einzelnen Zylindern sich in den verbindenden Leitungen überlagern und wieder gegenseitig beeinflussen. Die Auswahl ist für die Bedürfnisse des Zweitaktmotorenbauers also größer als erwünscht.

Wenn man in diese Vielzahl von möglichen Erscheinungen eine Ordnung bringen will, so scheint die für den vorliegenden Zweck geeignetste die zu sein, daß man vom zeitlichen Ablauf des Vorganges ausgehend die dabei auftretenden Erscheinungen nacheinander untersucht und beschreibt.

2. Ablauf der Vorgänge; Anregung der Schwingungen

a) Auspuffvorgang

Durch den Auspuffvorgang werden zunächst im Z y l i n d e r keine starken Schwingungen angeregt, da der Auslaßquerschnitt im ersten Augenblick nur klein gegen den Zylinderquerschnitt ist, die Geschwindigkeiten im Zylinder also auch klein bleiben. Man kann deshalb in guter Näherung annehmen, daß bei Beginn des Auslaßvorgangs die Strömung im Zylinder eine Potentialströmung ist[1].

Auch in der A u s l a ß l e i t u n g treten im ersten Augenblick keine starken Auswirkungen ein, da nur eine dünne Zunge in die Leitung schießt.

Im w e i t e r e n V e r l a u f müssen sich nun schnell Gleichgewichtsstörungen bemerkbar machen: die durch die Vergrößerung des Auslaßquerschnitts dauernd anwachsende Auslaßmasse kann nicht mehr in vernachlässigbar kleiner Zeit beschleunigt werden. Es läuft damit im Zylinder ein Schwingungsvorgang an, der aber den Ablauf des Vorgangs nicht wesentlich beeinflußt. Im übrigen ist noch nicht geklärt, wie sich Potentialströmungen zu einer Öffnung hin bewegen, die sich verändert.

---

1) Vgl. den Bericht S c h u l t z - G r u n o w : Die Strömungen im Zylinder während der Kompression und des Auspuffs.

KODAK SAFETY FILM

In der Auslaßleitung können nun zweierlei Vorgänge unterschieden werden: von der sich rasch verlangsamenden Auslaßzunge laufen Druckstörungen weg, die bei genügend lang ausgedehnten Leitungen durch Rückwurf an den Enden oder an Übergangsstellen zu stehenden Wellen führen. Außerdem bringt der sich verbreiternde Auslaßstrahl je nach der Auslaßkanal-Gestaltung einen größeren oder kleineren Teil der Gasmasse im Auslaß in Bewegung, was der Anlaß zu einem nicht im Gleichgewichtszustand verlaufenden Ausströmvorgang ist. Die Auswirkung ist so, daß die Ausströmung langsamer anläuft, dafür aber länger andauert, wodurch ein Unterdruck im Zylinder entsteht. Dieser Vorgang kann zum Ausspülen des Zylinders benutzt werden (Cadenacy). Abb. 1 zeigt den Druckverlauf bei der Ausströmung aus einem Gefäß, wenn eine Gasmasse vorgelagert ist. Ohne Massenwirkung verläuft der Druck nach einer Parabel (kennzeichnender Faktor $\beta = 0$); je größer die vorgelagerte Masse ist, desto mehr weicht der Druckverlauf von dieser Parabel ab, wobei noch die Erscheinung bemerkenswert ist, daß bei kleinen vorgelagerten Massen der Außendruck ($\psi = 0$) schneller erreicht wird, als wenn keine Gasmasse vorgelagert ist; die erzielbaren Unterdrücke sind beträchtlich. Daß sich dieser Vorgang zum Spülen verwenden läßt, zeigt Abb. 2. Es ist dabei vorausgesetzt, daß die Einströmleitung so kurz ist, daß im Einlaß keine Massenwirkung auftritt; die Auslaßsäule habe dagegen die Länge l, die in der Abbildung gewählte dimensionslose Auftragung wird durch das linke untere Bild erläutert. Das Diagramm zeigt, daß große Gasmassen bei entsprechenden Gassäulen aus dem Zylinder herauszuholen sind; z.B. kann mit der Wertepaarung $l_a = 3$, $l_e = 3$ und einer Gassäulenlänge gleich dem Hub theoretisch das 3,7fache Zylindervolumen abgesaugt werden. (Es ist unten angeschrieben, daß bei $l_a = 3$ der Auslaßquerschnitt etwa 33 % der Kolbenfläche beträgt.)

Man erkennt, daß es zum richtigen Ablauf des Vorgangs notwendig ist, die Auslaßleitung so zu gestalten, daß die auspuffenden Gase den Kanalquerschnitt möglichst ganz ausfüllen, damit die vorgelagerte Gasmasse sich vollständig am Bewegungsvorgang beteiligt. Der Vorgang selbst ist kein Resonanzvorgang; bei Drehzahländerung des Motors muß die Tendenz also stetig erhalten bleiben. Treten trotzdem Resonanzbilder auf, so müssen diese von an sich unerwünschten Ausbreitungsvorgängen herrühren.

Der "Antrieb" für den Saugspülvorgang liegt demnach in einer richtig gestalteten Auslaßleitung, wobei deren Querschnittsbemessung unmittelbar hinter den Auslaßorganen besonders wichtig ist; Einsatzstücke in weiterer Entfernung vom Auslaßorgan können nur den Erfolg haben, daß störend auftretende Schwingungen vermieden werden.

b) Vorgänge in den Leitungen

Ausbreitungsvorgänge führen bei länger ausgedehnten Leitungen immer zu stehenden Schwingungen. Beim Auslaßvorgang ist die Anregung besonders stark, so daß dort steile Wellenfronten auftreten 2). Es ist noch nicht geklärt, wie sich steile Wellenfronten beim Rückwurf an offenen Leitungsenden verhalten. Selbst bei Annahme kleiner Schwingungsgrößen sind die Vorgänge kompliziert,

2) Vgl. Lettau, Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 39, Messungen an Gasschwingungen großer Amplitude in Rohrleitungen.

000628

da die Anregung nicht durch eine Geschwindigkeitsschwankung an der Stelle des Auslaßorgans, sondern durch eine Querschnittsschwankung geschieht, die sich beide beeinflussen. Die Folge ist eine "Verstopfung" der Leitungen, da im Resonanzfall immer dann große Druckunterschiede, also größere Durchströmgeschwindigkeiten an dem sich ändernden Querschnitt vorhanden sind, wenn dieser Querschnitt klein ist, und umgekehrt bei großen Querschnitten nur kleine Druckunterschiede, also kleine Durchströmgeschwindigkeiten auftreten.

Stehende Schwingungen, die durch Querschnittsschwankungen angeregt werden, bedeuten also immer eine Verschlechterung der Vorgänge, und sind deshalb beim Spülvorgang sowohl auslaß- als auch einlaßseitig nach Möglichkeit zu vermeiden. (Beim Ansaugvorgang von Viertaktmotoren liegen andere Anregungsbedingungen vor; dort können stehende Schwingungen in manchen Frequenzbereichen günstig sein.) 3)

Sehr verwickelt sind auch die Vorgänge in mehrfach angeregten (verzweigten) Leitungen.

Abb. 3 zeigt ein Zerlegungsschema, nach dem die Vorgänge in einer zweifach angeregten Leitung befolgt werden können. 4) Die einzelnen Leitungsstücke können als einfache, offene Leitungen behandelt werden. Die nähere Betrachtung zeigt, daß die zum offenen Ende der Gesamtleitung (links in Abb. 3) hinlaufenden, von den Anregungsstellen ausgehenden Einzelwellen dort nach einem verwickelten, nicht im Voraus bestimmbaren Zusammenhang zurückgeworfen werden; hierin liegt der Haupteinwand gegen das Aufstellen von Wellenplänen begründet.

Die Vorgänge an Rohrverzweigungsstellen selbst sind experimentell noch nicht geklärt, d.h. es ist noch nicht bekannt, wie der räumliche Verzweigungsvorgang etwa in einem Hosenrohr abläuft (die theoretischen Betrachtungen müssen vorläufig noch lineare Vorgänge und damit einen einzelnen Verzweigungspunkt annehmen).

Die Rückwirkung von Schwingungsvorgängen in der Auslaßleitung auf den Spülablauf ist während des überkritischen Ausströmens nicht sehr wesentlich. Dagegen kann das Druckniveau in der Auslaßleitung während des eigentlichen Ausspülens über den Spüldruck gehoben und damit der Ablauf des Spülvorgangs beträchtlich gestört werden.

c) Spülvorgang

Während des Spülvorgangs ist das System: Einströmleitung - Zylinder - Ausströmleitung schwingungsfähig; Abb. 4 zeigt hierauf zurückzuführende Druckschwingungen während des Spülvorgangs und das Gleichnis für solche Schwingungen ("Tonraumschwingungen") - Torsionsschwingungen einer beiderseits eingespann-

3) Vgl. A. Pischinger, Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbesondere beim Auspuff- und Spülvorgang in Zweitaktmaschinen, Forschg. Ing. Wes. Bd. 6 (1935) S. 245 u. 273 und O. Lutz, Über Resonanzschwingungen in den Ansaug- und Auspuffleitungen von Reihenmotoren, 3. Teilbericht: Die Anregungsbedingungen beim Ansaugvorgang von Viertaktmotoren, Lufo 1940, Bd. 17.

4) Vgl. O. Lutz, Über Resonanzschwingungen in den Ansaug- und Auspuffleitungen von Reihenmotoren, Lufo Bd.16 (1939) S.139.

ten Welle mit Schwungmasse. Die "Steifigkeiten" sind umso größer (die Schwingungen umso kleiner), je größer die Strömungsquerschnitte sind. Auslaßseitig bedeutet dies: was für die Saugspülung günstig, ist für den Spülablauf ungünstig.

Neben den bereits erwähnten Ausbreitungsschwingungen äußern sich in der Einströmleitung vor allem noch Massenwirkungen der beschleunigten Gassäulen, wodurch der Verlauf der Einströmgeschwindigkeit ganz wesentlich beeinflußt wird. In Abb. 5 ist der Geschwindigkeitsverlauf in einer Einströmöffnung aufgezeichnet, wenn ein dreiecksförmiger Zeitquerschnitt angenommen wird. Je größer die vorgelagerte Gassäule ist, desto geringer bleiben die Schlitzgeschwindigkeiten während des Öffnungsvorgangs, um beim Schließvorgang durch das Nachschieben der Säule ganz wesentlich über den stationär zu erwartenden Wert anzusteigen.

Auch im Zylinder selbst können Schwingungen auftreten, die aber den Spülablauf nicht stark beeinflussen, da die Frequenzen sehr hoch sind und die Lage der Anregungsstellen solche Schwingungen nicht begünstigt. Das einfachste Beispiel für die Schwingungsmöglichkeiten des Gasinhalts (zugleich niederste Frequenz) ist eine Ausbreitungsschwingung zwischen Zylinderkopf und Kolben.

Für den Strömungsverlauf des eigentlichen Spülvorgangs im Zylinder sind die Schwingungen im Einlaß besonders wichtig. Der Grund hierfür liegt darin, daß die Mehrzahl aller Spülanordnungen die Neigung haben, je nach der Kolbenstellung zwei charakteristisch verschiedene Strömungsformen auszubilden; das klarste Beispiel hierfür bietet eine Querspülung, die bei noch fast geschlossenem Einlaßschlitz immer zur Hochspülung (am Zylinderkopf vorbei), bei geöffnetem Schlitz zu Kurzschluß (über den Kolbenweg) neigt [5].

Auch hier tritt eine Störung des Gleichgewichts ein: eine einmal angelaufene Strömungsform hält länger an als den äußeren Bedingungen entspricht; deshalb geht bei einer Querspülung die Strömung immer noch am Zylinderkopf vorbei, wenn die Einlaßöffnung bereits so groß geworden ist, daß ihr bereits die Kurzschlußströmung entspräche. Der Übergang von der einen zur anderen Strömungsform wird beschleunigt durch die Schwingungsvorgänge in der Einlaßleitung, da nun sozusagen mehrere Strahlen nacheinander in verschiedener Richtung in den Zylinder "geschossen" werden. Nach den Erkenntnissen über die Strahlbildung kann es dabei in vielen Fällen wertvoll sein, die Richtung der Einzelstrahlen durch Unterteilung des Einlaßstromes in einzeln geführte Strahlen zu beeinflussen.

Dieses erklärt auch den manchmal überraschend günstigen Erfolg von Kurbelkasten-Spülungen. Der erste Anlauf des Vorgangs beeinflußt den ganzen weiteren Ablauf, hierfür steht aber gerade bei der Kurbelkasten-Spülung ein großes Druckgefälle zur Verfügung.

3. Zusammenfassung

Zusammenfassend ist also festzustellen, daß die dynamische Spülung wesentlich anders verlaufen kann als die stationäre Spülung. Bei richtiger Erkenntnis und Wertung der Einzelvorgänge

5) Vgl. die Strömungsaufnahme in dem Bericht W i l l e, S.

000629

kann man sich aber heute schon ein weitgehend richtiges Bild von dem wirklichen Ablauf der Vorgänge in jedem einzelnen Fall machen. Für die Durchführung von Versuchen folgt daraus, daß weniger die Einhaltung der Reynoldsschen Zahlen wichtig ist, als vielmehr die genaue Einhaltung des Verhältnisses von Einströmgeschwindigkeit zur Kolbengeschwindigkeit, und daß man insgesamt danach streben sollte, die Vorgänge mit den wirklichen Geschwindigkeiten selbst zu untersuchen. Die neue Versuchsapparatur der Luftfahrtforschungsanstalt Hermann Göring ist deshalb so eingerichtet, daß sie mit wirklichen Strömungs- und Kolbengeschwindigkeiten arbeiten kann. Die Strömungen sollen dabei durch ein in der Anstalt vervollkommnetes Interferenzverfahren sichtbar gemacht werden.

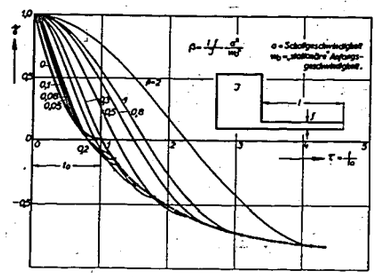


Abb. 1. Druckverlauf bei der Ausströmung aus einem Gefäß.

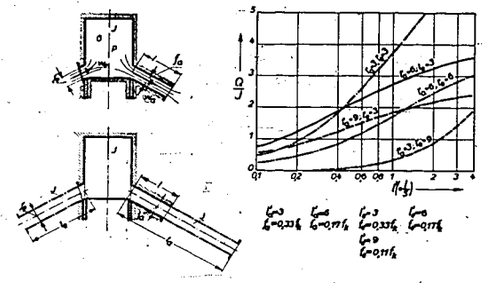


Abb. 2. Saugwirkung der Auspuffsäule bei Zweitaktmaschinen.

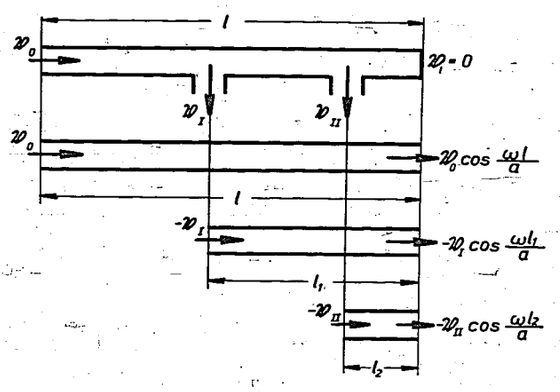


Abb. 3.

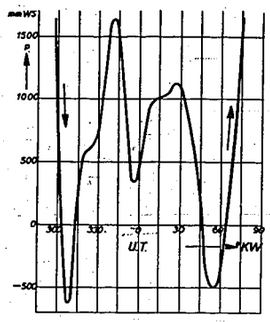


Abb. 4. Druckschwingungen im Zylinder.

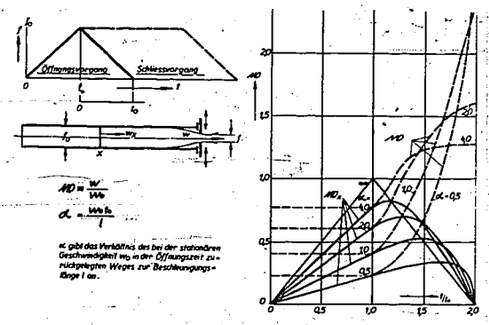


Abb. 5. Geschwindigkeitsverlauf bei dreiecksförmigem Zeitquerschnitt.

5. Einfluß unsymmetrischer Steuerdiagramme auf Elastizität, Leistung und Verbrauch kleiner Otto - Zweitaktmotoren

Von Professor Dr.-Ing. J. Z e m a n
bei der Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrwesen an der Technischen Hochschule in Wien,
Professor Dr.-Ing. Ludwig R i c h t e r

Nach dem Abschluß einer Untersuchung von Zweitaktmaschinen mit unsymmetrischen Steuerdiagrammen [1]) und besonderem Gebläse schien es wünschenswert, den Einfluß der Unsymmetrie auch bei Kurbelkastenmaschinen zu verfolgen. Es war von Anfang an klar, daß der Weg der Rechnung vorläufig zu schwierig sein würde und daß man daher würde trachten müssen, die Sachlage versuchsmäßig zu klären.

Eine Steuerung des Spülvorganges über die durch den Kolben allein gegebenen Möglichkeiten hinaus bedeutet immerhin eine Verwicklung der Konstruktion, die man nur dann in Kauf nehmen wird, wenn damit eine Verbesserung der Ergebnisse in irgend einer Richtung gegenüber dem einfachen Dreikanaler erzielt werden kann. Es kommt daher auf Vergleichsversuche an, die aber, da es sich voraussichtlich um kleine Unterschiede handeln würde, auf einer einwandfreien Vergleichsbasis, also womöglich an derselben Maschine vorgenommen werden müßten. Es ergab sich also die Notwendigkeit, eine Maschine zu bauen, die sowohl mit symmetrischen wie auch mit unsymmetrischen Steuerdiagrammen laufen konnte.

Die konstruktive Lösung zeigt Bild 1. Der Zylinder kann dabei in zwei Stellungen aufgesetzt werden, so zwar, daß die Spülkanäle entweder die voll ausgezogenen oder, nach einer Drehung um 90° um die Zylinderachse, die gestrichelt gezeichnete Lage einnehmen. Wird der Zylinder so aufgesetzt, daß die Spülkanäle in die gestrichelte Lage kommen, so arbeitet die Maschine als gewöhnlicher Dreikanaler. Im anderen Falle, das ist die im Bild voll gezeichnete Lage, liegen zwischen Kurbelkasten und Spülkanal Drehschieber, die die Spülung zusätzlich abzusteuern gestatten. Diese Schieber bestehen aus umlaufenden Platten, die von den Kurbelscheiben durch Nasen mitgenommen werden, und zugehörigen Spiegeln, deren Schlitzausbildung und Stellung die Steuerzeiten bestimmen. Die Spiegel sind innerhalb gewisser Grenzen verdrehbar, wodurch angedeutet werden soll, daß die Anordnung die Veränderung der Steuerzeiten auch während des Laufes gestattet, wenn dies Vorteile zeitigen sollte. Die Konstruktion zeigt auch, daß die Verwirklichung des Prinzipes mit einfachen Mitteln möglich ist und eine wirtschaftlich untragbare Belastung der Herstellungskosten dadurch nicht zu befürchten ist. Der Nachteil der Anordnung liegt darin, daß das Steuerorgan nicht unmittelbar an den Schlitzen liegt.

---

1) Zeman, Zweitaktmaschinen mit unsymmetrischen Steuerdiagrammen. A T Z 1938, S. 420.

Neuerdings wird wieder vielfach der Einlaß durch besondere Organe, also nicht durch den Kolben, wie beim gewöhnlichen Dreikanaler, gesteuert. Auch das kann bei der Versuchsmaschine mit den gleichen Schiebern erreicht werden, die schon für die Steuerung der Spülung selbst Verwendung finden.

Die folgenden beiden Bilder geben schematisch die Schieberanordnung und die zunächst vorgesehenen Steuerdiagramme wieder (Bild. 2 u. 3).

Es ist nun beabsichtigt, zunächst die Verhältnisse bei der gewöhnlichen, dann die bei der Maschine mit eingeschalteten Steuerschiebern zu untersuchen und die Ergebnisse zu vergleichen. Eine Schwierigkeit war dabei vorauszusehen, sie liegt im Vergaser. Obwohl bei Anbau eines handelsüblichen Vergasers stets die Kombination Vergaser - Motor geprüft wird, wobei eine Trennung der Einflüsse praktisch unmöglich ist, hat dieser Umstand bisher merkwürdigerweise nur wenig Beachtung gefunden. Soviel mit gegenwärtig ist, hat U. Schmidt, Berlin, dies beachtet [2] und sich so geholfen, daß er die Hauptdüse des sonst unveränderten Vergasers regelbar ausbildete.

Die Sachlage ist nun bekanntlich die, daß die Gemischzusammensetzung weitgehend Leistung und Verbrauch bestimmt. Diesen Zusammenhang zeigt z.B. die von Judge [3] stammende Kurve der Abhängigkeit des mittleren Druckes vom stündlichen Brennstoffverbrauch oder besser vom Mischungsverhältnis (Bild 4). Innerhalb der Zündgrenzen sind also sehr weitgehende Unterschiede möglich, und wenn auch aus dem allgemeinen Maschinenverhalten geschlossen werden kann, ob das angesaugte Gemisch arm oder reich ist, so ist das eben nur eine grobe Schätzung, die nicht für jeden einzelnen Punkt zutreffen muß.

Weiter ist der Lufttrichterquerschnitt des Vergasers von Einfluß auf den Verlauf der Momentenkennlinie, also auf eine jener Eigenschaften, die die Elastizität des Motors bestimmen.

Um daher ein einwandfreies Bild des Motorverhaltens an sich zu erhalten, ist es notwendig, entweder für verschiedene Drehzahlen und Lufttrichterabmessungen eine der früher gezeigten Kurve ähnliche aufzusuchen, oder aber mit genügender Sicherheit einen bestimmten Punkt der Kurve, z.B. den der größten Leistung oder des geringsten Verbrauches herauszugreifen. In beiden Fällen müssen meßtechnisch folgende Bedingungen erfüllt werden:

1. Unveränderliche Drehzahl.
2. Leichte und stetige Veränderlichkeit der Gemischzusammensetzung bei jeder Drehzahl.
3. Auswechselbarkeit des Lufttrichters.

---

2) U. Schmidt, Berlin, Untersuchungen an Zweitaktmotoren. 1. Bericht Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten, Heft 5.

3) Judge, Motor manuals. Vol. II, Carburettors and Curburation, London 1925.

000631

Entsprechende Vergaser sind meines Wissens bei uns nicht, wohl aber früher von Ricardo entwickelt und benützt worden. Auf eine Anfrage teilte er uns mit, daß er zu diesem Zwecke Vergaser mit nur einer durch eine Nadel verstellbaren Düse erfolgreich verwendet habe, allerdings bei Viertaktmaschinen größerer Leistung als für uns in Frage kam. Nun haben solche Vergaser im Zusammenbau mit einzylindrigen Zweitaktmaschinen die unangenehme Eigenschaft, stark zu sprühen. Das und der Umstand, daß bei der CFR-Maschine die Nadelverstellung verlassen wurde, die Brennstoffdüse jetzt in den Nebenstrom verlegt und die Gemischzusammensetzung durch Höhenverstellung des Schwimmergehäuses erreicht wird, veranlaßte uns, ähnliche Wege zu gehen, und zwar, wie ich gleich feststellen möchte, mit unbefriedigendem Erfolge. Kurz ausgedrückt: Das Verhalten des Vergasers war so unstabil, daß zusammenhängende Meßreihen nicht oder nur schwer und mit großen Zeitverlusten aufgenommen werden konnten. Eine ziemlich weitgehende Verbesserung wurde dadurch erreicht, daß die Bremsdynamo so geschaltet wurde, daß sie mit nur geringer Drehzahländerung vom Generator- auf Motorbetrieb übergehen konnte, d.h. also, daß die Linie, die den Zusammenhang zwischen Moment und Drehzahl wiedergibt, sehr steil gemacht wurde. Dies wurde durch eine Art Spannungsteilerschaltung (Bild 5) erreicht. Diese verbesserte führbar die Drehzahlstabilität, nicht aber auch die Stetigkeit der Gemischveränderlichkeit, so daß in dieser Hinsicht noch Verbesserungen notwendig sind.

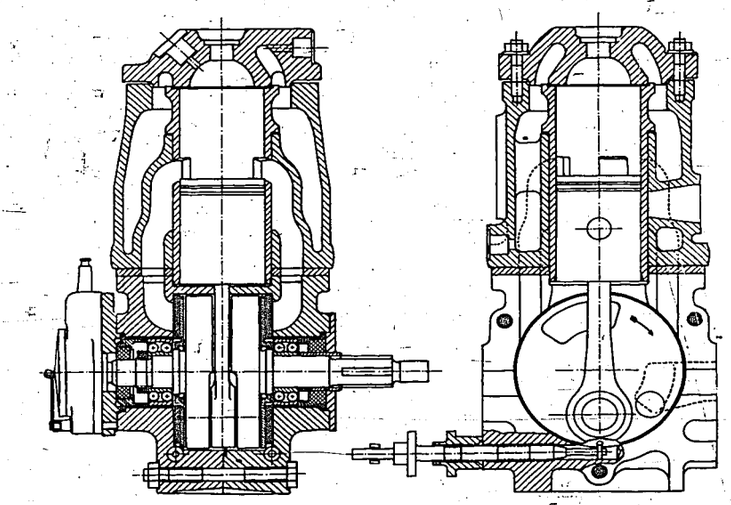


Bild 1. Schnittzeichnung des Versuchsmotors.

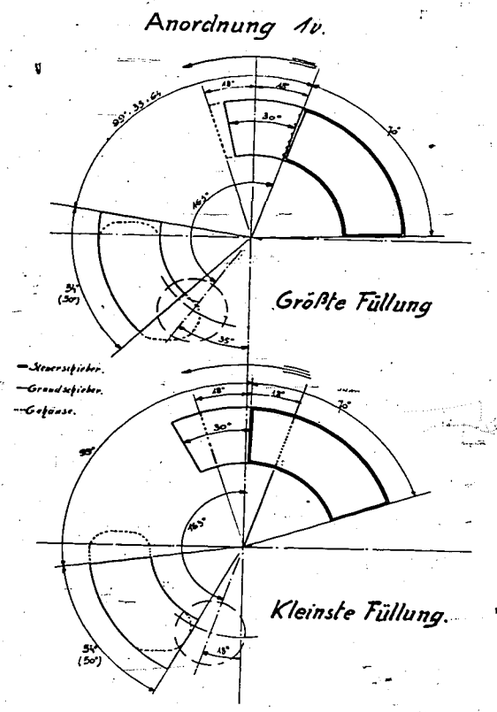


Bild 2. Schema der Schieberanordnung.

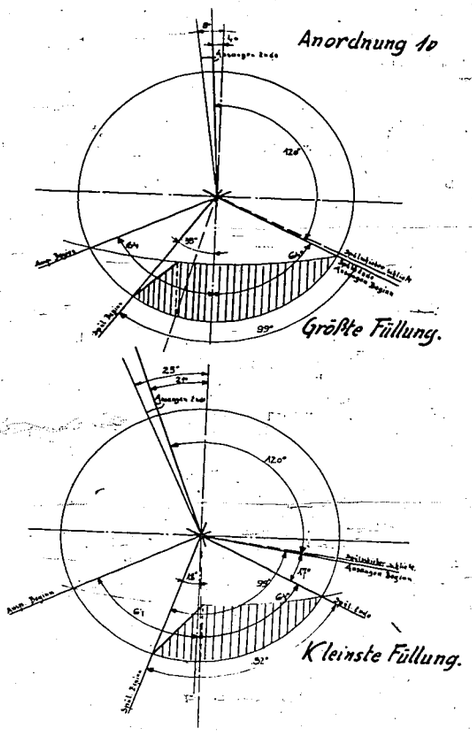


Bild 3. Steuerdiagramme.

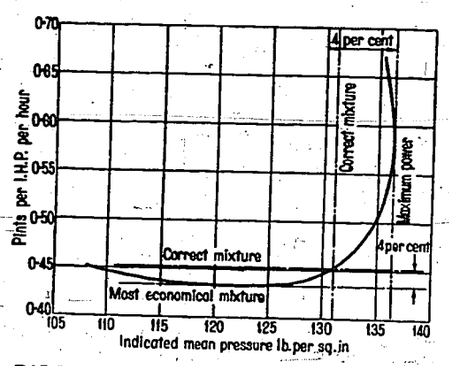


Bild 4. Zusammenhang zwischen Brennstoffverbrauch und mittlerem Arbeitsdruck nach Judge.

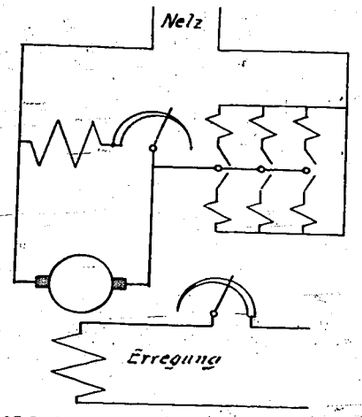


Bild 5. Spannungsteilerschaltung.

000632

6. Die Änderung des Spülerfolges bei erhöhtem Spülmittel-Aufwand bei Zweitakt-Motoren

Von Dr.-Ing. habil. U. S c h m i d t
aus der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin,
Leiter: Prof. Dr.-Ing. O. Schöne

Bei der Untersuchung der Spülung gemischgespülter Zweitakt-Motoren werden zwei verschiedene Wege beschritten. Durch Modellversuche in durchsichtigen Zylindern einerseits und in den Luftstrom eingelagerte Teilchen wird der Verlauf der Spülströmung im Innern des Zylinders der Betrachtung zugänglich gemacht, andererseits durch Messung der Leistung und des Brennstoffverbrauchs sowie der Zusammensetzung der Ladung während der Kompression und Arbeitsperiode am laufenden Motor der Erfolg der Spülung ermittelt. Beide Verfahren sind für die Klärung der Spülvorgänge in Zweitakt-Motoren nebeneinander anzuwenden, um ein einwandfreies Bild über den Einfluß irgendwelcher Änderungen zu erzielen.

Die Zusammensetzung des beim Reichsverkehrs-Ministerium gegründeten Arbeitskreises gewährleistet die Lösung dieser beiden nebeneinander liegenden Aufgaben in besonders vollständigem Maße. Spülbilduntersuchungen werden bereits im großen Umfang an verschiedenen dem Arbeitskreis angeschlossenen Forschungsinstituten durchgeführt. Der Klärung der Vorgänge auf der Ein- und Auslaßseite und der Feststellung der Rückwirkung von Schwingungen auf die Arbeitsweise des Motors haben sich in hervorragender Weise Mitarbeiter des Arbeitskreises gewidmet.

Im Hinblick auf die Verbesserung der Ausspülung sind in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der T. H. Berlin Versuche durchgeführt worden, welche die Ermittlung des Spülerfolges bei verändertem Spülmittelaufwand zum Gegenstand hatten. Die Änderung des Spülmittelaufwandes wurde hierbei einerseits durch zusätzliche Aufladung auf der Einlaßseite, andererseits durch Drosselung des Abgasstromes auf der Auslaßseite erzielt.

Zur Kennzeichnung des Erfolges einer Spülung war es bisher allgemein üblich, den Verlauf der sogen. Spülwirkungsgrade in Abhängigkeit vom Spülmittelaufwand festzustellen. Abbildung 1 zeigt das Ergebnis einer solchen Untersuchung. Man erkennt, daß die Qualität der Ladung mit zunehmenden Spülmittelaufwand ansteigt, während der quantitative Spülwirkungsgrad abfällt und auf einen immer größer werdenden Frischgasverlust hinweist.

Für die Untersuchung von Diesel-Maschinen war diese Art der Darstellung der Untersuchungsergebnisse völlig ausreichend. Man begnügte sich meistens mit der Ermittlung der Ladungsqualität, während dem Spülmittelverlust nur in Verbindung mit dem Leistungsaufwand für die Spülmittelbeschaffung eine Rolle zufiel. Für den gemischtgespülten Zweitakt-Motor genügt diese Betrachtungsweise jedoch nicht. Man erkennt, daß mit zunehmenden Spülmittelaufwand die eine der beiden Kurven ansteigt, die andere dagegen abfällt.

Irgendeine Aussage über die Verbesserung der Spülmittelausnutzung, über den Brennstoffverlust oder die zu erwartende Motorleistung kann anhand dieser beiden Kurven nicht gemacht werden. Es war infolgedessen nötig, aus den ermittelten Werten der Spülwirkungsgrade rechnerisch neue Kennwerte für die Spülung zu ermitteln, welche die geforderten Aussagen zu machen gestatten. Als solche Werte wurden der Mischungsgrad, der Frischladegrad und der Verlustfaktor eingeführt.

Der Mischungsgrad soll ein Bild über das Verhalten der Spülung selbst geben (Abbildung 2). Man hat bisher als Grenzfälle der Spülung die sogen. Verdrängerspülung, im anderen Falle die Verdünnungsspülung betrachtet. Es wird angenommen, daß, aufgetragen über dem Spülmittelaufwand, der quantitative Spülwirkungsgrad bei der Verdrängerspülung eine unter 45° ansteigende Gerade sei (gestrichelte Linie) und für die theoretische Verdünnungsspülung eine Exponentialkurve (gestrichelte Linie). Man glaubt also, aus dem Verlauf des quantitativen Spülwirkungsgrades auf die Spülung schließen zu können. Das trifft jedoch nicht zu. Da sowohl das Restgas im Zylinder als auch das zuströmende Frischgas verschiedene Temperaturen und Drücke besitzen, welche sich dazu noch bei der gleichen Maschine von Fall zu Fall ändern, werden die Idealkurven, welche praktisch nur für die Vermischung von Flüssigkeiten oder von Gasen gleicher Temperatur und Drücke gelten, verzerrt. Für einen bestimmten Motorbetriebszustand sind diese wirklichen Spülwirkungsgrade in der Abbildung 2 eingetragen. Die Verdrängerspülung ergibt danach einen Verlauf gemäß der obersten voll ausgezogenen Linie, die Verdünnungsspülung entspricht der oberen dick gezeichneten Linie. Man erkennt hieraus, welchen außerordentlichen Einfluß Temperatur- und Druckänderung auf den Verlauf des Spülwirkungsgrades ausüben können. Der Mischungsgrad dagegen ist von Temperatur und Druck völlig unabhängig und vereinigt in sich den Verlauf sowohl des qualitativen als auch des quantitativen Spülwirkungsgrades. Die Kurven für den qualitativen Spülwirkungsgrad, die sich für die verschiedenen Mischungsgrade ergeben würden, sind in der Abbildung 2 mit eingetragen. Man erkennt, daß sich der Mischungsgrad $\delta = 0$ mit der Verdrängerspülung deckt, während die Kurve für $\delta = 1$ sich bei großen Spülmittelaufwänden der Exponentialkurve nähert. Die dazwischenliegenden Punkte lassen sich durch die Mischungsgrade zwischen 0 und 1 erfassen und ermöglichen dadurch eine einwandfreie Definition der Spülung.

Ein Bild über die zu erwartende Motorleistung erhält man durch die Errechnung des Frischladegrades, welcher das Produkt aus dem Spülmittelaufwand und dem quantitativen Spülwirkungsgrad darstellt. In früheren theoretischen Arbeiten wurde nachgewiesen, daß die Leistung der Maschine, abgesehen von der Änderung des thermischen Wirkungsgrades, dem Frischladegrad proportional ist. Abbildung 3 zeigt das Ergebnis der Messungen einer Einzylinder-Maschine. Man erkennt, daß die Steigerung des Frischladegrades und damit der Leistung durch Erhöhung des Spülmittelaufwandes in weiten Grenzen möglich ist. Durch Erhöhung des Gegendruckes auf der Auslaßseite ist bei einem bestimmten Spülmittelaufwand die Frischladung und damit die Leistung weiter steigerungsfähig. Die drei stark eingezeichneten Kurven zeigen den Verlauf des Frischladegrades bei der Versuchsmaschine bei konstanten Verhältnissen auf der Einlaßseite. Durch Erhöhung des Gegendruckes auf der Auslaßseite fällt der Spülmittelaufwand langsam ab. Dabei steigt

000633

jedoch der Frischladegrad bis zu einem ungefähr bei 1 at liegenden Gegendruck an, um dann scharf abzuknicken. Durch richtige Wahl des Gegendruckes allein kann also die Motorleistung gesteigert werden. Durch eine Erhöhung des Spülmittelaufwandes von 77 % auf 85 % unter gleichzeitiger Steigerung des Gegendruckes von 0,9 auf 1,05 at würde es gelingen, die Motorleistung im Verhältnis von 56 : 44 zu erhöhen (ob diese Erhöhung des Spülmittelaufwandes in bezug auf den Verlust an Frischladung tragbar ist, wird nachher gezeigt). Die Kurven für den Frischladegrad bei konstantem Gegendruck streben offensichtlich einem Maximalwert zu, welcher für 1 at Gegendruck ungefähr bei 68 % liegt. Die Kurven für kleinere Gegendrücke liegen entsprechend tiefer, und zwar stehen die erreichbaren Maximalwerte genau im Verhältnis der Drücke, d.h. der Gehalt ausspülbarer Reste an Abgasen im Zylinder nimmt ein konstantes Volumen an; dieser Rest wird demnach bei noch so weit getriebener Erhöhung des Spülmittelaufwandes nicht mehr erfaßt. Ein Vergleich dieser Endwerte für verschiedene Spülungen gibt ein brauchbares Mittel für die Beurteilung einer Spülung. Der Anstieg des Frischladegrades ist bei weiterer Steigerung des Gegendruckes jedoch nicht mehr proportional dieser Gegendruckerhöhung, was sich durch den bei hohen Gegendrücken besonders starken Rückstrom von Abgasen in den Kurbelkastenraum erklären läßt.

Wenn die Kurven für den Frischladegrad gezeigt haben, daß durch Erhöhung des Spülmittelaufwandes bis zu einer bestimmten Grenze hin eine beliebige Erhöhung der Frischladung und damit der Leistung zu erzielen ist, so muß untersucht werden, ob diese Erhöhung wegen eventuell gesteigerten Brennstoffverlustes tragbar ist. Dieser Untersuchung dient die Ermittlung des Brennstoffverlust-Faktors. Dieser Verlustfaktor gibt an, das Wievielfache der im Zylinder zur Verarbeitung gelangenden Brennstoffmenge zugeführt werden muß. Abbildung 4 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung. In Abhängigkeit vom Spülmittelaufwand ist für verschiedene Zustände auf der Einlaßseite der Maschine der Verlustfaktor aufgetragen. Man erkennt, daß sich in allen Fällen ein deutlicher Kleinstwert ergibt und daß der Verlustfaktor bei konstantem Gegendruck mit dem Spülmittelaufwand steigt. Es ergibt sich eine Bestwert-Gerade für einen Gegendruck von 0,2 atü, mit welchem in allen Fällen der niedrigste Verlustfaktor zu erzielen ist. Bei der untersuchten Maschine liegt dieser im Anlieferungszustand auf der Kurve für den Ladedruck Null bei einem Gegendruck von 0,02 at und bei einem Spülmittelaufwand von 74 % bei 1,8 at. Durch Erhöhung des Gegendruckes und des Spülmittelaufwandes ist es möglich, wie in Bild 3 nachgewiesen, die Leistung ganz erheblich zu steigern und gleichzeitig den Verlustfaktor von 1,8 auf 1,66 zu senken.

In Abbildung 5 sind in gleicher Weise zur Beurteilung der Spülung die erzielten Mischungsgrade aufgetragen. Auch diese Werte zeigen, daß die Spülung bei einem Gegendruck von 0,2 atü einen Bestwert erreicht, der allerdings mit zunehmendem Spülmittelaufwand ansteigt. Der niedrigste Mischungsgrad liegt in der Gegend von 30 bis 35 %, d.h., daß 30 bis 35 % der zugeführten Spülluftmenge mit den Abgasen der Maschine zur Mischung gelangen. Abbildung 6 zeigt die Verhältnisse im Auspuffrohr während der Spülung. Die links ansteigenden Kurven stellen das Verhältnis Abgas : Frischgas im Auspuff in Abhängigkeit vom Spülmittelaufwand dar. Für hohe Spülmittelaufwände ist dieses Verhältnis für

alle Gegendrücke annähernd gleich und liegt zwischen 1,2 und 1,5, d.h. auf 1 1/2 Teile Abgas im Auspuff wird 1 Teil Frischgas mit hinausgeführt. Bei geringeren Spülmittelaufwänden jedoch findet eine erhebliche Verbesserung in Richtung erhöhten Abgasgehaltes statt, was durch die Vorexpansion der Abgase zu erklären ist, wobei bei höherem Gegendruck das Zuströmen von Frischgas aus dem Kurbelkasten in den Zylinder längere Zeit verhindert wird. Der Verlauf der Kurve zeigt an, daß, wenn die Absicht besteht, auf höhere Ausspülungen überzugehen, die Spülung noch verbesserungsbedürftig erscheint. Das geht ganz besonders aus der Abbildung 7 hervor, welche den Differential-Quotienten der Kurven aus Abbildung 6 darstellt und damit die Änderung des Verhältnisses Abgas : Frischgas im Auspuff bei Änderung des Spülmittelaufwandes angibt. Man erkennt, daß bei Spülmittelaufwänden über 100 % der von dem Frischgas transportierte Abgasanteil allmählich sehr klein wird, trotzdem, wie vorher gezeigt werden konnte, noch erhebliche Teile an Restgas im Zylinder enthalten sind.

Zusammenfassend ist zu den Ergebnissen der Untersuchungen folgendes zu sagen:

Für die Beurteilung des Spülerfolges genügt die Betrachtung der Spülwirkungsgrade nicht. Es wird die Einführung neuer Kenngrößen erforderlich, welche ein Bild der im Zylinder verbleibenden Frischladung und damit der zu erwartenden Leistung geben und eine Beurteilung des Brennstoffverlustes gestatten. Die Beurteilung der Spülung durch eine Kenngröße, welche sowohl den qualitativen als auch den quantitativen Mischungsgrad einschließt, wird erforderlich. Mit diesen neuen Kenngrößen läßt sich zeigen, daß durch Erhöhung des Gegendruckes eine Steigerung der Motorleistung bei gleichzeitiger Senkung des Brennstoffverlustes möglich ist. Der Erhöhung des Frischladegrades sind durch die bei jeder Spülung übrigbleibenden von der Spülung nicht erfaßten Ladungsreste Grenzen gesetzt. Im Hinblick auf eine weitere Verbesserung der Maschinen muß versucht werden, diesen Ladungsrest weiterhin zu verkleinern, insbesondere dann, wenn man den bei Erhöhung des Spülmittelaufwandes unvermeidlich werdenden Frischgasverlust durch Übergang auf die Benzineinspritzung unschädlich macht.

000634

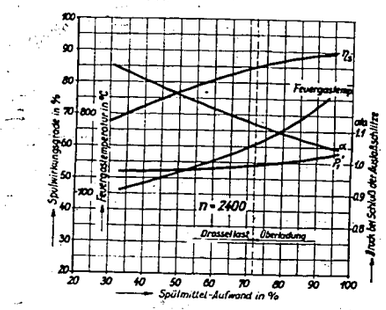


Abb. 1. Kennlinien der Spülung im Drosselbetrieb. (Triumpf S 350)

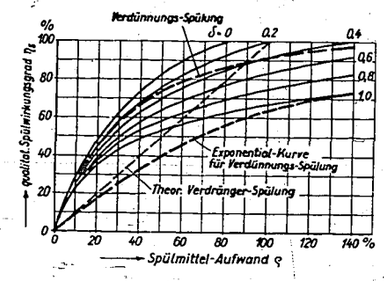


Abb. 2. Qualitativer Spülwirkungsgrad η_s in Abhängigkeit vom Spülmittel-Aufwand φ für verschiedene Spülungen. (Mischungsgrad δ = 0 → 1, Verdränger- oder Verdünnungs-Spülung)
t_R = 670°; p_1' = 1,0 ata; DKW - UBS 350

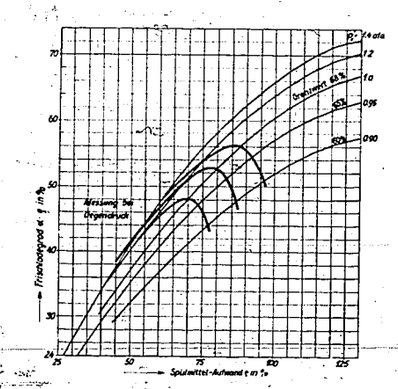


Abb. 3. Abhängigkeit des Frischladegrades vom Spülmittel-Aufwand bei verschiedenen Schließdrücken p_1'.

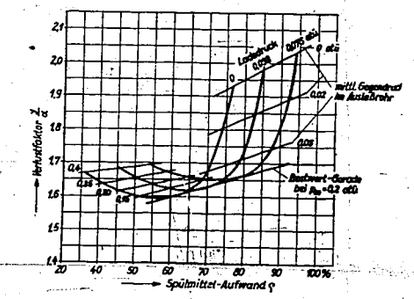


Abb. 4. Zusammenhang zwischen Brennstoffverbrauch (Verlustfaktor y/α) und Spülmittel-Aufwand φ bei verschiedenen mittleren Gegendrücken im Auslaßrohr.

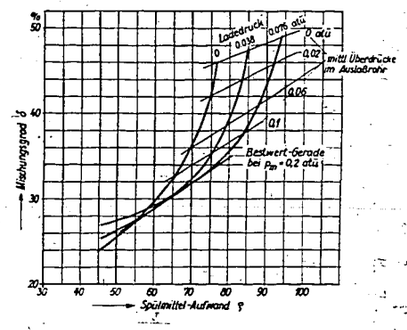


Abb. 5. Abhängigkeit des Mischungsgrades δ vom Spülmittel-Aufwand φ bei verschiedenen mittleren Gegendrücken im Auslaßrohr.

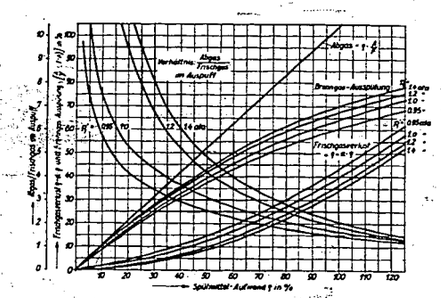


Abb. 6. Frischgasverlust, Brenngas-Ausspülung und Verhältnis Abgas : Frischgas im Auspuff in Abhängigkeit vom Spülmittel-Aufwand bei verschiedenen Schließdrücken.
(Triumph S 350)

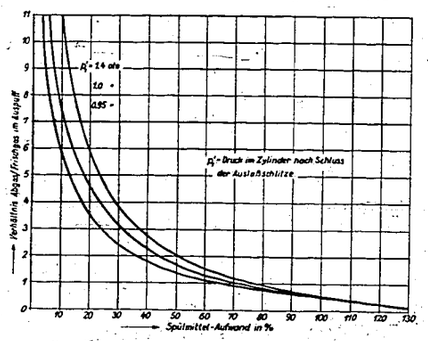


Abb. 7. Verlauf der Brenngasausspülung bei verschiedenen Schließdrücken p_1'.
(Triumph S 350)

000635

7. Zweitakt-Otto-Motor mit Kraftstoffeinspritzung

Von Professor Dr.-Ing. H. L i s t
Vorstand der Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Hochschule Graz

Um zunächst die Schwierigkeiten zu zeigen, die sich der Entwicklung eines Zweitaktottomotors mit Kraftstoffeinspritzung entgegenstellen, wird kurz auf Motorversuche von F. Niedermeyer hingewiesen. Bei diesen wurden in kurzen Versuchsreihen einige der grundsätzlichen Zusammenhänge zwischen Gemischbildung, Leistung und Verbrauch festgestellt.

Der Versuchseinzylindermotor (120 mm Zylinderdurchmesser, 150 mm Hub, Versuchsdrehzahlen zwischen 800 und 1700 U/min) wurde mit mehreren Düsen und Einspritzung in Spülleitung und Zylinder gefahren. Einspritzzeitpunkt und Einspritzdauer wurden verändert. Es ergab sich nach Abb. 1 eine starke Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs von Einspritzzeitpunkt. Einspritzen vor Abschluß der Auslaußschlitze gibt Kraftstoffverluste durch den Auslaß, das rasche Ansteigen des Kraftstoffverbrauchs beim späteren Einspritzen ist auf ungenügende Mischung - wohl infolge ungenügender Verdampfung - zurückzuführen. Damit ist das Hauptproblem des Einspritzzweitaktmotors: Gemischbildung in gegenüber dem Viertakt wesentlich verkürzter Zeit gekennzeichnet.

Es ergab sich ferner ein Einfluß der Düsenform auf Verbrauch und Leistung. Versuche mit Lufteinblasung zeigten keine wesentlichen Verbesserungen, eine Zerstäubung durch abgezapfte Verbrennungsgase, die hier im Gegensatz zum Dieselmotor möglich ist, wird erst untersucht werden. Einspritzdauer und Einspritzgesetz hatten wesentlichen Einfluß auf den Verbrauch.

Bei den Messungen hat die Ermittlung des Spülwirkungsgrades mittels kleiner Gasproben nicht befriedigt, es wurde daher nach Abb. 2 eine Einrichtung zur einmaligen Entnahme größerer Proben gebaut.

Die bei zu früher Einspritzung im Abgas befindlichen Benzindämpfe konnten durch Filter mit aktiver Kohle fast quantitativ bestimmt werden.

Die Versuche brachten Richtlinien für die Weiterarbeit. Vor allem schien es notwendig, die Zusammenhänge zwischen Spülung, Gemischbildung und Verbrennung im einzelnen zu untersuchen.

Es wurden daher anschließend an die ersten Motorversuche mit mehreren Einzeluntersuchungen begonnen. Die Problemstellungen für diese ergaben sich aus den folgenden Überlegungen:

Beim Viertaktottomotor mit Vergaser- oder mit Kraftstoffeinspritzung wird ein nahezu homogenes Kraftstoffluftgemisch, zu dessen Aufbereitung verhältnismäßig lange Zeit und günstige Bedingungen zur Verfügung stehen, entzündet und verbrannt. Die Ver-

brennungsverhältnisse sind für diesen Fall annähernd bekannt, der Wirkungsgrad der Umsetzung ist gut. Es ist daher naheliegend, eine ähnliche Verbrennung auch beim Zweitaktmotor anzustreben. Für die Bildung eines homogenen Kraftstoffluftgemisches bestehen nach Abb. 3 die folgenden Möglichkeiten:

1. Gemischbildung durch Spritzvergaser.

Dem Luftstrom wird außerhalb des Zylinders Kraftstoff im jeweilig entsprechenden Verhältnis zugemischt. Dadurch entsteht ein nahezu gleichmäßiges Makrogemisch, und es braucht nur eine verhältnismäßig kleine Verschiebung der Kraftstoff- und Luftteilchen gegeneinander, um ein nahezu homogenes Mikrogemisch herzustellen.

Beim Zweitakt ist die Anwendung eines gewöhnlichen Spritzvergasers wegen der Kraftstoffverluste durch den Auslaß während der Spülung nur bei kleinen Spülmittelmengen wirtschaftlich möglich. Für Hochleistungsmotoren scheidet diese Spülung mit ungeschichteter Ladung aus, da mit kleinem Spülmittelaufwand die für hohe Leistung erforderliche gute Reinigung des Zylinders nicht bewirkt werden kann.

Eine Verwendung eines Vergasers trotz erhöhtem Spülmittelaufwand könnte durch eine Anordnung von 2 Gruppen von Einlaßschlitzen ermöglicht werden. Durch die hohen hinaufgezogenen Schlitze der Abb. 4 tritt Luft, durch die anderen ein überreiches Gemisch ein. Der Ausgleich zwischen der Kraftstoffkonzentration beider Spülströme vollzieht sich im Zylinder. Kraftstoffverluste werden jedoch auch bei diesem Verfahren kaum vermieden werden können.

Eine wesentliche Verbesserung der Gemischbildung in Bezug auf die Kraftstoffverluste während der Spülung ist möglich, wenn die Einspritzung in den Spülluftstrom gesteuert wird und erst im späteren Teil der Spülung einsetzt. Auch hier wird ein reiches Gemisch erzeugt und im Zylinder mit Luft auf die richtige Konzentration verdünnt. Die Unterschiede in der Konzentration und damit die zum Ausgleich notwendige Verschiebung von Kraftstoff und Luft gegeneinander wird umso größer sein, die Mischung daher unter umso schwierigeren Bedingungen erfolgen, je mehr die Einspritzung auf das Ende der Spülung zusammengedrängt werden muß. Sie kann unter Vermeidung von Kraftstoffverlusten dann einsetzen, wenn die gebildeten Gemischteile den Auslaß vor Abschluß nicht mehr erreichen. Eine Klärung dieser Verhältnisse kann durch Versuche erwartet werden, bei denen dem Spülstrom zu verschiedenen Zeiten ein geeigneter Stoff, z.B. Kohlensäure oder Metaldehydflocken beigemischt und dann festgestellt wird, bei welchem frühesten Zeitpunkt der Beimischung dieser Stoff während der Spülung im Auspuff gerade nicht mehr nachweisbar ist. Ein Spülsystem wird für diese Art der Mischung umso geeigneter sein, je früher die Einspritzung während der Spülung einsetzen kann. Eine ungefähre Wertung wird die Spülkurve, die den Spülwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Luftaufwand darstellt, ermöglichen. Abb. 5 zeigt Spülkurven für bestimmte Ausführungen mehrerer Arten von Spülsystemen, die an Modellen ermittelt und teilweise an der Maschine nachgeprüft wurden. Die Überlegenheit der Umkehr- und vor allem der Gleichstromspülung mit an beiden Enden der Zylinder liegenden

Ein- bzw. Ausströmöffnungen ist erkennbar. Diese Art der Gemischbildung dürfte daher vor allem bei Umkehr- und Gleichstromspülungen in Betracht kommen.

Die Anordnung der Düse, so daß sie durch die Schlitze in den Zylinder spritzt, dürfte mit Rücksicht auf den unvermeidlichen Niederschlag von Kraftstoff an den Wänden des Einlaßkanals, welcher die Schichtung beeinträchtigt, einer Anordnung der Düse im Spülkanal vorzuziehen sein.

2. Die Gemischbildung kann nach Abb. 3 weiter so gedacht werden, daß nach vollendeter Spülung durch eine zentral sitzende Düse der Kraftstoff so eingespritze wird, daß er sich gleichmäßig im Zylinder verteilt. Die Schwierigkeiten dieses Grenzfalles liegen in der entsprechenden Ausbildung der Düse. Die Zerstäubung des aus einer Rundlochdüse austretenden Brennstoffstrahles erfolgt ungefähr nach Abb. 6. Die Verteilung ist nicht im entferntesten gleichmäßig. Es ist außerdem schwierig, die Durchschlagsweite der Brennstoffstrahlen entsprechend abzustimmen. Im allgemeinen ist sie bei Rundlochdüsen nach Abb. 7 für kleine Zylinder stets zu groß. Infolge der niederen Luftdichte liegen die Verhältnisse hier ungünstiger als beim Dieselmotor, der Kraftstoff schlägt auf die Zylinderwände auf und bleibt dort haften. Ein Teil derselben bewirkt die bekannte Schmierölverdünnung, ein anderer verdampft erst nach der Verbrennung und während der Spülung. Diese Kraftstoffdämpfe gehen dann zum Teil durch den Auspuff verloren. Nach Lee (A Study of air flow in an Engine Cylinder) vermag auch heftige Luftbewegung, wie sie durch das Einströmen hervorgerufen wird, das Durchschlagen größerer Kraftstofftropfen nicht zu verhindern, beeinflußt überhaupt die Bewegung des Brennstoffes nur wenig, sofern dieser nicht sehr fein zerstäubt ist.

F. Niedermeyer hat versucht, in Anschluß an Berechnungen von Wentzel die Verdampfungsgeschwindigkeit und die Durchschlagweite der Brennstoffstrahlen zu rechnen, um wenigstens einen ungefähren Anhalt über die Größenordnungen zu haben, in denen die einzelnen Werte liegen. Dabei ergab sich für bestimmte Verhältnisse die in Abb. 8 dargestellte Abhängigkeit. Abb. 9 zeigt die Abnahme des Tropfendurchmessers infolge Verdampfung für einen bestimmten Fall. Wesentlichen Einfluß hat natürlich die Lufttemperatur auf die Verdampfungsgeschwindigkeit. Auch eine Erhöhung der letzteren durch Vorwärmung des Kraftstoffes könnte die Gemischbildung erleichtern.

Versuche von L. Bianchi mit einer Bombe, Abb. 10, mit Einspritzung in vorgeheizte Luft zeigten nach Abb. 11, daß bei ungünstigen Verhältnissen ein erheblicher Bruchteil des Brennstoffes wohl infolge Aufschlagen auf die Wände unverbrannt bleibt. Die Verluste aus dieser Ursache nehmen mit zunehmender Luftdichte entsprechend der verringerten Durchschlagsweite der Strahlen ab.

3. Aussichtsreicher als die gleichmäßige Aufteilung des Kraftstoffes auf den ganzen Zylinder erscheint es, in diesen nach Abb. 3 ein kleineres Mischgebiet zu schaffen, dem Kraftstoff und Luft in annähernd richtigem Verhältnis zugeführt werden. Es ist dann möglich, feinzerstäubende Düsen mit geringen Durchschlags-

weiten zu verwenden, deren Kraftstoffnebel rasch verdampft. Die Gefahr des Ausschleuderns oder Durchschlagens des Kraftstoffes an die Wände wird dadurch verringert und mit der Verdampfung auch die Gemischbildung beschleunigt. Wesentlich ist dabei ein Zusammenwirken der von der Spülung herrührenden Luftbewegung und der Kraftstoffzufuhr.

Bei der Untersuchung der Gemischbildung auf diese Art ist festzustellen, in welcher zeitlichen Abhängigkeit die im Zylinder befindliche Luft das von der Düse bestrichene Mischgebiet durchströmt. Die Einspritzung ist dem Luftdurchsatz anzupassen.

Die bei symmetrisch ausgebildeter Spülung entstehenden Strömungen liegen im wesentlichen in Ebenen parallel zur Zylinderachse. Diese Bewegungen werden durch den aufwärts gehenden Kolben, wie Lee festgestellt hat, stark abgebremst und es ist nur bei frühzeitiger und kurzzeitiger Einspritzung zu erwarten, daß die Bewegung zur Mischung ausreicht. Dementsprechend gaben die Motorversuche von E. Niedermeyer bei kurzen Einspritzzeiten bei Quer- und Umkehrspülung die niedersten Verbräuche.

Eine Rotation der Luft um die Zylinderachse hält, wie Lee bestätigt hat, wesentlich länger an wie Längsströmungen, wäre daher für die Mischung besser ausnutzbar. Sie läßt sich bei einseitig liegender Zu- und Abströmung durch unsymmetrische Ausbildung der Schlitze erzielen. Eigene Versuche mit einer Umkehrspülung ergaben jedoch, daß dann der Spülwirkungsgrad, wie Abb. 12 zeigt, stark absinkt. Einfacher und ohne Beeinträchtigung des Spülerfolges läßt sich eine Luftrotation bei einer Gleichstromspülung erzeugen, indem man die Einlaßschlitze tangentiell stellt. Wie Versuche erwiesen haben, wird der Spülwirkungsgrad dadurch nicht beeinträchtigt.

Die Geschwindigkeit, welche die Luft im Zylinder haben muß, hängt von der Einspritzzeit, der Größe des Mischgebietes und vom Strömungsverlauf im Zylinder ab. Größenordnungen lassen sich schätzen. Bei den erforderlichen kurzen Einspritzzeiten, die durch den Abschluß des Auslasses einerseits und die notwendige Verdampfungszeit andererseits begrenzt sind, ergeben sich recht hohe Luftgeschwindigkeiten, wenn Kraftstoff- und Luftzufuhr in das Mischgebiet in das entsprechende Verhältnis gesetzt werden soll.

Zur Untersuchung der Spülströmung in Bezug auf die Messung wurde von W. Riedel eine Spüleinrichtung mit Glaszylindern, Abb. 13, gebaut, die Versuche mit sichtbar gemachter Spülströmung und Einspritzung von gefärbtem Brennstoff ermöglichen wird.

Aufschlüsse über die Steuerung der Kraftstoffzufuhr gibt eine Arbeit von G. Dollinger, die an die bekannten Untersuchungen von A. Pischinger anknüpft. Es erwies sich nach Abb. 14, daß ebenso wie die Einspritzung im Dieselmotor, sich auch die Benzineinspritzung gut rechnerisch erfassen läßt. Die Einspritzgesetze wurden mit der Einrichtung Abb. 15 gemessen, in der sich ein Zellenrad in einer mit Benzin gesättigten Atmosphäre an der Düse vorbeidreht.

Die bisherigen Ausführungen gelten im wesentlichen für Vollastbetrieb. Bei Teilbelastungen treten zusätzliche Schwierig-

000637.

keiten auf. Infolge der engen Zündgrenzen ist ein Betrieb bei kleineren Belastungen nur möglich

1. durch Verminderung der Ladungsmenge. Das würde eine Saugspülung mit einem Sauggebläse an der Auspuffleitung erfordern oder ein Ausschieben eines Teiles des Zylinderinhaltes durch eine gesteuerte Rückströmöffnung. Beide Wege scheinen wenig aussichtsreich.

2. Durch Schichtung der Ladung. Dieses thermodynamisch günstigere Verfahren setzt voraus, daß an der Zündkerze stets eine genügende Menge Gemisch von der richtigen Zusammensetzung gebildet wird. Die Verbrennung dieses Gemisches muß die Temperatur im Verbrennungsraum so weit erhöhen, daß auch sonst im Zylinder befindliche magere Gemischteile entsprechend rasch verbrennen.

Die Schichtung kann durch entsprechende Ausbildung der Spülung und Einspritzung erzielt werden. Bei der Gleichstromspülung wird man eine Unterteilung der Schichten normal zur Zylinderachse durch entsprechende zeitliche Steuerung der Einspritzung erreichen können. Bei der Querspülung wäre es denkbar, wenn auch nicht sehr aussichtsreich, eine Unterteilung der Schichten parallel zur Zylinderachse vorzunehmen. Das Gleiche gilt auch für die Umkehrspülung.

Nicht aussichtslos erscheint die Anordnung eines abgeschnürten Raumes, in dem eine ausreichende Menge zündfähigen Gemisches bei jeder Belastung erzeugt wird. Diese Anordnung würde die Verwendung jedes Spülsystemes ermöglichen.

Bei den vorstehend angeführten Verfahren soll den Verhältnissen des Viertaktottomotors entsprechend die Gemischbildung vor der Verbrennung beendet sein. Es ist jedoch auch nach Art des Hesselmannmotors möglich, späte Einspritzung mit niederer Verdichtung und Fremdzündung zu verbinden, Gemischbildung und Verbrennung teilweise übergreifen zu lassen. Dem Vorteil der Einspritzung in dichtere und heißere Luft steht dabei der Nachteil einer noch stärkeren Verkürzung der Gemischbildungszeit gegenüber.

Ein Vergleich der einzelnen Verfahren der Gemischbildung wird erst in einem späteren Zeitpunkt der Entwicklung möglich sein, wenn baulicher Aufwand und die Grenzen von Leistung und Verbrauch, die jedem dieser Verfahren zugeordnet sind, sich erkennen lassen.

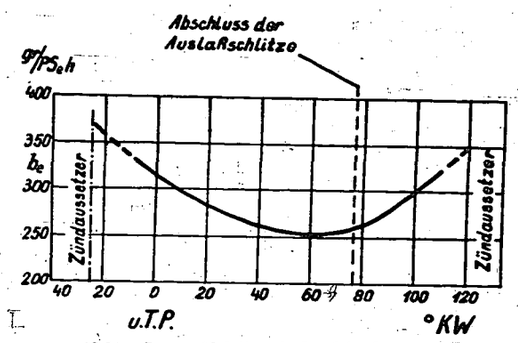


Abb. 1. Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauches vom Einspritzzeitpunkt.

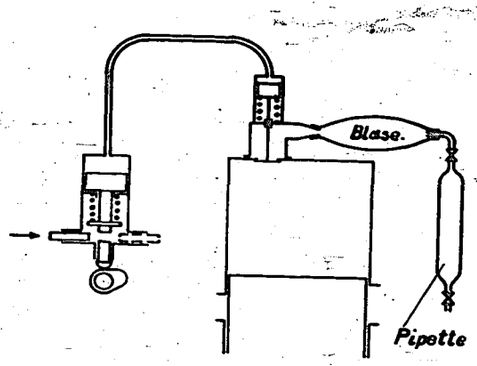


Abb. 2. Einrichtung zur Entnahme von Großproben zur Bestimmung des Spülwirkungsgrades.

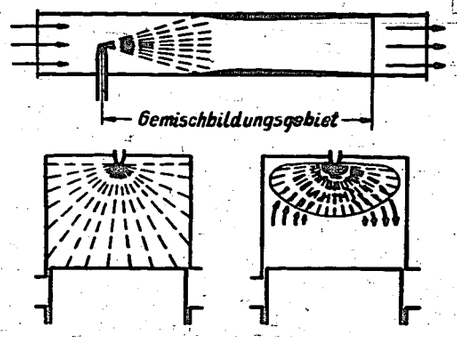


Abb. 3. Mischverfahren.

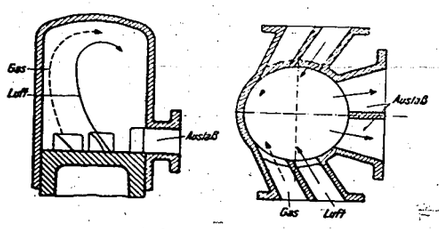


Abb. 4. Spülverfahren nach Schnürle mit getrennter Einströmung von Gas oder überreiches Gemisch und Luft.

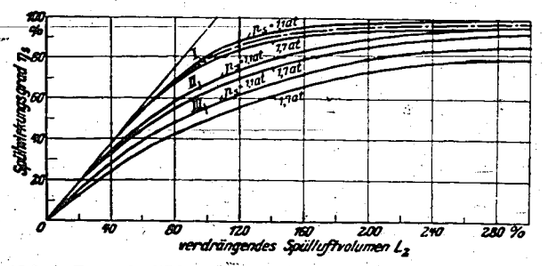
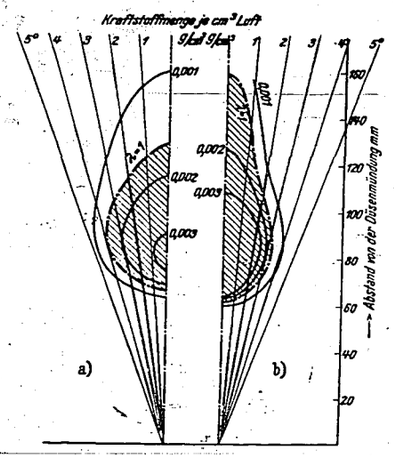


Abb. 5. Spülkurven einer Junkersspülung (I), einer Umkehrspülung nach Schnürle (II) und einer Querspülung (III) für verschiedene Spüldrücke p_s.



Räumliche Anordnung des Kraftstoffes im Strahl (g/cm³).
a) Düsenbohrung 0,2 Ø | Einspritzmenge/Strahl = 75 mm³,
b) „ 0,5 Ø | Einspritzdruck 200 at.

Abb. 6.

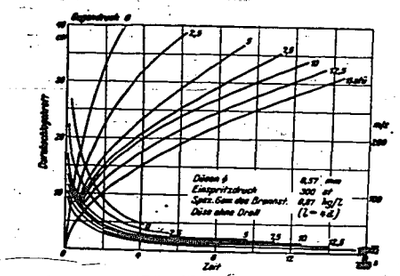


Abb. 7. Einfluß des Gegendruckes auf die Durchschlagskraft von Brennstoffstrahlen (Düse für Großmaschine) (nach Sass).

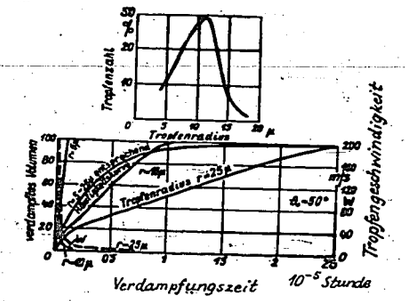


Abb. 8. Verdampfungszeit bei 50° C Lufttemperatur und verschiedenem Tropfenradius.

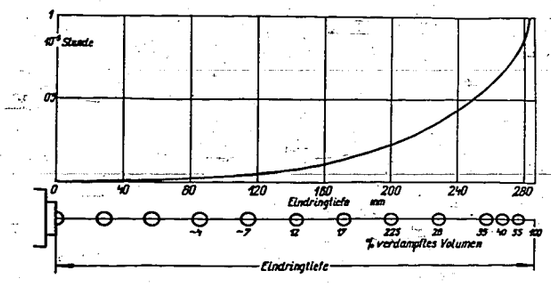


Abb. 9. Eindringtiefe und Verdampfung bei 25 μ Tropfenradius und 50° C Lufttemperatur.

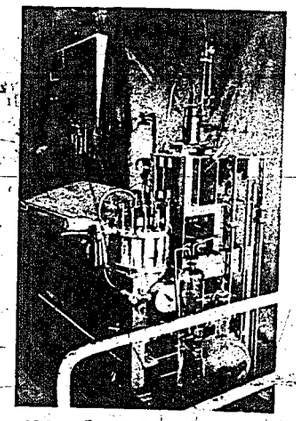


Abb. 10. Bombe mit Brennstoffeinspritzung.

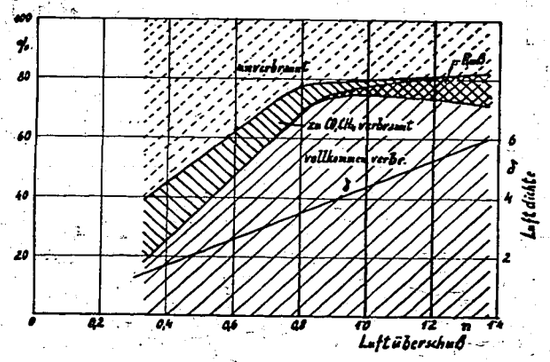


Abb. 11. Verbrennungsschaubild bei Einspritzung mit verschiedenen Luftüberschüssen in der Bombe. (Ungünstige Düse) (Anteile bedeuten Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffes)

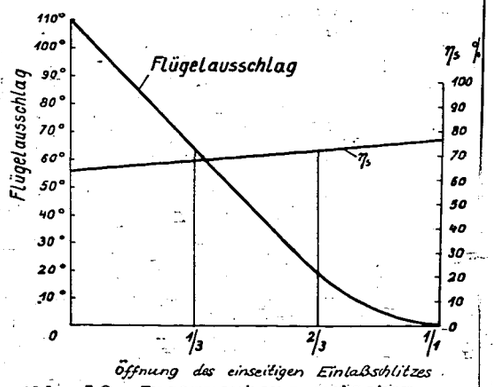
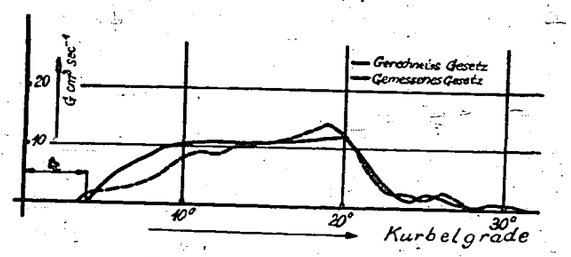


Abb. 12. Zusammenhang zwischen der Luftrotation (gekennzeichnet durch den Ausschlag eines Meßflügels) und dem Spülwirkungsgrad bei einer Schnürlespülung mit einseitiger Drosselung des Einlasses.



Abb. 13. Spüleinrichtung mit Glaszylinder.



Benzin-Einspritzgesetz

Offene Düse (Φ = 0,05 cm);
$\mu f = 1{,}57 \cdot 10^{-3}$ cm²;
Kolbendurchmesser 5 mm;
n = 500 U/min;
Leitung 800 x 6 x 2 mm; q = 0,0314 cm²;
ζ = 20.

Abb. 14. Gerechnetes und gemessenes Einspritzgesetz bei Benzineinspritzung.

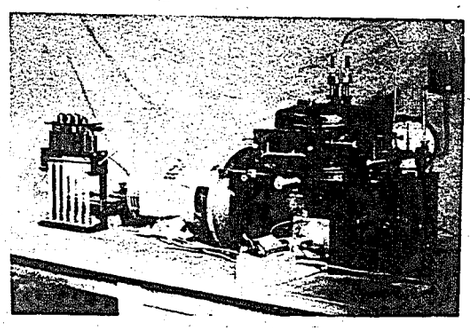


Abb. 15. Einrichtung zur Bestimmung von Einspritzgesetzen.

000640

8. Sonderfragen der Benzineinspritzung

Von Dipl.-Ing. W. F r o e d e
aus der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin,
Leiter: Prof. Dr.-Ing. O. Schöne

Die Anwendung der Benzineinspritzung beim Zweitaktmotor stellt eine Möglichkeit zur Vermeidung aller Spülverluste dar.

Wenn der Kraftstoff erst dann in den Verbrennungsraum eingebracht wird, wenn der Spülvorgang beendet ist und keine Verbindung zwischen Zylinder und Auslaß mehr besteht, können Frischgasverluste nicht auftreten. Andererseits kann, da die Ausspülung der Verbrennungsgase mit Luft vorgenommen wird, ein erhöhter Spülmittelaufwand Anwendung finden, ohne daß die Wirtschaftlichkeit darunter leidet. Abgesehen davon ergeben sich eine Reihe weiterer Vorzüge.

1. Leistungssteigernde Einflüsse.

Hierzu gehört die Verbesserung des Füllungsgrades durch das Fehlen des Saugtrichters im Vergaser, durch das Fortfallen der Gemischvorwärmung und durch die Tatsache, daß in der angesaugten Luftmenge der erhebliche Volumenteil an Brennstoffdampf entfällt.

2. Verbrauchsmindernde Auswirkungen.

Die innere Kühlung des Zylinders, die durch das Verdampfen des Kraftstoffes im Verbrennungsraum erfolgt, gestattet die Anwendung höherer Verdichtungsverhältnisse und somit eine Steigerung des thermischen Wirkungsgrades. Ferner ist bei Mehrzylindermaschinen eine gleichmäßige Brennstoffverteilung auf die einzelnen Zylinder zu erzielen, sodaß nicht mehr eine Überreicherung des Gemisches in Kauf genommen werden muß. Darüber hinaus sind im Vergleich zum gemischgespülten Zweitaktmotor Verbrauchsergebnisse von 30 bis 40 % zu erzielen, da einmal der Frischgasverlust völlig vermieden werden kann und ferner ein erhöhter Spülluftaufwand zulässig ist.

Für Motoren, die unter gewissen Voraussetzungen arbeiten, sind die Fragen der Benzineinspritzung heute gelöst, wenn auch Veröffentlichungen über dieses Gebiet aus begreiflichen Gründen erst später erfolgen werden. Die Schwierigkeiten beginnen zur Zeit etwa in folgenden Punkten:

1. Anwendung der Benzineinspritzung auf hochtourige Maschinen, und zwar mit Drehzahlen von mehr als 3000 U/min.
2. In der Anwendung auf kleine Zylinder-Einheiten.
3. Bei Motoren, die bei jeder Drehzahl in jedem Belastungszustand zwischen Leerlauf und Vollast betrieben werden müssen.

4. Beim Betrieb von Zweitaktmotoren mit Benzineinspritzung.

Bei der Aufgabe, wie sie vor 2 Jahren vom Reichsverkehrsministerium der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge gestellt wurde, liegen sämtliche vier erschwerenden Umstände vor. Es ist daher verständlich, daß zur Erreichung einer Lösung neue Wege eingeschlagen werden mußten.

Die bei Kraftfahrzeugen üblichen Zweitaktmotoren, wie sie etwa im DKW-, Tempo- oder Standardwagen eingebaut werden, besitzen Hubvolumen von 250 bis 300 cm^3 je Zylinder. Kraftradmotoren liegen im Hubvolumen bei höchstens 350 cm^3 und gehen bis auf Einheiten von 98 cm^3 herunter. Beim Betrieb treten Drehzahlen zwischen 1000 und 5000 U/min auf, hierbei sind Belastungsbereiche zwischen Leerlauf und Vollast zu fahren. Der gesamte Auslaßwinkel beträgt ca. 140°. Die Einspritzung darf frühestens in dem Augenblick erfolgen, in dem der Auslaß schließt, wenn Brennstoffverlust ausgeschlossen werden soll. In diesem Zeitpunkt herrscht im Zylinderinnern etwa atmosphärischer Druck; die Gemischbildung muß beendet sein, wenn die Zündung erfolgt, also etwa 28 - 30° vor OT.

Bild 1 zeigt das Steuerdiagramm eines derartigen Motors. Von geringen Abweichungen abgesehen stimmen die angegebenen Winkelgrößen bei den in Frage kommenden Maschinen überein. Unter der Annahme einer Drehzahl von 4200 U/min bestimmen sich die Zeiten für die eingetragenen Winkel, die zur Einbringung und Aufbereitung des Kraftstoffes zur Verfügung stehen, mit je 1/600 Sekunde. Die erforderliche Brennstoffmenge, die innerhalb dieser Zeit mit der größten möglichen Genauigkeit eingebracht werden muß, beläuft sich bei verschiedenen Belastungen auf 3 — 10 mm^3 je Arbeitsspiel. Zur Erfüllung dieser Einspritz-Bedingungen bestehen verschiedene Möglichkeiten.

1. Die stoßfördernde Kraftstoffpumpe

Dieses bei Dieselmotoren ausschließlich angewendete Bauteil versagt bei hohen Drehzahlen nach den bisherigen Versuchsergebnissen völlig. Auch bei kurzer Leitungslänge treten zwischen Druckpumpe und Düse Schwingungserscheinungen auf, die bei gewissen Drehzahlen zu einer unzulässig langen Förderdauer führen und eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs bedingen. Die auch für Einspritzmotoren verwendete Bosch-Kraftstoffpumpe ist nur für Drehzahlen bis 2000 U/min anwendbar. Verschiedene in der Versuchsanstalt durchgemessene Spezialpumpen zeigten bei höheren Drehzahlen eine stark unregelmäßige Förderung. Auch trat mit zunehmender Drehzahl ein unzulässiger Rückgang der geförderten Brennstoffmenge auf. Zur Vermeidung der Schwingungserscheinungen ließe sich die Kraftstoffpumpe unmittelbar am Verbrennungsraum anordnen. Es bliebe dann jedoch die Schwierigkeit der unregelmäßigen Förderung bestehen und der einfache Aufbau des Zweitaktmotors würde beeinträchtigt werden.

2. Eine weitere Möglichkeit bietet die Anwendung eines gesteuerten Brennstoffventils. Läßt man den Kraftstoff unter einem Vordruck in der Leitung bis zur Düse stehen, kann durch mehr oder weniger langes Öffnen eines gesteuerten Einspritzorgans die Kraftstoffmenge verändert werden. Eine Durchbildung gesteuerter Ventile ist bereits mehrfach vorgenommen worden, und zwar sind sowohl mechanische als auch pneumatische und hydraulische Steuerverfahren erprobt worden. Die Firma A t l a s c o in den USA und die italienische Flugmotorenfirma C a p r o n i haben weiterhin Verfahren zur magnetischen Steuerung von Einspritzdüsen ausgebildet und teilweise solche Anlagen in Serien hergestellt.

000641

Für die hier vorliegende Aufgabe, die Anwendung der Benzineinspritzung auf schnellaufende Zweitaktmotoren für Kraftfahrzeuge zu untersuchen, scheint die Möglichkeit einer mechanischen Steuerung schon wegen der konstruktiven Umständlichkeit und der großen Beschleunigungskräfte, die zu übertragen sind, nicht anwendbar. Hydraulische und pneumatische Steuerungen kommen wegen der geringen Kraftübertragungsgeschwindigkeit in den Übertragungsmitteln nicht in Betracht, sodaß der Weg zur Entwicklung einer magnetisch gesteuerten Einspritzdüse am aussichtsreichsten erscheint.

Bei den Versuchen in der VfK wurde daher in dieser Richtung vorgegangen. Neben der Schwierigkeit, ein Einspritzverfahren zu entwickeln, mit dem die geringen Einspritzmengen in den kurzen Zeiten eingebracht werden können, besteht die weitere Aufgabe, den Kraftstoff im Innern des Verbrennungsraumes mit dem angesaugten Luftvolumen ausreichend zu durchmischen, sodaß im Augenblick der Zündung ein Luft-Kraftstoff-Gemisch vorliegt, das während des Verbrennungsvorganges tatsächlich ausbrennen kann. Hierbei stehen nur Weglängen des Kraftstoffstrahls von 40 bis 60 mm zur Verfügung, entsprechend der Stellung des Kolbens beim Übersteuern der Auslaßschlitze.

Als einfachste Düsenform besteht die offene Einlochdüse. In Bild 2 sind die Strahlformen und die Strahlauflösung bei etwa gleicher Länge für verschiedene Düsenarten im Lichtbild dargestellt. Die offene Düse zeigt selbst bei Strahllängen, die schon über die Zylinderhöhe hinausgehen, kaum eine Strahlauflösung. Durch Anwendung von Dralldüsen oder Anbringung von Prallplatten vor der Düse läßt sich der Auflösungsvorgang zwar etwas verbessern.

Etwas günstiger liegen die Verhältnisse bei der geschlossenen Düse, die für die vorliegende Aufnahme mit einem Abspritzdruck von 50 Atmosphären betrieben wurde.

Bei den an einem 350 cm^3 Motorrad-Motor der Triumphwerke vorgenommenen Prüfstandsversuchen erwiesen sich beide Düsenformen als ungeeignet. Ein aussetzerfreies Laufen der Maschine war nur dann zu erreichen, wenn der Einspritzbeginn in die Zeit vor dem unteren Totpunkt verlegt wurde. Es ist verständlich, daß hierbei in gleicher Weise Kraftstoffverluste auftreten, wie sie beim gemischgespülten Motor bestehen.

Zur Erreichung einer einwandfreien Gemischbildung wurde daher auf ein anderes Verfahren zurückgegriffen, und zwar auf die aus dem Dieselmotorenbau bekannte Lufteinblasung.

Das dritte Bild auf der Abbildung zeigt die Strahlauflösung und Kraftstoffverteilung, die mit einer Versuchsdüse für Lufteinblasung erzielt werden konnte. Die gesamte Öffnungsdauer des Ventils betrug hierbei nur 30°, während die Einspritzwinkel bei

offener und geschlossener Düse 90 bis 100° beanspruchten, trotz sehr viel kleineren Förderwinkels der Pumpe. Die dargestellten Photos sind Einzelaufnahmen aus einem stroboskopisch aufgenommenen Einspritzfilm der Versuchsanstalt.

Auch Prüfstandsversuche mit einer derartigen Düse waren durchaus erfolgversprechend. Der Luftdruck konnte mit 2 - 3 atü als ausreichend festgestellt werden. Die erforderlichen Zerstäuber-Luftmengen erweisen sich als gering, und zwar genügten 3 - 4 Ncm³ Luft, um den in der Düse vorgelagerten Kraftstoff vollständig zu zerstäuben. Bei den Vorversuchen wurde die Einblasedüse mechanisch angetrieben, und zwar durch eine über dem Zylinder angeordnete Nockenwelle.

Bild 3 und Bild 4 stellen die damals gewonnenen Leistungs- und Brennstoffverbrauchswerte mit dieser Düse dar. Bei Drehzahlen bis zu 3000 U/min konnte die mit Vergaserbetrieb erzielte Leistung erreicht werden, erst bei hohen Drehzahlen bleibt die Leistung der Einspritzmaschine zurück. Bauliche Änderungen am Einblaseventil können jedoch auch für höhere Drehzahleh bessere Ergebnisse liefern. Der Kraftstoffverbrauch liegt fast genau auf der aus den Spülwirkungsgraden des Motors errechneten Verbrauchskurve für Betrieb ohne Frischgasverlust. Gegenüber dem bei Vergaserbetrieb benötigten Brennstoff von 420 g/PSh konnte der Verbrauch auf 270 bis 280 g/PSh gesenkt werden. Eine weitere Senkung liegt bei Erhöhung des Spülluftaufwandes im Bereich der Möglichkeit, sodaß der Zweitaktmotor mit einem Verbrauch von 220 g/PSh durchaus an die Werte guter Viertaktmaschinen Anschluß gewinnt.

Um eine Lufteinblasedüse mit magnetischer Steuerung zu versehen, war die Entwicklung eines kräftigen und schnell ansprechenden Elektromagneten erforderlich. An der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge wurden in Zusammenarbeit mit einer Firma für magnetische Einrichtungen der Luftfahrtindustrie verschiedene Magnetbauarten erprobt. Bild 5 zeigt beispielsweise eine in Form des lamellierten Jochmagneten ausgebildete Ausführung, in Bild 6 ist eine Bauart als Topfmagnet dargestellt. Da es erforderlich ist, die elektrischen und magnetischen Verzögerungen beim Ansprechen des Steuermagneten möglichst gering zu halten, wurde die Masse der bewegten Teile und Windungszahl soweit wie möglich verringert. Zur Betätigung des Magneten steht normalerweise die Fahrzeugbatterie mit 6 Volt zur Verfügung.

Bild 7 zeigt zunächst eine Schaltung für winkelkonstante Steuerung, bei der ein umlaufendes Kontaktstück während eines gleichbleibenden Winkelbereichs den Stromkreis des Steuermagneten schließt. Mit Veränderung der Drehzahl liefert diese Schaltung Öffnungszeiten verschiedener Größe. Bei langsam laufender Maschine wird zuviel Brennstoff austreten, während im hohen Drehzahlgebiet die Kraftstoffmenge zu gering wird. Eine Änderung des Einspritzwinkels ist durch achsiales Verschieben der Kontaktbürste bei Anwendung eines konischen Kontaktstückes zu erzielen. Für den Motorbetrieb erscheint es angebracht, eine zeitkonstante Steuerung des Einspritzvorganges vorzunehmen. Einen Vorschlag hierzu zeigt das untere Bild der Abbildung 6. Von der Batterie wird über einen Vorschaltwiderstand und eine umlaufende Kontaktwalze der Kondensator C aufgeladen, der sich beim weiteren

000642

Drehen der Walze über die untere Bürste entlädt. Im Entladekreis ist der Steuermagnet angeordnet. Wenn die Zeiten für die Aufladung des Kondensators ausreichen und der Widerstand der Magnetwicklung so bemessen ist, daß auch bei den kürzesten in Frage kommenden Zeiten eine vollständige Entladung stattfinden kann, erfolgt eine einwandfreie zeitkonstante Öffnung des Ventils.

Bild 8 zeigt den auf einem Doppelstrahl-Oszillographen aufgenommenen Stromlauf in der Spule des Steuermagneten bei einer Schaltung nach dem Kondensator-Entladeverfahren. In der Darstellung ist der nach oben gehende Teil der Kurve Entladestrom, während der Ladestrom durch die nach unten zeigenden Spitzen dargestellt wird. Außerdem ist die Bewegung des Magnetankers mit dem zweiten Strahl des Braun'schen Rohres festgehalten.

Es bestimmen sich Zeiten von 0,8 ms für den Öffnungsvorgang des Ventils, während weiterer 0,8 ms bleibt das Ventil voll offen und der Schließvorgang durch die Rückholfeder erfolgt in 1,6 ms. Diese Zeiten sind bei Anwendung anderer Kondensatorgrößen in weiten Grenzen zu beeinflussen.

Über die Entwicklungsrichtung, in der die Versuche weiter betrieben werden sollen, sei kurz folgendes gesagt:

Mit den entwickelten Magnetventilen sollen Prüfstandversuche angestellt werden, wobei unmittelbar Flüssiggas an das Ventil angeschlossen wird. Der normale Druck von 4 - 6 at, unter dem das Flüssiggas sich befindet, reicht hierbei vollständig aus, um die erforderlichen Mengen in den Motor einzuführen. Als weiteres ist ein Regulierverfahren zu entwickeln, mit dem die Kraftstoffmenge bei Verwendung von Benzin in den erforderlichen Grenzen geändert werden kann. Hier besteht die Möglichkeit, mit einer Zahnradpumpe den Brennstoff unter konstantem Druck an das gesteuerte Ventil heranzuführen und die Mengenänderung entweder durch Verändern des Ventilhubes oder der Öffnungsdauer vorzunehmen. Weiterhin kann zur Regelung der Benzinmenge der Förderdruck der dauerfördernden Pumpe verändert werden, bzw. es kann eine regelbare Düse in die Kraftstoffleitung eingebracht werden.

Für die Beschaffung der zur Zerstäubung nötigen Einblaseluft wird am Prüfstand bisher Preßluft aus einer Stahlflasche verwendet. Beim Motorbetrieb läßt sich diese Luft durch geringe Mengen hochgespannten Abgases ersetzen, die entweder über ein Rückschlagventil aus dem Arbeitszylinder in einer Vorratskammer gespeichert werden können, oder bei Mehrzylindermaschinen aus dem Arbeitshub eines um 180° versetzt arbeitenden Zylinders genommen werden können. Vorversuche in dieser Richtung sind bereits gemacht worden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß die bisherigen Versuche zur Verwirklichung der Benzin-Einspritzung bei schnellaufenden Zweitaktmotoren auf dem Wege der Lufteinblasung mit magnetgesteuerter Düse durchaus erfolgversprechend ist. Die erreichten geringen Kraftstoffverbräuche sind hierfür der beste Beweis. Daß bei der gegenwärtigen Ausführung der Anlage eine gewisse Kompliziertheit in Erscheinung tritt, ist bei der Versuchsausführung nicht zu vermeiden. Mit der Lufteinblasung ergibt sich jedenfalls eine für den Betrieb schnellaufender Motoren ausreichende Zerstäubung des Kraftstoffes, und die erforderlichen kurzen Einspritz-

zeiten sind mit der magnetischen Steuerung zu erzielen. Eine erhebliche Verteuerung einer solchen Einspritzanlage gegenüber einem Vergaser ist kaum zu befürchten, besonders da der erreichte Erfolg der Senkung des Kraftstoffverbrauchs um etwa 40 % einen etwas erhöhten Aufwand ohne weiteres rechtfertigt.

Bln.-Charlottenburg, den 25. April 1940

Fr/Bl.

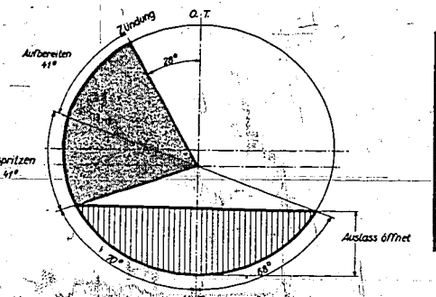


Abb. 1. Steuerdiagramm eines 2 Takt-Motors. (Triumph S 350)

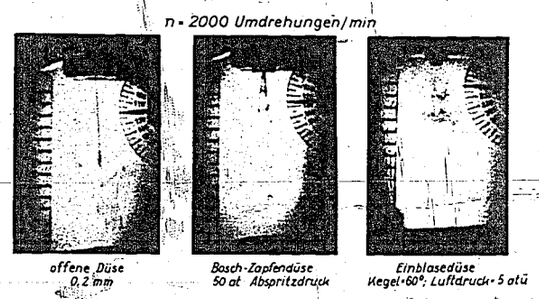


Abb. 2. Strahlausbildung bei verschiedenen Düsenformen beim Einspritzen von Benzin in unverdichtete Luft.

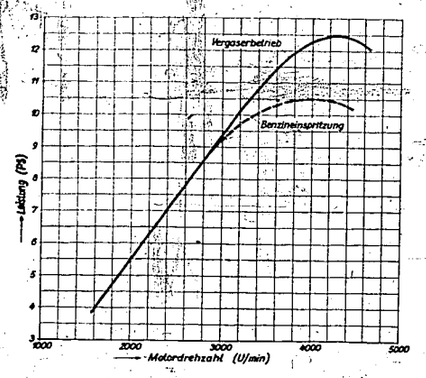


Abb. 3. Leistung bei Vergaser- und Einspritzbetrieb. (Triumph S 350)

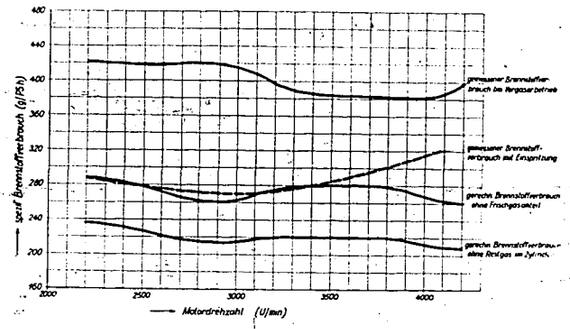


Abb. 4. Spezifischer Brennstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Drehzahl. (Triumph S 350)

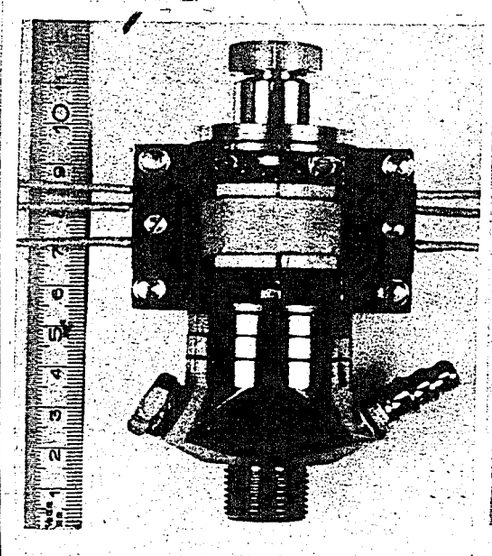


Abb. 5.

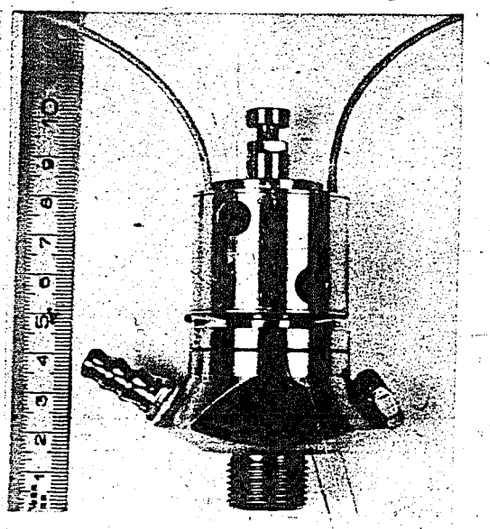
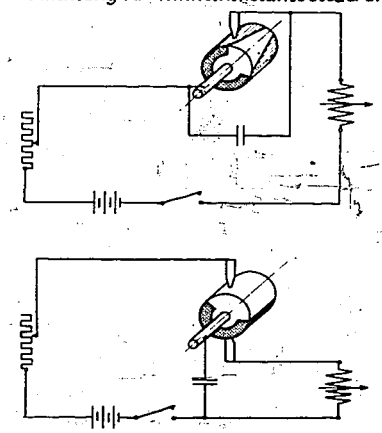


Abb. 6.

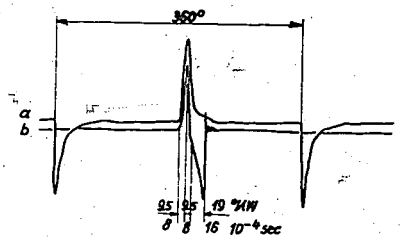
000641



1. Schaltung für winkelkonstante Steuerung

2. Schaltung für zeitkonstante Steuerung

Abb. 7.



a = Stromverlauf in der Magnetwicklung
b = Geschwindigkeit des Magnetankers

Abb. 8. Strom- und Hubverlauf des Versuchsmagneten M 3 mit Einspritzventil V 2.

Nur zum Dienstgebrauch im Geschäftsbereich des Empfängers

000645

81

Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung

Der Stand der Forschung auf dem Gebiet dieselmotorischer Arbeitsverfahren

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung
beim
Reichs-Verkehrsministerium

000646

Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung

Der Stand der Forschung auf dem Gebiet dieselmotorischer Arbeitsverfahren

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung
beim
Reichs-Verkehrsministerium

Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2052 1074

Zur Beachtung!
Dieser Bericht ist bestimmt für die Arbeiten im Dienstgebrauch des Empfängers. Der Bericht darf innerhalb des Dienstgebrauchs nur an Persönlichkeiten ausgehändigt werden, die aus dem Inhalt Anregungen für ihre Arbeiten zu schöpfen vermögen • Verwendung zu Veröffentlichungen (ganz oder teilweise) sowie Weiterleitung an Persönlichkeiten außerhalb des Dienstgebrauchs des Empfängers ist ausgeschlossen • Der Bericht ist unter Verschluß zu halten.

000646

Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung

Der Stand der Forschung auf dem Gebiet dieselmotorischer Arbeitsverfahren

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung
beim
Reichs-Verkehrsministerium

Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2062 1074

Zur Beachtung!

Dieser Bericht ist bestimmt für die Arbeiten im Dienstgebrauch des Empfängers. Der Bericht darf innerhalb des Dienstgebrauchs nur an Persönlichkeiten ausgehändigt werden, die aus dem Inhalt Anregungen für ihre Arbeiten zu schöpfen vermögen • Verwendung zu Veröffentlichungen (ganz oder teilweise) sowie Weiterleitung an Persönlichkeiten außerhalb des Dienstgebrauchs des Empfängers ist ausgeschlossen • Der Bericht ist unter Verschluß zu halten.

000647

Vorwort

Das Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21, hat die von ihm mit Forschungsaufgaben betrauten wissenschaftlichen Institute zu einem Arbeitskreis zusammengeschlossen, der sich mit den Aufgaben der "motorischen Verbrennung" befaßt. Dadurch soll den auf diesem Gebiet arbeitenden Forschungsstätten die Möglichkeit gegeben werden, ständig miteinander in Fühlung zu bleiben und die Einzelforschungen auf ein gemeinsames Ziel auszurichten. Gleichzeitig aber soll eine enge Zusammenarbeit mit den industriellen Unternehmungen geschaffen werden, aus deren Arbeitsgebiet die Forschungen angeregt wurden. Der Weg von der Entstehung eines Forschungsproblems bis zu der Umsetzung der Forschungsergebnisse soll möglichst abgekürzt und in ständigem gegenseitigen Gedankenaustausch zurückgelegt werden.

Nachstehend werden die Vorträge einem weiteren Kreis bekannt gegeben, die auf der 1. Tagung des Arbeitskreises am 25. Juli 1940 gehalten wurden. Der Inhalt dieser Vorträge umfaßt zwei Gebiete, die zunächst nicht in unmittelbarer Berührung miteinander zu stehen scheinen. Die eine Gruppe befaßt sich mit der Förderung grundsätzlicher Erkenntnisse auf dem Gebiete der motorischen Verbrennung, die andere Gruppe hat eine besonders drängende Frage zum Gegenstand, die uns die Gegenwart stellt. Es ist selbstverständlich, daß in Zeiten, in denen die Kraft des ganzen Volkes zu einer raschen siegreichen Beendigung des uns aufgezwungenen Kampfes zusammengefaßt ist, die Forschung zunächst auf die unmittelbaren Gegenwartsfragen anzusetzen ist. Daher bezieht sich eine Reihe der mitgeteilten Arbeiten auf die Umstellung von Dieselmotoren auf Brennstoffe, die im Rahmen der Kriegsbewirtschaftung in besonders ausreichendem Maße zur Verfügung stehen. Aber auch die Vorträge, die zunächst abseits der Tagesfragen zu stehen scheinen, dienen, wenn auch nicht so unmittelbar, den Aufgaben, die uns heute und in allernächster Zukunft gestellt werden. Denn die Voraussetzung für eine möglichst breite Brennstoffbasis für die verschiedenen motorischen Verfahren und für eine sparsame Verwendung ist die genaue Kenntnis der Einzelvorgänge der Einspritzung, der Gemischbildung und der Zündung.

Die behandelten Arbeitsgebiete verlangen unterschiedliche Arbeitsmethoden. Bei der Umstellung auf verfügbare Brennstoffe spielen die Eigenschaften der einzelnen Motortypen eine so bedeutende Rolle, daß nur die Erforschung der Vorgänge im Motor selbst zu einem raschen Ergebnis führen kann. Bei der Erforschung grundlegender Vorgänge dagegen ist es notwendig, die große Zahl der Einzelvorgänge, die sich im Motor überlagern und die dort nicht in ihrer Eigengesetzmäßigkeit erkennbar sind, in besonderen Vorrichtungen zu untersuchen, um festzustellen, welches die günstigsten Voraussetzungen für ihren Ablauf sind. Dieser Weg ist zwar langwieriger und kostspieliger, stellt aber häufig die einzige Möglichkeit dar, um bei verwickelten Vorgängen zum Ziel zu kommen. Eine enge Zusammenarbeit zwischen dem Forscher im Laboratorium und dem Ingenieur, dem diese Forschungen die Grundlagen für seine Arbeiten bringen sollen, ist gerade hier besonders fruchtbar.

Auch der im April dieses Jahres beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21, gegründete Arbeitskreis für Zweitaktfragen hat sich diese Aufgabe einer systematischen Grundlagenforschung gestellt. Es sei hier besonders auf den in der "Deutschen Kraftfahrtforschung" erschienenen Technischen Forschungsbericht (Zwischenbericht Nr. 86) "Der Stand der Zweitaktforschung" hingewiesen, aus dem besonders die Beiträge "Zweitakt-Otto-Motor mit Kraftstoffeinspritzung" von Prof. Dr. List und "Sonderfragen der Benzineinspritzung" von Dipl.-Ing. Froede in engster Beziehung zu den in den folgenden Forschungsberichten dargestellten Problemen stehen.

Wenn die Veröffentlichung dieser Vortragsreihe zu einem noch regeren Gedankenaustausch zwischen Forschung und Praxis führen sollte und damit zu einer noch wirksameren Vereinigung aller Kräfte zu gemeinsamem Ziel, so wäre damit die Absicht derer erfüllt, die diese Untersuchungen angeregt und die Mittel zu ihrer Durchführung zur Verfügung gestellt haben.

Unser Dank für das den Forschungsarbeiten entgegengebrachte Interesse gebührt dem Reichsverkehrsministerium, insbesondere Herrn Ministerialrat Schumann, durch dessen Unterstützung der Arbeitskreis zustandegekommen ist.

Um den interessierten Fachkreisen die Aufnahme der Zusammenarbeit mit den einzelnen Forschungsstätten zu erleichtern, ist im Anschluß noch einmal die Zusammensetzung des Arbeitskreises angeführt.

Dresden, den 1. Oktober 1940

W. P a u e r.

Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung

gebildet beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21

Erster Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. M e h l i g , Leiter des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Dresden, z. Zt. im Felde
Vertreter: Prof. Dr.-Ing. P a u e r oder Dr.-Ing. K ü t t n e r , Maschinenlaboratorium Dresden

Zweiter Vorsitzender: Dipl.-Ing. E r n s t , Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart

Geschäftsführer: Dr.-Ing. K ü t t n e r , Oberingenieur des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Dresden

Gliederung des Arbeitskreises

Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden (Prof. Dr.-Ing. M e h l i g , Stellvertreter Prof. Dr.-Ing. P a u e r , Dr.-Ing. K ü t t n e r)

Institut für Kraftfahrwesen mit amtlicher Sachverständigenstelle für Kraftfahrzeugangelegenheiten an der Technischen Hochschule Dresden (Prof. Dr.-Ing. B e c k)

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart (Prof. Dr.-Ing. K a m m , Dipl.-Ing. E r n s t)

Versuchsanstalt und amtliche Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin (Prof. Dr.-Ing. S c h ö n e , Dr.-Ing. habil. R i x m a n n)

Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover (Prof. P o t t h o f f)

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz (Prof. Dr.-Ing. L i s t)

Inhaltsverzeichnis

		Seite
1. Anwendung des Zweistoffverfahrens beim Dieselmotor	Prof. Dr.-Ing. Potthoff	1
2. Versuch mit Flüssig- und Generatorgas-Betrieb des Dieselmotors. Zusammenfassung der bisherigen Erfahrungen und Versuchsergebnisse	Dr.-Ing. habil. Rixmann	9
3. Wirkungsgrad und Verbrennungsablauf im Dieselmotor	Prof. Dr.-Ing. List	25
4. Überladung von Fahrzeugdieselmotoren	Dipl.-Ing. Ernst	39
5. Gemischbildung und Verbrennung in der Bombe. Wege zur Beherrschung und Steuerung des Verbrennungsablaufes bei Einspritzmotoren	Dr.-Ing. Blume	43
6. Die Versuche bei der Gemischbildung und Verbrennung im Motor und Betrachtungen über die Schnelläufigkeit der Motoren	Dr.-Ing. Ullmann	61
7. Neuere Erkenntnisse über Strahlbildung und Strahlzerfall	Dr.-Ing. Oschatz	95
8. Zündverzugsmessung und Kraftstoffbewertung	Dipl.-Ing. Ernst	113
9. Der Dieselmotor mit seitengesteuerten Ventilen	Dipl.-Ing. Ernst	119

000649

1. Anwendung des Zweistoffverfahrens beim Dieselmotor

Von Prof. Dr.-Ing. P o t t h o f f

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover

Dank der großzügigen Unterstützung der Arbeiten des Instituts für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover durch den Herrn Reichsverkehrsminister konnten schon im Jahre 1937 die Forschungsarbeiten auf dem Gebiete der Gemischbildung beim schnellaufenden Dieselmotor systematisch begonnen werden.

Die Hubraumleistungen sind beim Dieselverfahren noch erheblich kleiner als beim Otto-Verfahren. Das hängt nicht nur mit der niedrigeren Drehzahl allein zusammen, sondern vor allem mit der Gemischbildung, die noch keineswegs befriedigt. Die Zeiten der Gemischbildung sind beim Dieselmotor außerordentlich kurz. Beim Otto-Verfahren stehen zur Bildung des Gemisches 2 Takte - der Saug- und Verdichtungshub - mehr zur Verfügung. Es lag deshalb nahe, ein Zweistoffverfahren zu erproben, das mit dem zweiten Kraftstoff nach dem Otto-Verfahren arbeitet. Es mußte also ein gasförmiger Kraftstoff als zweiter Verwendung finden.

Da das Luftmischungsverhältnis beim Dieselmotor noch stets größer als 1 ist, so war die Möglichkeit eines Gaszusatzes zum flüssigen Kraftstoff ohne weiteres gegeben. Es lag nahe, das Gas in möglichst großen Mengen, den flüssigen Kraftstoff dagegen in möglichst kleinen Mengen - bis zur Zündpille herab - zuzusetzen.

So entstand der Name Diesel-Otto-Verfahren, der jetzt besser durch die Bezeichnung Diesel-Gas-Verfahren ersetzt ist. Als zweiter Kraftstoff wurde bei den Versuchen, über die hier berichtet wird, Butan mit einem unteren Heizwert von 29 000 Kcal/m^3 und Stadtgas mit einem unteren Heizwert von 4 200 Kcal/m^3 verwendet. Als Motor stand der Vierzylinder-Magirus-Vorkammer-Dieselmotor Type V 88 R mit einem Hubraum von 3,0 ltr., einer Nennleistung von 45 PS_e bei einer Drehzahl von 2 200 U/min und einem Verdichtungsverhältnis von 1 : 19,5 - den die Firma Magirus dankenswerterweise dem Institut gestiftet hatte - zur Verfügung.

Die Versuchsapparatur bestand aus einer elektrischen Pendelgenerator-Bremse, einem Siemens-Schleifen- und einem Zeiß-Ikon-Kathodenstrahl-Oszillographen. Der Verbrennungsdruck und der Kraftstoffleitungsdruck wurden mit Piezo-Quarz-Indikatoren ermittelt. Gemessen wurden Leistung, Drehzahl, Zylinderhöchstdruck, Steilheit des Druckanstieges, Brennstoffleitungsdruck, Düsennadelbewegung, Abgas-, Kühlwassereintritts- und Austrittstemperaturen sowie Kraftstoffverbrauch. In den Diagrammen (Bilder 4 und 5) sind Kurbelwinkelmarken mit aufgenommen, und zwar bei 45° vor O.T., bei O.T. und 45° nach O.T. Die Diagramme selbst umfassen einen Kurbelwinkel von nur etwa 100°.

Bild 1 zeigt den Querschnitt durch den Zylinderkopf mit Piezo-Quarz-Druckelement "a", Ionisationsstrecke "b", Anschluß

000650

des Druckelements für den Leitungsdruck "c", Leitungsentlüftung "d", Meßgerät für Düsennadelbewegung "e"; Kraftstoffleitung "f" und Leitung zum Thermoelement für Messung der Abgastemperatur "g". Bild 2 zeigt die Anordnung zur Vorwärmung, Entspannung, Messung und Zuführung des Butans. Bild 3 gibt den Schaltplan für die Aufzeichnung des Druckverlaufs, der Düsennadelbewegung und der Kurbelwinkelmarken mit einem Kathodenstrahloszillographen wieder. Durch den Zusatz von Butan oder Stadtgas ließ sich die Gemischbildung tatsächlich so verbessern, daß das Luftmischungsverhältnis $\lambda = 1$ erreicht wurde. Bei starkem Gaszusatz herrscht bis zum Erreichen der Leistungsgrenze rauchfreie Verbrennung. Man kann dadurch eine fast restlose Ausnützung des Sauerstoffs der Verbrennungsluft erzielen.

Die Diagramme (Bild 4 und 5) zeigen Druckverlauf, Düsennadelbewegung, Zündverzug und Kurbelwinkelmarken. Bild 4 ist bei $n = 1500$ U/min mit Gasöl allein aufgenommen; es ergibt sich ein $p_e = 6{,}57$ atü und ein $\eta_e = 28{,}2$ %. Bild 5 zeigt die gleichen Vorgänge ebenfalls bei $n = 1500$ U/min für Gasöl + Butan; es ergibt sich ein $p_e = 7{,}07$ atü und ein $\eta_e = 31{,}5$ %.

Der Verlauf der Abgastemperaturen bei Gaszusatz lag durchweg unter denen bei reinem Gasölbetrieb.

Bild 6 zeigt Leistung "N_e", mittleren Druck "p_e" und Wärmeverbrauch "W" bei Gasölbetrieb für Leistungsgrenze - · - · - · - und Rauchgrenze ——— über der Drehzahl. Bild 7 zeigt das gleiche für den Betrieb mit Gasöl + Butan, ebenfalls für die beiden Grenzen und über der Drehzahl.

Bild 8 zeigt Leistung "N_e", mittleren Druck "p_e", spezifischen Wärmeverbrauch "W", Ladungswärme "Q_d" und Abgastemperatur "t_a" für den Betrieb mit Gasöl - · - · - und mit Gasöl + Butan ——— über der Drehzahl.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß

1. in Abhängigkeit von der Leistung ein Butanzusatz von 20 bis 30 % möglich ist. Dadurch ergibt sich
2. eine Verbesserung der Ladungsausnutzung,
3. eine Leistungssteigerung um bis zu 20 %,
4. eine Drehzahlsteigerung von $n = 2\,200$ U/min auf $n = 2\,500$ U/min ohne wesentlichen Abfall des Drehmoments,
5. eine Verschiebung der Rauchgrenze nach oben,
6. eine Abgastemperaturerniedrigung um bis zu 80°.
7. Weicherer Lauf bei geringem und mittlerem Butanzusatz, daher
8. ein weniger steiler Druckanstieg.
9. Die Leistungsgrenze bei Rauchfreiheit ergab fast restlose Ausnutzung des Sauerstoffs der Ladung.
10. Bei hoher Belastung machte sich der Butanzusatz im Wärmeverbrauch besonders günstig bemerkbar.
11. Der Gesamtwärmeverbrauch lag bei mittleren und höheren Belastungen bei etwa 2 000 Kcal/PS_eh.
12. Der Zündverzug wurde kleiner. Vergl. Bild 4 und 5.
13. Der Wirkungsgrad stieg bis auf fast 32 %.

Bei der hohen Verdichtung 1 : 19,5 war die jeweilige Größe des möglichen Butanzusatzes von der Klopfgrenze abhängig. Es lag deshalb nahe, die Verdichtung zu verringern, um den Butananteil nach Möglichkeit steigern, den Gasölanteil aber verkleinern zu können. Vorversuche ergaben die Richtigkeit dieser Erwägung. Die Verdichtung durfte nur so weit verringert werden, daß noch ein sicheres Anspringen auch bei kaltem Motor möglich blieb.

Interessant war, daß bei Butanzusatz ein Betrieb mit Steinkohlenteeröl statt des Gasöles möglich war. Beim Umschalten von reinem Gasöl- auf reinen Teerölbetrieb blieb der Motor nach wenigen Zündungen stehen. Dagegen war beim Umschalten von Betrieb mit Gasöl + Butan auf Steinkohlenteeröl + Butan ein wesentlicher Unterschied im Betriebsverhalten nicht bemerkbar. Auch die erreichte Leistung lag höher als bei reinem Gasölbetrieb. Um die Einspritzpumpe zu schonen, wurden nur einige kurze Versuche mit Steinkohlenteeröl + Butan gefahren.

Auf Grund der gesammelten Erfahrungen wurde als erster ein Lastkraftwagen mit 6-Zylinder-Büssing-Vorkammermotor mit 12,7 l Hubraum und einer Drehzahl von $n = 1500$ U/min auf Generatorgas von einem Heizwert $H_u = \sim 1100$ Kcal/m³ aus einem Wiscovergaser umgestellt. Die vorhandene Vorkammer (Bild 9) wurde belassen, nur der Boden herausgebohrt (Bild 10). Die Glühkerze wurde durch einen Blindstopfen ersetzt. Die Verdichtung wurde auf 1 : 13,5 herabgesetzt und der Einspritzpunkt der Pumpe auf etwa 40° vor O.T. vorverstellt. Die Luft- und Gaszuführung ergibt sich aus Bild 11. Es wurden mit dem umgebauten Wagen Züge bis zu 26,5 t Gesamtgewicht gefahren. Die Leistung des Motors ging um 15 bis 20 % herab, genügte aber bei der herabgesetzten Fahrgeschwindigkeit in allen Fällen. Auf starken Steigungen mußte zeitweise mit dem nächst kleineren Gang gefahren werden. Die Beschleunigung in der Ebene war ausreichend. Der Verbrauch an Zündöl betrug auf gemischter Strecke bei Anhängerbetrieb etwa 28 % des normalen Gasölverbrauches bei reinem Dieselbetrieb, ohne Anhänger etwa 25 %. Bei Fahrten auf der Reichsautobahn betrug der Zündölverbrauch nur etwa 17 %. Der Wagen läuft seit Anfang Juni im Regelbetriebe der Reichsbahndirektion Hannover ohne jede Beanstandung. Bislang wurden etwa 3000 km zurückgelegt. Als zweites Fahrzeug wurde ein Omnibus mit dem gleichen Dieselvorkammermotor der Hannoverschen Straßenbahn auf Flüssiggas (Eichgas) umgestellt. Die Vorkammer wurde hier nach Bild 12 abgeändert, die Verdichtung auf 1 : 12,5 vermindert und die Luft- und Gaszufunr nach Bild 13 ausgeführt. Die Leistung des Motors konnte auf normaler Höhe gehalten werden, nur befriedigte hierbei die Laufruhe nicht. Im Hinblick auf diese wurde die Leistung um etwa 20 % herabgesetzt; Klopfen trat dann nicht mehr auf. Der Verbrauch an Zündöl betrug auf der Landstrecke 28 %, auf der Stadtstrecke bei planmäßiger

Omnibusfahrt 38 %. Die Beschleunigung war trotz verminderter Motorleistung ausreichend. Der Wagen läuft seit Anfang Juli 1940 im normalen Omnibusdienst der Straßenbahn Hannover.

An einem 4-Zylinder-Büssing-Vorkammermotor mit 4,9 l Hubraum, einer Drehzahl von 2000 U/min und einer Regelleistung von 60 PS wurden auf dem Prüfstande des Instituts Leistungen bei verminderter Verdichtung und abgeänderter Vorkammer, sowie Verbrauchsmengen unter Verwendung von Eich- und Flüssiggas gemessen. Hierbei konnte bei Verwendung von Eichgas die genannte Zahl von 20 % Minderleistung mit der elektrischen Pendel-Generator-Bremse - ohne jedes Klopfen auch bei der Beschleunigung - einwandfrei nachgeprüft werden. Die Versuche an diesem ortsfesten Motor werden fortgesetzt, um die vorläufigen Ergebnisse noch zu verbessern im Hinblick auf die noch primitiven Regelorgane der Erstausführung, auf die bestmöglichen Düsen und die Gemischbildungsvorgänge.

Als drittes Fahrzeug befindet sich ein Magirus-Lastkraftwagen mit Deutz-Vorkammermotor und als viertes ein Vomag-Lastkraftwagen mit Wirbelkammermotor (beide für Holzgas) in Umstellung. Bei allen Motorumstellungen ist besonderes Augenmerk darauf gerichtet worden, daß vollbetriebsfähige Wagen mit ausreichender Leistungsfähigkeit den Betrieben zur Verfügung gestellt wurden. Beim Umbau der Motoren wurde so wenig wie irgend möglich geändert und die Abänderungen mit allereinfachsten Mitteln ausgeführt. Es muß, entsprechend der jeweiligen Kraftstofflage, jederzeit in wenigen Stunden der alte Zustand des Motors herbeigeführt werden können, sodaß dann normaler Dieselbetrieb wieder möglich ist. Auch muß gefordert werden, daß der Wagen jederzeit ohne geringste Umstellung seine Fahrt im reinen Dieselbetrieb beendigen kann, wenn Generatorschäden auftreten, oder sich Flüssiggasmangel zeigt.

000651

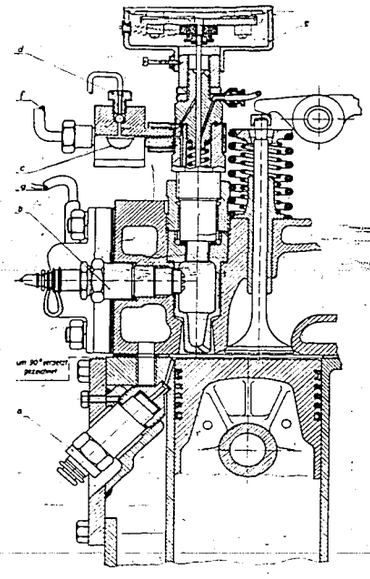


Bild 1

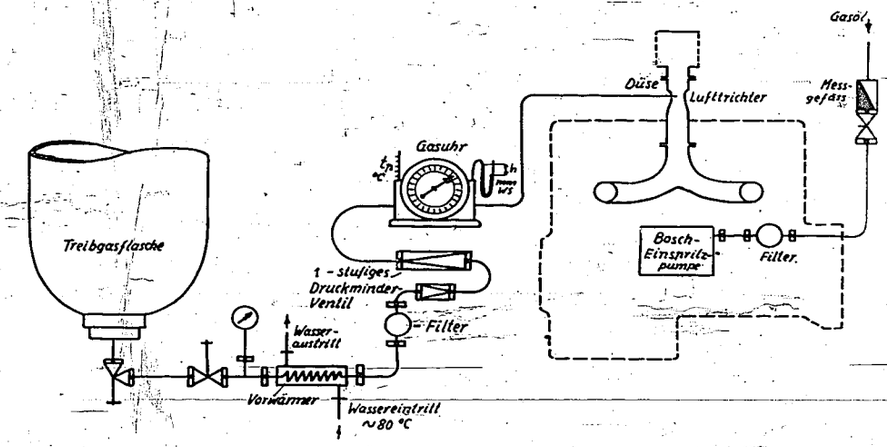


Bild 2. Rohrleitungsplan eines für den Betrieb mit Treibgaszusatz eingerichteten 4-Zylinder-45 PS-Magirus-Dieselmotors.

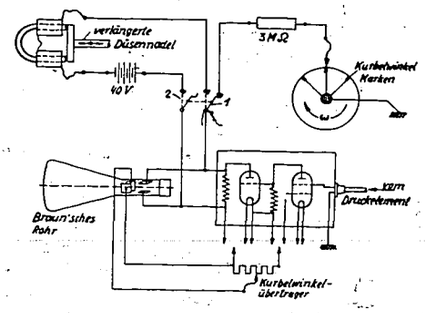


Bild 3. Indizieren eines Magirus-Vorkammer-Dieselmotors: Schaltung zum Aufzeichnen des Verbrennungsdruckverlaufes, der Düsennadelbewegung (ds/dt) und von Kurbelwinkel-Marken mittels Braun'scher Röhre.

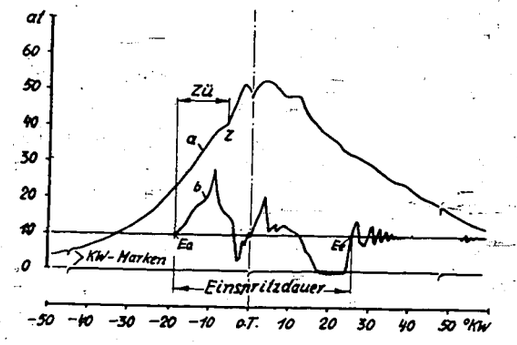


Bild 4

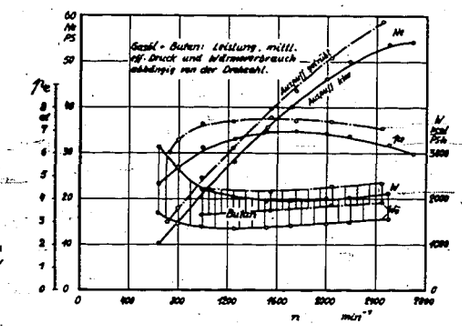


Bild 7

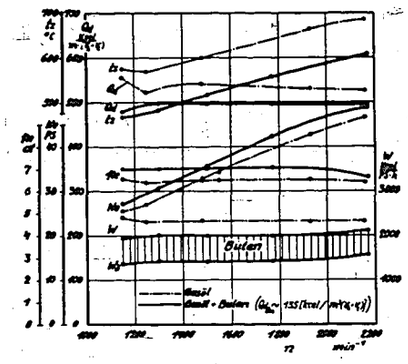


Bild 8. Versuche an der Rauchgrenze mit Gasöl und Gasöl + Butan: Leistung, mittl. effektiver Druck, spez. Wärmeverbrauch, Wärmedichte und Abgastemperatur abhängig von der Drehzahl.

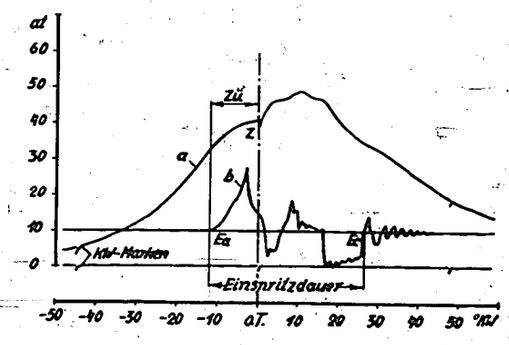


Bild 5

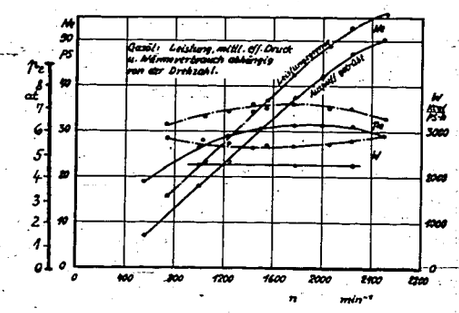


Bild 6

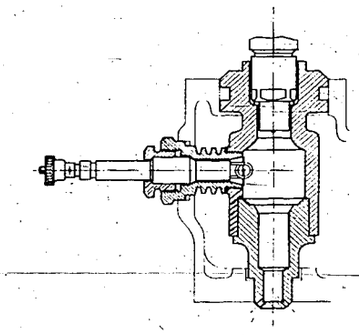


Bild 9

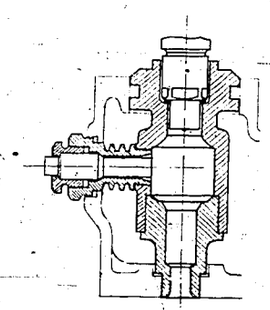


Bild 10

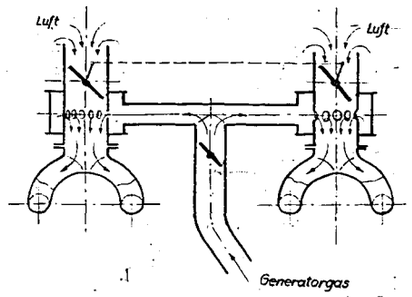


Bild 11

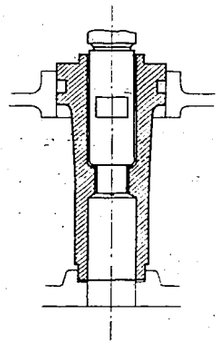


Bild 12

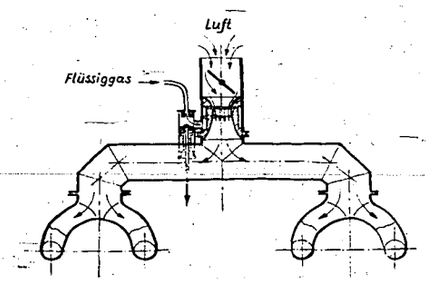


Bild 13

2. Flüssig- und Generatorgas-Betrieb des Dieselmotors

Zusammenfassung der bisherigen Erfahrungen und Versuchsergebnisse

Von Dr.-Ing. habil. R ' x m a n n

Aus der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin

A. Allgemeine Erkenntnisse über die Anwendung des Dieselgasverfahrens

Die Bedeutung des Dieselgasverfahrens ist grundsätzlich auf folgende Vorzüge gegenüber dem Ottoverfahren begründet:

1. Umbaumöglichkeit auf Gasbetrieb ohne wesentliche Änderungen am Motor, ohne Zeitverluste und mit nur geringem Material- und Kostenaufwand.
2. Unabhängigkeit von Lieferzeiten für die Umbauteile auf Ottobetrieb (Zylinderkopf, Zündaggregate).
3. Wechselbetrieb: Dieselgasverfahren - reines Dieselverfahren.

   Hierbei steht, je nach der Bauart, sofort die volle Dieselleistung (bei Einspritzmotoren, Luftspeicher- und Luftkammermotoren) oder eine etwas reduzierte Dieselleistung (etwa 70 % bei umgebauten Vorkammermotoren) zur Verfügung.
4. Wirtschaftlichere Verbrennung des Gases infolge der hohen Verdichtung und damit größere Reichweite mit einer gegebenen Kraftstoffmenge (Speicherflasche bezw. Vorrat an festen Kraftstoffen).
5. Ein Leistungsabfall gegenüber Dieselbetrieb ist bei einzelnen Motortypen überhaupt nicht vorhanden, bei den anderen ist er auf jeden Fall geringer als bei Anwendung des Ottoverfahrens mit einer Verdichtung 1 : 7 bis 1 : 8.

   Demgegenüber steht die Tatsache, daß stets eine bestimmte Mindestmenge (etwa 20 bis 30 %) des früheren Dieselölverbrauches verbraucht werden muß.

Praktisch beschränkt sich augenblicklich die Anwendung des Dieselgasverfahrens bei Fahrzeugmotoren auf Flüssiggas und Generatorgas. Leuchtgas und Methan, die sich von den Flaschengasen am besten für die Verwendung eignen, spielen im Augenblick eine untergeordnete Rolle.

Der Anwendungsmöglichkeit des Verfahrens im Fahrzeugdieselmotor sind bestimmte Grenzen gesetzt, die wegen der Betriebssicherheit eingehalten werden müssen. Diese liegen

a) in der Klopffestigkeit des verwendeten Gases (obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses),

b) in der Notwendigkeit einer sicheren Zündung für alle Betriebsfälle (untere Grenze des Verdichtungsverhältnisses),

c) in der zulässigen Drucksteigerung je °KW mit Rücksicht auf das Triebwerk,

d) in der Notwendigkeit, das mittlere Temperaturniveau so niedrig zu halten, daß Glühstellen im Zylinder vermieden werden und sich nicht ein ungesteuerter Verbrennungsablauf einstellen kann. Dies gilt insbesondere für Generatorgas (hierbei obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses).

Praktisch ergibt sich durch diese angezeigten Grenzen für die umzustellenden Motoren folgendes:

1. Flüssiggasbetrieb

Für den Diesel-Flüssiggasbetrieb mit der verhältnismäßig niedrigen Oktanzahl des Butans von etwa 90 (Butan ist jetzt bis zu 85 % im Flüssiggas enthalten) steht für alle Motoren die Vermeidung des klopfenden Betriebes im Vordergrund. Es ist bekannt, daß bei einer Otto-Maschine Gemische mit Luftüberschußzahl $\lambda = 1$ noch bis etwa $\varepsilon = 1 : 9$ angewendet werden können. Für den Zweistoffbetrieb dagegen sind je nach der Zylindergröße und Motorenbauart Werte zwischen $\varepsilon = 1 : 13{,}5$ bis $1 : 14{,}5$ anwendbar; es ist wichtig, sich darüber klar zu sein, daß hierbei die Verbrennung nicht mehr bei $\lambda = 1$, also bei bester Luftausnutzung vor sich geht, sondern bei beträchtlich höheren Luftüberschußzahlen, etwa $\lambda = 1{,}4$ oder 1,5. Solche Werte ergeben hierbei noch ausgezeichnete Verbrennung, während dies in der Ottomaschine nicht mehr möglich ist.

Es ist nun bei der Umstellung eines Motors entscheidend, welche kleinste Luftüberschußzahl für die gegebene Konstruktion und Ausführung gerade noch anwendbar ist, ohne daß Klopfen eintritt. Danach richtet sich die Luftausnutzung und damit die Leistung. Es gibt wohl nicht einmal ein falsches Bild, wenn man bei einem gegebenen Kraftstoff von der Klopffestigkeit eines Motors bezw. eines Verbrennungsraumes spricht, ja, die Versuche haben gezeigt, daß innerhalb eines Motors bei den einzelnen Köpfen verschieden große Werte der Klopffestigkeit vorhanden sind, d.h. also, die einzelnen Köpfe vertragen verschieden große Luftüberschußzahlen. Da man sich bei einem vor dem gemeinsamen Ansaugrohr aufbereiteten Gasluftgemisch stets nach dem Verbrennungsraum mit der geringsten Klopffestigkeit richten muß, ist hierdurch das Gesamtmischungsverhältnis festgelegt. Es empfiehlt sich daher, in besonders schwierigen Fällen nicht einen gemeinsamen Mischer, sondern Einzelzuführung des Gases zu den Zylindern anzuwenden und das kleinste Mischungsverhältnis noch einzeln nachzuregeln; bei einem Daimler-Benz-Motor ist dies mit Erfolg durchgeführt.

Was die Wirkung des eingespritzten Strahles mit vielfacher Entzündung des Gemisches auf den Verbrennungsablauf anbelangt, so ist anzunehmen, daß als Ursache für den trotz hoher Luftüberschußzahl ruhigen Verbrennungsablauf die gegenüber Kerzenzündung geringere Zündenergie des Zündstrahles anzusehen ist.

000654

Der Unterschied zwischen klopfendem und ruhigem Motor wird beim Vergleich der Abbildungen 1 und 2 klar. Abb. 1 zeigt das Oszillogramm vom Zylinder 1 des Daimler-Benz-Motors OM 79 bei ruhigem Betrieb mit Vollast, während Abb. 2 denselben Zylinder bei einem durch vermehrte Gaszugabe, also unzulässig verringerten Luftüberschuß, hervorgerufenen Klopfen und sonst gleichen Bedingungen darstellt. Der Vergleich läßt erkennen, daß durch das Klopfen der Zünddruck von 29,5 at auf 54,6 at und der Druckanstieg von 1,05 auf 2,36 at/°KW gestiegen ist. Der Leistungsabfall gegenüber Dieselbetrieb beträgt dabei rund 20 %, wodurch auch die absolut niedrigen Zünddrücke zu erklären sind.

Ein weiteres Mittel, bei gegebenem Verdichtungsverhältnis das Klopfen des Diesel-Flüssiggasbetriebes zu vermeiden, besteht darin, die Zündung nicht vor dem oberen Totpunkt, sondern im oder einige Grade nach dem oberen Totpunkt beginnen zu lassen. Je nach dem Gesamtzündverzug (Dieselöl + Gas) muß dann der Förderbeginn der Pumpe verändert werden. Für das angewendete Verdichtungsverhältnis und den gegebenen Dieselkraftstoff kann sich hierbei ein früherer oder späterer Zeitpunkt des Förderbeginnes gegenüber reinem Dieselbetrieb ergeben. Man kann keine allgemeine Regel angeben, daß bei Diesel-Flüssiggasbetrieb der Förderbeginn der Pumpe auf jeden Fall später gelegt werden muß. Wenn das Verdichtungsverhältnis gegenüber reinem Dieselbetrieb stark vermindert worden ist, ist sogar u. U. eine Vorverlegung dieses Zeitpunktes notwendig.

Die Oszillogramme zeigen in solchen Fällen verspäteter Zündung, daß der Kompressionsdruck bereits wieder etwas abgenommen hat, bevor der Druckanstieg durch die Zündung beginnt. Zweifellos muß hierdurch eine gewisse Verminderung der Wirtschaftlichkeit und damit der Leistung in Kauf genommen werden.

Als Beispiel für die Beeinflussung des Druckverlaufes durch Zündverstellung werden einige Oszillogramme am MAN-Motor gezeigt; sie wurden in der Luftkammer aufgenommen, wodurch sich die zu erkennende zeitliche Verschiebung der Vorgänge ergab.

Abb. 3 zeigt den Druckverlauf bei klopfendem (b) und nicht kopfendem (a) Motor, wobei der Einspritzzeitpunkt gegenüber dem klopfenden Motor um 4 °KW zurückverlegt wurde. Wenn auch die dargestellten Oszillogramme sich auf die Beikammer beziehen, so kann aus dem Unterschied des Zünddruckes und des Druckanstiegs auf das Verhalten im Hauptverbrennungsraum geschlossen werden. Der Zünddruck stieg beim Klopfen von 38,5 at auf 52,2 at und der Druckanstieg an der steilsten Stelle von 0,9 auf 3,3 at/°KW.

Eine dritte Möglichkeit, den Verbrennungsablauf träger zu gestalten und dadurch das Klopfen zu vermeiden, ist der Zusatz von Abgas, der als Verbrennungsbremse wirkt. Abb. 4 zeigt für den MAN-Motor in den Oszillogrammen (b) einen solchen durch Zusatz von etwa 12 % Abgas ruhig gestalteten Verbrennungsablauf. Der Druckanstieg je °KW ist gegenüber dem klopfenden Betrieb (a) mit sonst gleichen Bedingungen von 3 auf 1,7 at/°KW zurückgegangen. Der Zünddruck ist ebenfalls geringer geworden, nämlich von 56 at auf 47 at. Durch die für die Zuführung des Abgases notwendigen Aufwendungen ist die Anwendung dieses Verfahrens naturgemäß erschwert.

Diese drei Möglichkeiten stehen also zur Verfügung, um bei einem gegebenen Verdichtungsverhältnis den unzulässigen Druckanstieg und damit das Klopfen beim Diesel-Flüssiggasbetrieb zu vermeiden. Welche dieser Möglichkeiten jeweils angewendet werden kann und welche die geringste Umbauarbeit hervorruft, ist ganz von der Motorbauart abhängig.

2. Generatorgasbetrieb

Durch die große Klopffestigkeit des Generatorgases bestehen bei diesem Gas die geschilderten Schwierigkeiten nicht, vielmehr ist es hierbei infolge der verhältnismäßig trägen Verbrennung notwendig, die unangenehme Wirkung von Glühstellen zu vermeiden, die durch die länger andauernde Verbrennung, namentlich bei umgebauten Vorkammermaschinen mit starker Wärmespeicherung, bei zu hohem Verdichtungsverhältnis, d.h. bei zu hohem mittlerem Temperaturniveau auftreten können.

Für jede Motorbauart muß das zulässige Verdichtungsverhältnis durch Versuche ermittelt werden, wobei naturgemäß gilt, daß der größere Zylinderdurchmesser einen kleineren Wert für ε und der kleinere Zylinderdurchmesser einen größeren Wert zuläßt. Wie schon erwähnt, ist besonders sorgfältig darauf zu achten, daß alle besonders zur Wärmespeicherung neigenden Stellen im Verbrennungsraum entfernt werden, z.B. scharfe Kanten, Ecken usw. oder, wenn dies nicht möglich ist, muß das Verdichtungsverhältnis entsprechend niedriger gewählt werden.

Für die untere Grenze des Verdichtungsverhältnisses ist neben der Notwendigkeit der sicheren Zündung auch das Startverhalten wichtig. Vorkammermaschinen, bei denen der Vorkammereinsatz entfernt worden ist, haben zwar die guten Startbedingungen der Einspritzmaschine, trotzdem ist es aber notwendig, durch Versuche zu klären, bei welcher Außentemperatur Starthilfsmittel angewendet werden müssen. Hierbei ist zu bemerken, daß, insbesondere bei Diesel-Generatorgasbetrieb, Glühkerzen nicht verwendet werden können, da sie durch die länger andauernde Verbrennung leicht zerstört werden. Die Lösung wird wahrscheinlich in der Anwendung von Heizflanschen oder von unmittelbarer Beheizung der Ansaugluft durch eine kleine Flamme mit Flüssiggas oder Generatorgas liegen.

B. Versuchsergebnisse

a) Versuchsmotoren und -Fahrzeug

Auf dem Prüfstand wurden bisher folgende Motoren umgebaut und untersucht:

1. 6 Zylinder-Henschel-Motor Typ J
   Bohrung 125 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 11,78 ltr.
   Höchstdrehzahl n = 1500 U/min
   Originalverdichtungsverhältnis ε = 1 : 13,8
   Umbau auf Flüssiggas und Generatorgas (Holz und Holzkohle)

000655

2. 6 Zylinder-MAN-Motor DO 530
   Bohrung 105 mm, Hub 130 mm, Hubvolumen 6,7 ltr.
   Höchstdrehzahl 1800 U/min
   Originalverdichtungsverhältnis ε = 1 : 14
   Umbau auf Flüssiggas

Ferner folgende Fahrzeuge:

3. Daimler-Benz 5 t - Motor Typ OM 79
   Bohrung 115 mm, Hub 165 mm, Hubvolumen 10,22 ltr.
   Höchstdrehzahl 1600 U/min
   Originalverdichtungsverhältnis ε = 1,17
   Umbau auf Generatorgas (Holzkohle)

4. Das gleiche Fahrzeug
   Umbau auf Flüssiggas

5. Henschel 5 t - Motor Typ G
   Bohrung 110 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 9,12 ltr.
   Höchstdrehzahl 1500 U/min
   Originalverdichtungsverhältnis ε = 1 : 13,2
   Umbau auf Generatorgas

b) Praktische Erfahrungen beim Umbau der Motoren

Motoren mit Luftkammer bezw. Luftspeicher

Der MAN-Motor mit Luftkammer mit ε = 1 : 14 benötigte keine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses oder sonst am Verbrennungsraum; klopffreier Betrieb war durch Späterlegen des Einspritzzeitpunktes möglich, wobei sogar volle Leistung, kurzzeitig sogar bis 20 %, Mehrleistung erreichbar war.

Ähnlich liegen die Dinge beim Henschel-Lanova-Motor, der auch ohne jede Änderung am Verbrennungsraum in Betrieb genommen werden konnte, und zwar sowohl mit Flüssiggas als auch mit Generatorgas. Wegen Klopfneigung bei Flüssiggasbetrieb mußte der Luftüberschuß erheblich höher gehalten werden als im Dieselbetrieb, nämlich 1,5 bis 1,6 gegen 1,2. Hierdurch ergab sich ein Leistungsabfall von etwa 10 bis 15 %. Im Generatorgasbetrieb dagegen konnte die Luftladung voll ausgenutzt werden bis zur Luftüberschußzahl λ = 1. Die weiteren Versuche zeigten aber, daß es bei diesem Motor etwas günstiger ist, wenn die starke Unterteilung des Lanova-Verbrennungsraumes dadurch verändert wird, daß der Hauptspeicher abgeschaltet bleibt und durch eine doppelt so starke Zylinderkopfdichtung das entsprechende Volumen dem Hauptverbrennungsraum wieder zugefügt wird. Die Versuche hiermit sind noch im Gange. Unbedingt notwendig ist diese Änderung aber jedoch nicht, die im übrigen naturgemäß einen gewissen Einfluß auf die Leistung im Dieselbetrieb hat.

Vorkammer-Motoren

Wie schon erwähnt, ist es bei Vorkammermotoren notwendig, den Vorkammer-Abschluß zu entfernen, damit eine quasi Einspritz-

maschine entsteht. Es hat sich nicht nur bei den vorliegenden Versuchen am Daimler-Benz-Motor OM 79, sondern auch bei den Versuchen an anderen Stellen gezeigt, daß der Vorkammer-Abschluß im Dieselgasbetrieb nach kurzer Zeit zerstört wird. Dies ist in der Hauptsache wohl darauf zurückzuführen, daß die durch die Bohrungen des Vorkammer-Abschlusses hindurchgedrückten Verbrennungsgase eine höhere Temperatur haben als im Dieselbetrieb. Insbesondere bei Generatorgasbetrieb wurde diese Erscheinung beobachtet. Abb. 5 zeigt eine Vorkammer im Originalzustand (links) und nach erfolgtem Umbau für den Dieselgasbetrieb (rechts).

Bei den vorliegenden beiden Daimler-Benz-Motoren OM 79 wurde durch die Entfernung des Vorkammer-Abschlusses (Brenner) allein die Verdichtung nicht auf den notwendigen Wert von 1 : 13,5 bis 1 : 14 erniedrigt, sondern der Verbrennungsraum mußte auf andere Weise noch vergrößert werden. Beim Generatorgas-Wagen genügte es, die 2 mm starke Dichtung (Asbest mit Einlage) einfach zu verdoppeln. Irgendwelche Schwierigkeiten bezüglich der Wärmeabfuhr aus den Dichtungen ergaben sich hierbei nicht.

Anders war es jedoch bei dem Flüssiggas-Wagen, bei dem während des Versuchsbetriebes das Klopfen nicht immer vermieden werden konnte. Sobald Klopfen auftrat, zeigte sich nach kurzer Zeit Zerstörung der doppelten Dichtungen. Es ist anzunehmen, daß durch die hohen Zünddrücke elastisches Nachgeben einzelner Bauteile auftritt, wodurch der Anpressungsdruck zwischen Kopf und Zylinder verringert oder sogar aufgehoben wird, sodaß das heiße Gas und der herrschende hohe Druck die Dichtung zerstören können. Es war daher nötig, bei diesem Motor zwischen Zylinderblock und Kurbelgehäuse eine Platte einzulegen, die es ermöglichte, eine nur 0,6 mm starke Reinz-Dichtung zu verwenden. Diese wurde mit einer Einfassung versehen, wodurch der Anpressungsdruck um die Zylinderbohrung herum so vergrößert wurde, daß die erwähnten Zerstörungen nicht mehr eintraten. Es ist, wie Versuche der Firma Hugo Reinz, Spandau, ergeben haben, vorteilhaft, wenn irgend möglich in solchen Fällen die Bohrung der Dichtung mehrere mm gegenüber der Zylinderbohrung größer zu halten, so daß gerade noch eine genügend breite Dichtfläche übrigbleibt.

Bemerkenswert hierzu ist allgemein, daß bei klopfendem Betrieb Dichtungen häufig nur an einzelnen Köpfen zerstört werden, während andere beliebig lange halten. Offenbar ist also, da das Dichtungsmaterial das gleiche ist, die Ursache, wie erwähnt, im Motor zu suchen. Es sei ferner erwähnt, daß bei Zylinderbuchsen sorgfältig geprüft werden muß, ob durch verschieden großes Herausstehen der Büchse über dem Zylinderblock der Anpressungsdruck für alle Zylinder gleich groß wird; wenn nicht, kann durch Beilagen nachgeholfen werden.

Bei Motoren ohne Zylinderbuchsen ist die Anwendung von Einfassungen oder Armierungen der Dichtung nicht immer notwendig, wenn der Anpressungsdruck, auch unter den Beanspruchungen des nicht immer zu vermeidenden klopfenden Betriebes, gleichmäßig und genügend groß ist. Hier kann nur der Versuch restlos Klarheit bringen.

Abb. 6 zeigt eine Dichtung, bei der nach kurzer Betriebszeit durch Nichtbeachtung dieser oben beschriebenen Voraussetzungen

das Dichtungsmaterial unter dem Einfluß des klopfenden Betriebes mit Flüssiggas an einem Zylinder teilweise herausgeschoben wurde, am anderen dagegen nicht.

Als weitere Folge des klopfenden Betriebes konnten an einzelnen Zylinderköpfen bei verschiedenen Motoren Wärmerisse beobachtet werden, die allerdings den Betrieb nicht weiter störten.

Ferner muß auf die Kühlung der Düsen, insbesondere im Generatorgasbetrieb, hingewiesen werden. Weil hierbei, wie schon erwähnt, der Verbrennungsvorgang offenbar länger dauert als im reinen Dieselbetrieb, ist auf besonders gute Abführung der Wärme aus den Düsen zu achten, um ein Festsitzen der Düsennadel nach einer bestimmten Laufzeit zu vermeiden. Schwierigkeiten können sich dann ergeben, wenn die Düse frei in den Verbrennungsraum hineinragt und sich nicht, wie es bei neueren Motoren meistens der Fall ist, auf eine Düsenplatte abstützt, die nur eine Bohrung für den austretenden Strahl besitzt und die die Wärme ausgezeichnet und für den Dieselgasbetrieb ausreichend abführt.

In solchen Fällen muß geprüft werden, ob nicht nachträglich Maßnahmen zur besseren Kühlung getroffen werden können.

c) Leistung und Verbrauch

1. MAN-Motor DO 530, Düsen normal

Abb. 7 zeigt Leistung und Verbrauch dieses Motors im Vollastbetrieb über der Drehzahl. Bei dieser Darstellung wurde für beide Betriebsarten gleiche Leistung eingestellt. Es sei hier noch einmal vermerkt, daß durch Ausnutzung des großen Luftüberschusses im Dieselgasbetrieb mit Flüssiggas an diesem Motor die Leistung noch kurzzeitig um 20 % gesteigert werden konnte. Von 900 U/min aufwärts wurde im Vollastbetrieb größere Gesamtwirtschaftlichkeit als im Dieselbetrieb erzielt; der niedrigste Verbrauch von 2100 kcal/PSh bei $p_{me\ max}$ zeigt deutlich die Überlegenheit dieses Verfahrens gegenüber dem Otto-Motor, bei dem solche niedrigen Werte nicht erzielbar sind; das schraffierte Feld gibt die Ersparnis an. Der für die Erreichung dieser Leistung notwendige Dieselölanteil r, bezogen auf den reinen Dieselbetrieb, beträgt 20 bis 24 %.

Interessant ist eine Betrachtung des Luftüberschusses für beide Betriebsarten (vgl. Abb. 8). Während im reinen Dieselbetrieb, offenbar durch die Fördercharakteristik der Pumpe, mit zunehmender Drehzahl eine Anreicherung des Gemisches von λ = 1,6 auf 1,3 bei 1700 U/min eintrat, genügte für die gleiche Leistung im Dieselgasbetrieb ein λ von 1,6. Hierin ist die größere Wirtschaftlichkeit im Dieselgasbetrieb begründet.

Bei Teillast ergeben sich umgekehrte Verhältnisse für die Wirtschaftlichkeit. Abb. 9 zeigt den spezifischen Wärmeverbrauch über dem Dieselölanteil r aufgetragen. Es ist zu erkennen, daß bei gleichem Dieselölanteil r mit abnehmender Teillast der spezifische Wärmeverbrauch gegenüber reinem Dieselbetrieb immer größer wird. Mit steigendem Dieselölanteil r werden die Unterschiede gegenüber reinem Dieselbetrieb immer

geringer. Da bei einer anderen Strahleinspritzmaschine mit Luftspeicher diese Erscheinung nicht beobachtet wurde, liegt hier wahrscheinlich ein Einfluß der Luftkammer auf den Verbrennungsablauf bei Teillast vor.

Das Bild gibt ferner einen Überblick über den Einfluß des konstant eingestellten Reglerstangenweges mit zunehmender Teillast. Hierdurch ergibt sich klar, daß um im Vollast- und Teillastbetrieb gleiche Dieselölanteile zu erhalten, der Reglerstangenweg durch ein Schleppgestänge mit abnehmender Teillast verringert werden muß, sonst tritt bei Teillast notwendigerweise eine Erhöhung des Dieselölanteiles ein, z.B. bei 4,17 mm Reglerstangenweg eine Erhöhung von r = 20 % bei Vollast auf fast 40 % bei 43 % Last. Durch Schleppgestänge ist jedoch r = 20 % auch bei 43 % leicht zu halten; der Reglerstangenweg muß dann auf etwa 3,3 mm verringert werden.

Diese Prüfstanduntersuchungen werden voll bestätigt durch den Fahrbetrieb. Eine kürzlich von der Reichspost veranstaltete Versuchsfahrt über 2000 km mit einem auf Flüssiggas umgestellten MAN-Omnibus mit einem Motor gleicher Type wie vorher ergab einen mittleren Dieselölanteil von rd. 22 %, wobei dieser Mittelwert sich auf niedrige Belastungen bei Fahrt in der Ebene und auf die bei starken Steigungen erforderliche Vollast bezieht. Viele hundert Kilometer Autobahn mit Höchstgeschwindigkeit konnten genau so betriebssicher durchgeführt werden wie das Befahren von starken Steigungen in den Voralpen und im Schwarzwald.

2. Henschel-J-Motor, Düsen normal
Der Henschel-J-Motor wurde sowohl mit Flüssiggas als auch mit Holzkohlengas betrieben. Abb. 10 zeigt einen Überblick über die erreichten Leistungen. Hierbei bezieht sich der Flüssiggasbetrieb mit 12 bis 16 % Leistungsabfall auf den damals erreichten klopffreien Betrieb. Mit Generatorgas (Holz und Holzkohle) wurde ein Leistungsabfall von 20 - 24 % gemessen. Die angeschriebenen Zahlen beziehen sich auf den Dieselölanteil r. Die Versuche mit dem Motor sind noch im Gange; während bisher die Kurven mit Flüssiggas sich auf die nicht umgebaute Maschine beziehen, werden jetzt Kontrollversuche mit dem erwähnten Umbau vorgenommen, bei dem der Speicher abgeschaltet ist und der Hauptverbrennungsraum durch eine größere Zylinderkopfdichtung in demselben Maße vergrößert ist. Nach den Vorversuchen ist hiermit ein besserer Betrieb zu erwarten. Erwähnt sei hier eine wichtige Frage, die für den Dieselgasbetrieb allgemein von Bedeutung ist. Es ist unbedingt nötig, daß der Kraftstoffstrahl frei in den Raum hineinspritzen kann. Je zentraler der Kraftstoffstrahl und mit je größerem Spritzwinkel dieser in den Hauptverbrennungsraum eintritt, um so günstiger ist der Verbrennungsablauf. Große Störungen können dadurch hervorgerufen werden, daß der Kraftstoffstrahl die Wand berührt.

3. Daimler-Benz OM 79 mit Generatorgas (Holzkohle), Düsen DN 1583, 95 at. Der oben genannte Daimler-Benz-Wagen mit Motor OM 79, umgebaut auf Holzkohlengas, wurde vor Inbetriebnahme auf dem Rollprüfstand untersucht. Die Ergebnisse zeigt Abb. 11. Über der Wagengeschwindigkeit sind die Leistungen für Diesel- und Dieselgasbetrieb sowie der Leistungsverlust dargestellt. Während die schwarz ausgezogene Kurve die Radleistung im reinen Dieselbetrieb darstellt, geben die strichpunktierten Linien die Leistung im Dieselgasbetrieb an. Als Parameter ist der Dieselölanteil r eingetragen. Diese Kurven zeigen, daß die erreichte Leistung unmittelbar vom Dieselölanteil r abhängt. Während bei 12 - 13 % Dieselölanteil der Leistungsverlust, am Rad gemessen, zwischen 30 und 40 % liegt (entsprechend einem Verlust an Motorleistung von 20 bis 30 %), geht dieser bei 30 % Dieselölanteil auf 10 - 20 % am Rad (d.h. etwa 7 - 15 % Verlust an Motorleistung) zurück.

Diese Erscheinung ermöglicht eine Regelung der höchstzulässigen Drehzahl (entsprechend 38 km/h) unmittelbar durch die eingespritzte Dieselölmenge, indem bei vollständiger Entlastung des Prüfstandes der Fliehkraftregler der Dieselpumpe durch zunehmende Verringerung der eingespritzten Menge die Drehzahlregelung übernimmt. Hierdurch wurde auch eine zusätzliche Vorrichtung erspart, die im Gasbetrieb auch noch die Gasmenge bei Erreichen der Reglerdrehzahl abregelt. Bei Fahrt auf glatter Straße und voll durchgetretenem Gaspedal wird hierdurch die Geschwindigkeit stets konstant auf dem eingestellten Wert beibehalten, wobei allerdings eine unvollständige Verbrennung des Gases bewirkt wird, aber zugleich eine gleichmäßige Belastung des Generators. Dieses Fahrzeug hat inzwischen rund 9000 km, davon rund 7000 km im Betrieb der Reichsbahn, zurückgelegt. Bis auf eine Reinigung und Kontrolle der Düsen ergab das Verfahren keinerlei Störungen. Die Zylinderkopfdichtungen (doppelte "Diring"-Dichtungen 4 mm hoch) waren einwandfrei.

Der Gasölverbrauch betrug im Stadt- und Überlandverkehr im Betrieb der Reichsbahn im Mittel 10,5 ltr/100 km. Mit einem mittleren Verbrauch mit Anhänger von 50 ltr/100 km im reinen Diesel-Betrieb bei gleicher Betriebsart ergibt sich ein Dieselölanteil von rund 20 %. Hierbei betrug das Gesamtgewicht des Lastzuges (mit Anhänger) im Mittel 15 t. Die mittlere Reisegeschwindigkeit auf der Landstraße konnte bei 38 km Höchstgeschwindigkeit auf 34 km/h gehalten werden, ein Wert, der durchaus zufriedenstellend ist.

4. Daimler-Benz OM 79 mit Flüssiggas, Düsen DN 4Sl, 95 at
Derselbe Wagen im Flüssiggasbetrieb zeigte auf dem Rollprüfstand etwa 20 % Leistungsabfall des Motors bei einem Dieselölanteil von 9 % bei 26 km/h und 13 % bei 38 km/h. Durch Vergrößerung des Dieselanteils konnte die Leistung vergrößert und damit der Leistungsabfall verringert werden.

Im Fahrbetrieb bei Versuchsfahrten ergaben sich Verbrauchswerte wie in untenstehender Tabelle:

Ohne Anhänger. Gesamtgewicht 10,750 t

	mittl. Geschw. km/h	Verbr. Dieselöl ltr/100 km	Dieselölanteil r %
Straße	15,30	10,21	32,5
Landstraße	33,45	7,48	22,9
Autobahn	34,37	7,13	23,3

Mit Anhänger, Gesamtgewicht 18,370 t

	mittl. Geschw. km/h	Verbr. Dieselöl ltr/100 km	Dieselöl-anteil r %
Straße	--	--	--
Landstraße	30,9	7,62	20,4
Autobahn	32,8	6,36	16,5

Dieses Fahrzeug ist jetzt im Bereich der Reichsbahn eingesetzt und für Flüssiggas mit 85 % Butan (Eichkraftstoff) eingerichtet.

5. Henschel G mit Generatorgas (Holz), Düsen DN 4S10, 140 at
Der Henschel-Motor G, auf Holzgasbetrieb umgebaut, hatte ein Verdichtungsverhältnis von 14,5. Diese Verdichtungssteigerung erfolgte einfach durch Abschalten der Hauptspeicher, indem die Speicherventile entfernt und dafür Stopfen von der Größe des Hauptspeichers eingeschraubt wurden. Die Mitführung der Speicherventile in einem besonderen Kasten im Wagen ermöglicht es, in kürzester Zeit durch Wiedereinbau der Speicherventile den Original-Dieselzustand wiederherzustellen.

Die Versuchsfahrten ergaben Verbrauchswerte laut untenstehender Tabelle.

Zugwagengewicht 11,23 t		Stadt		Landstraße		Autobahn	
		Diesel	Diesel-gas	Diesel	Diesel-gas	Diesel	Diesel-gas
Geschwindigkeit	km/h	33,8	33,3	36,2	35,4	41	38,6
Gasölverbrauch	ltr/100 km	29,7	8,88	28,5	8,42	27,1	8,95
% Gasölverbrauch	%	100	29,9	100	29,5	100	33,0
Holzverbrauch	kg/100 km	--	104,7	--	89,5	--	78,1
mit Anhänger insges. 19,5 t							
Geschwindigkeit	km/h	--	--	30,9	29,4	--	--
Gasölverbrauch	ltr/100 km	--	--	35,1	9,9	--	--
% Gasölverbrauch	%	--	--	100	28,3	--	--
Holzverbrauch	kg/100 km	--	--	--	--	--	--

Nach den Versuchsfahrten hat der Wagen bis Mitte August rund 2300 km im Streckengebiet der Reichsbahn zurückgelegt, wobei das gesamte Gewicht des Zuges bei 8,1 t Nutzlast 17,8 t betrug. Der Gasölverbrauch ergab sich dabei im Mittel zu 12,6 ltr/100 km, gegen etwa 50 ltr im reinen Dieselbetrieb. Dies entspricht einem Gasölanteil von rund 25 %. Auch bei diesem Motor kann durch Erhöhung des Dieselölanteils die Leistung nicht unbeträchtlich gesteigert werden. Dies spielt für den Stadtverkehr und für das Befahren gebirgiger Strecken eine große Rolle.

000658

d) Mischvorrichtung und Regelung

Besondere Sorgfalt ist der Mischung des Gases mit der Luft zuzuwenden. Insbesondere gilt dies für Generatorgas. Hier hat sich gezeigt, daß ein einfaches Zusammenbringen der Gase - etwa durch ein T-förmiges Mischstück - nicht ausreicht. Ferner haben die Versuche gezeigt, daß eine Mischung unter Zuhilfenahme von Wirbelung möglichst zu vermeiden ist. Am besten ist die Aufteilung des Gases durch viele Bohrungen oder durch Schlitze an der Mischstelle, wodurch die Diffusion mit der Luft erleichtert wird. Notwendig ist eine nachfolgende Diffusionsstrecke von etwa 300 mm bis zur ersten Abzweigung.

Die Güteregelung durch Betätigung der Gasklappe bei Generatorgas bezw. der Gasregelnadel bei Flüssiggas durch den Fußhebel hat sich durchweg bewährt. Da diese Regelart im Verbrauch nicht ungünstiger ist als die Drosselregelung, ist sie aus Gründen der größeren Einfachheit vorzuziehen.

Zusammenfassung

Die Versuchsarbeiten zur Umstellung von Dieselmotoren auf Generator- und Flüssiggas im Diesel-Gas-Betrieb des letzten halben Jahres haben ergeben, daß das Verfahren keine grundsätzlichen Schwierigkeiten mehr macht. Die umgestellten Motoren mit direkter Strahleinspritzung und Luftkammer bezw. Luftspeicher sowie die umgebauten Vorkammermotoren zeigen, daß mit verhältnismäßig geringer Umbauarbeit das Verfahren in kürzester Zeit an einem Dieselmotor angewendet werden kann.

Hierbei sind gewisse Voraussetzungen zu erfüllen, die sich bei Flüssiggas vor allen Dingen darauf beziehen, das Klopfen zu vermeiden. Als Mittel hierfür wurde Einstellung des für jeden Zylinder gerade noch zulässigen Luftüberschusses, Einstellung des Zündbeginns in oder nach dem oberen Totpunkt und schließlich Zuführung von Abgas in gewissen Grenzen festgestellt.

Das Verdichtungsverhältnis muß hierbei auf etwa 1 : 13,5 bis 1 : 14,5 gesenkt werden. Auch bei Generatorgas ist eine Senkung des Verdichtungsverhältnisses auf etwa dieselben Werte notwendig, hier aber nicht zur Vermeidung von Klopferscheinungen, sondern um das mittlere Temperaturniveau so zu senken, daß sich infolge der trägeren Verbrennung keine Glühstellen bilden. Der Einspritzzeitpunkt kann hier im allgemeinen gegenüber Dieselbetrieb weit vorverlegt werden, um eine möglichst gute Leistung zu erzielen.

Über anfängliche Schwierigkeiten an Dichtungen und Düsen wurde berichtet. Sie können aber grundsätzlich als überwunden gelten.

Die Messungen auf den Prüfständen und im Fahrbetrieb zeigten, daß in einigen Fällen z. B. beim MAN-Motor die gleiche Leistung wie im Dieselbetrieb erzielt wurde, in den übrigen Fällen aber Leistungseinbußen zwischen 10 und 20 % in Kauf genommen wer-

den mußten. Bei Flüssiggas sind diese Leistungseinbußen durch den kleinstzulässigen Luftüberschuß, bei Generatorgas durch den Gemischheizwert, bedingt. Soweit noch Luft unausgenutzt bleibt, kann durch Vergrößerung des Dieselölanteils die Leistung gesteigert werden. Bei allen Motoren liegt im Fahrbetrieb der mittlere Dieselölanteil zwischen 15 und 30 %. Der Streckenbetrieb von zwei Generatorfahrzeugen bei der Reichsbahn hat die grundsätzliche Bewährung des Verfahrens in der Praxis gezeigt.

000659

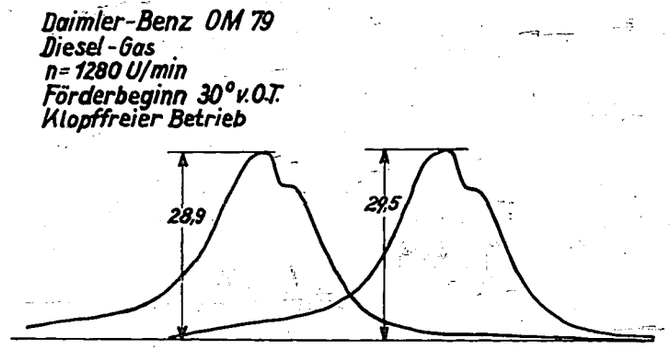


Abb. 1

Druckverlauf am Zylinder 1 des Daimler-Benz-Motors OM 79 bei Diesel-Flüssiggasbetrieb (Eichkraftstoff), klopffrei bei richtig eingestelltem Luftüberschuß Dieselölanteil r = 10 %

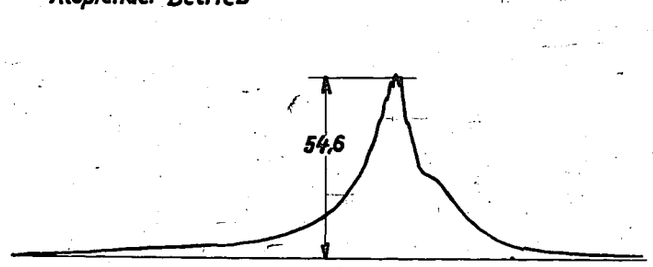


Abb. 2

wie Abb. 1, jedoch klopfender Betrieb durch zu kleinen Luftüberschuß

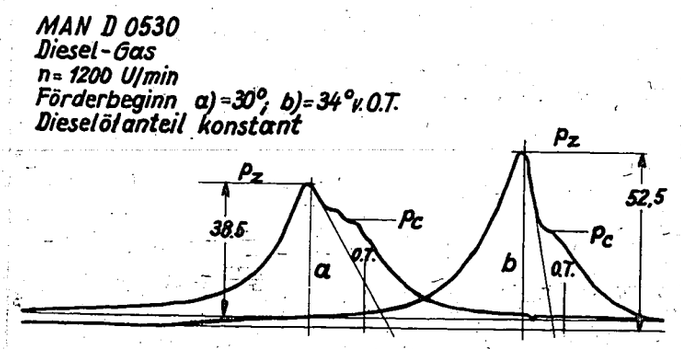


Abb. 3

Druckverlauf in der Luftkammer von Zylinder 6 des MAN-Motors D0 530 bei Diesel-Flüssiggasbetrieb (handelsübliches Flüssiggas) bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten

a) klopffreier Betrieb bei 30° v.o.T. Förderbeginn

b) klopfender Betrieb bei 34° v.o.T. Förderbeginn

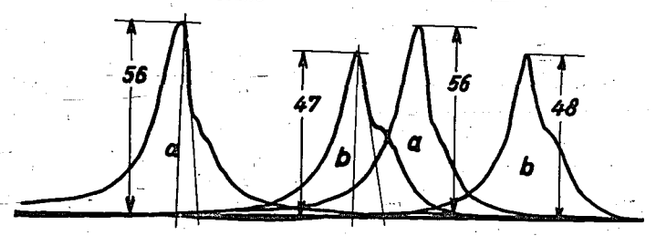


Abb. 4 wie Abb. 3, jedoch bei konstantem Einspritzzeitpunkt mit und ohne Abgaszusatz

a) klopfender Betrieb ohne Abgaszusatz
b) klopffreier Betrieb mit rd. 12 % Abgaszusatz

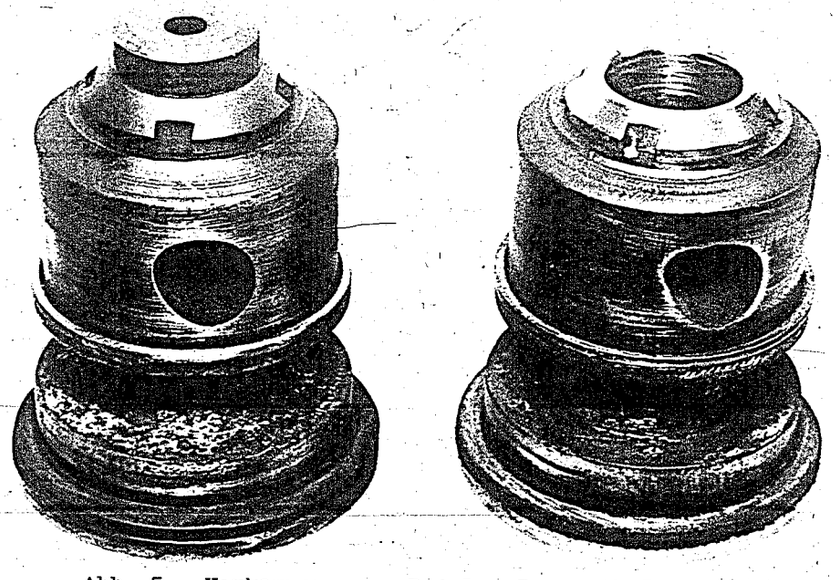


Abb. 5. Vorkammern vom Daimler-Benz OM 79

rechts - für Dieselgasbetrieb hergerichtet
links - im Originalzustand.

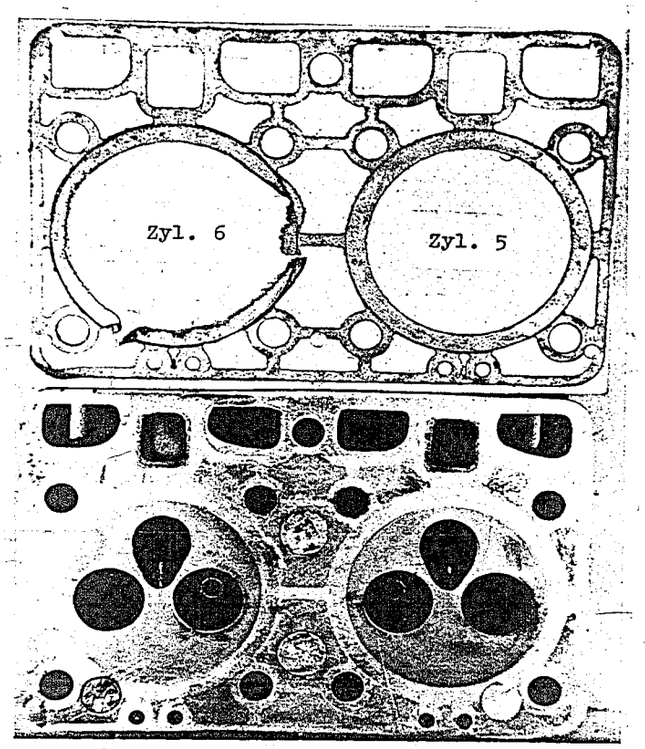


Abb. 6

Zylinderkopfdichtung und Zylinderkopf vom Daimler-Benz OM 79 im Versuchsstadium

bei Zylinder 6 ist infolge ungenügenden Anpreßdruckes bei klopfendem Betrieb das Dichtungsmaterial herausgedrückt worden;

bei Zylinder 5 blieb die Dichtung unbeschädigt.

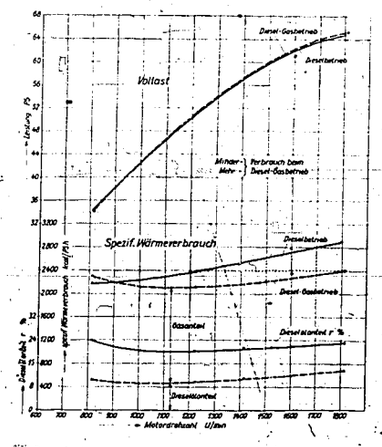


Abb. 7. Leistung, spezif. Wärmeverbrauch und Dieselölanteil in Abhängigkeit von der Drehzahl im Diesel- und Diesel-Gasbetrieb.
Motor: MAN - D 0530

Kraftstoff: 1. reiner Dieselbetrieb
Dieselkraftstoff II

2. Diesel-Gasbetrieb
Dieselkraftstoff II
u. Flüssiggas

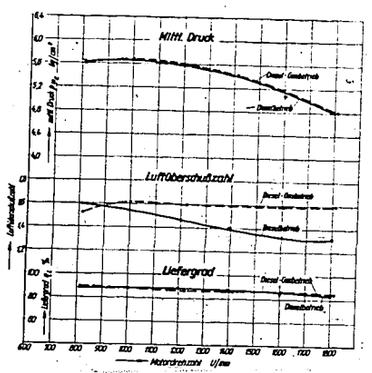


Abb. 8. Mittlerer Druck, Luftüberschußzahl und Liefergrad in Abhängigkeit von der Drehzahl im Diesel und Diesel-Gasbetrieb.

Kraftstoff: 1. reiner Dieselbetrieb Dieselkraftstoff II

2. Diesel-Gasbetrieb Dieselkraftstoff II u. Flüssiggas

Motor: MAN D 0530

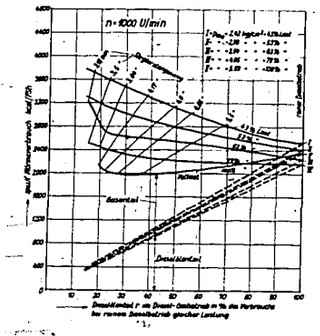


Abb. 9. Spezif. Wärmeverbrauch bei versch. Belastungen in Abhängigkeit vom Dieselölanteil bei Diesel-Flüssiggas-Betrieb für n = 1000 U/min.

Kraftstoff: Dieselkraftstoff II und Flüssiggas

Motor: MAN D 0530

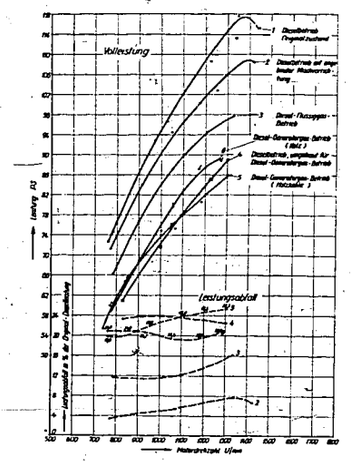


Abb. 10. Volleistung und Leistungsabfall in % bei Diesel-Flüssiggasbetrieb und Diesel-Generatorgasbetrieb in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Motor: Henschel „J", 125 mm ϕ Bohrung, 160 mm Hub, 11,78 l Hubvol.

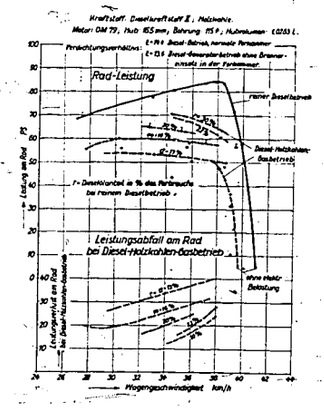


Abb. 11. Radleistung und Leistungsabfall bei Diesel-Generatorgas- gegen reinen Dieselbetrieb auf dem Wagenprüfstand in Abhängigkeit von der Wagengeschwindigkeit.

(Mercedes Typ „L 5000", Holzkohlen-Generator „Wisco HW 2")

3. Wirkungsgrad und Verbrennungsablauf im Dieselmotor

Von Prof. Dr.-Ing. L i s t

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz

Ein grundsätzlicher Überblick über die Zusammenhänge zwischen dem zeitlichen Ablauf der Verbrennung, der Leistung und dem Wirkungsgrad kann am vollkommenen Motor mittels thermodynamischer Rechnungen gewonnen werden.

Der vollkommene Motor stellt, wie bekannt, das unerreichbare Ziel der Entwicklung im Motorenbau dar. Er verwirklicht den motorischen Arbeitsvorgang ohne Verluste, außer denen, die zwangläufig mit dem Arbeitsverfahren verbunden sind, und gibt den Maßstab für die Güte des wirklichen Motors. Bei neuzeitlichen Motoren liegt der Gütegrad zwischen 70 und 80 %, d. h. dieser Bruchteil der im vollkommenen Motor aus der gleichen Brennstoffmenge erzielbaren Arbeit wird in wirklichen Motor geleistet. Die zusätzlichen Verluste im wirklichen Motor sind demnach nicht allzu erheblich und daher die für den vollkommenen Motor entwickelten Zusammenhänge mit recht guter Annäherung auch für den wirklichen Motor gültig.

Bei den neuzeitlichen Untersuchungen am vollkommenen Motor werden die wirklichen physikalischen Eigenschaften der Gase und die chemischen Veränderungen und chemischen Gleichgewichtsverhältnisse bei der Verbrennung berücksichtigt. Verdichtung und Ausdehnung erfolgt nach Adiabaten. Der Zustandsänderung während der Verbrennung werden einfache Gesetze zu Grunde gelegt.

Um brauchbare Schlüsse vom vollkommenen auf den wirklichen Motor ziehen zu können, ist es notwendig, die Druckverhältnisse während der Verbrennung bei beiden annähernd in Übereinstimmung zu bringen. Das ist möglich, wenn die Endpunkte der Verdichtung des wirklichen und des Diagramms der vollkommenen Maschine zur Deckung gebracht werden.

Zwischen dem Druckverlauf während der Verbrennung, wie ihn das Diagramm gibt, und dem zeitlichen Verlauf der Wärmeentwicklung besteht ein eindeutiger Zusammenhang. Die Darstellung der Wärmeentwicklung erfolgt am klarsten durch das Brenngesetz, in welchem die Brenngeschwindigkeit, ausgedrückt durch die je Zeiteinheit frei werdende Wärme, in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt wird. Als Zeitmaß gilt der Kurbelwinkel.

Die Zielsetzung bei der Gestaltung des idealen Brenngesetzes ergibt sich einerseits aus dem Streben nach gutem Wirkungsgrad, andererseits auch aus Anforderungen, die an den Druckverlauf zu stellen sind. Mit Rücksicht auf die Haltbarkeit der Bauteile, derzeit vor allem der Lager, ist eine Begrenzung des bei der Verbrennung auftretenden Höchstdruckes erforderlich. Die Grenze ist vom Stande der Entwicklung abhängig und liegt heute bei Fahrzeugmotoren im allgemeinen zwischen 50 und 80 kg/cm^2. Pischinger hat in rechnerischen Untersuchungen an Schubstangen nachgewiesen,

daß die Höhe der wirklich auftretenden Beanspruchung auch wesentlich von der Geschwindigkeit des Druckanstieges abhängt. Sie kann bei steilem Anstieg des Druckes ein Vielfaches der statischen Beanspruchung betragen. Von der Steilheit des Druckanstieges hängt auch das Zündgeräusch des Motors im Wesentlichen ab. Im praktischen Betrieb ergeben sich in dieser Hinsicht befriedigende Verhältnisse, wenn der Druckanstieg 2 at/°KW nicht wesentlich überschreitet.

Die Forderung nach einer Begrenzung der Höchstdruckes läßt sich bei der vollkommenen Maschine am einfachsten durch ein Diagramm mit gemischter Verbrennung erfüllen. Bei diesem schließt sich an eine Gleichraumverbrennung eine Gleichdruckverbrennung an. Die Grenzfälle sind die reine Gleichraum- und die reine Gleichdruckverbrennung.

Verändert man bei gemischter Verbrennung und gleichbleibendem Höchstdruck das Verdichtungsverhältnis, so erhält man die in Bild 1 dargestellten Wirkungsgrade. Der Luftüberschuß wurde mit $\lambda = 1{,}4$, demnach ungefähr Vollast entsprechend, angenommen. Die Wirkungsgrade werden am größten bei der reinen Gleichdruckverbrennung, wenn also die Drucksteigerung auf den gegebenen Höchstdruck allein durch die Verdichtung erfolgt. Ein kleiner Gleichraumteil beeinträchtigt den Wirkungsgrad nicht wesentlich. Bei gegebenem Höchstdruck ist demnach mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad das Gleichdruckdiagramm anzustreben.

Bild 2 zeigt nun für verschiedene Verdichtungsverhältnisse und damit für verschiedene Anteile des Gleichraumteils an der Gesamtverbrennung die Zusammenhänge zwischen Wirkungsgrad und Mitteldruck der Teillasten. Bemerkenswert ist das starke Ansteigen des Wirkungsgrades mit dem Luftüberschuß. Der Höchstdruck bei Teillasten nimmt bei Gleichdruckverbrennung nicht ab. Bei gemischter Verbrennung verringert er sich nach Bild 3 mit der Belastung umso mehr, je größer der Anteil der Gleichraumverbrennung ist. Das kann für Motoren, die viel mit Teillasten arbeiten müssen, einen größeren Gleichraumteil in der Verbrennung wünschenswert machen.

Im allgemeinen soll eine Annäherung an die Gleichdruckverbrennung angestrebt werden. Sie kann allerdings mit den heutigen Verbrennungsverfahren im allgemeinen nicht erreicht werden.

Der Gleichdruckverbrennung entsprechen Brenngesetze nach Bild 4. Sie sind annähernd dreieckförmig und umso kürzer und steiler, je höher der Verdichtungsenddruck, also der Höchstdruck wird. Gemischte Verbrennung mit konstantem Höchstdruck und verschiedenen Verdichtungsverhältnissen erfordern Brenngesetze nach Bild 5. Je größer der Gleichraumteil ist, desto niedriger muß das Verdichtungsverhältnis gewählt werden, desto schlechter ist, wie früher gezeigt wurde, der Wirkungsgrad.

Berücksichtigt man auch die Forderung nach einer begrenzten Geschwindigkeit des Druckanstieges, so ergeben sich an Stelle der reinen Gleichraumverbrennung Brenngesetze nach Bild 6. Die Wirkungsgrade werden durch die längere Dauer der Verbrennung unbedeutend kleiner, der Höchstdruck wird nur wenig beeinflußt.

Für konstanten Höchstdruck und verschiedene Verdichtungsverhältnisse sowie einer zulässigen Geschwindigkeit des Druckanstieges von $\frac{dp}{d\alpha} = 2$ at/°KW sind die in Bild 7 dargestellten Brenngesetze erforderlich. Diese stellen die Idealform des Brenngesetzes mit gemischter Verbrennung dar und sind dann anzustreben, wenn aus irgendwelchen Gründen (z. B. vermindertem Höchstdruck bei Teillasten) Gleichdruckverbrennung nicht erwünscht ist.

Die bisherigen Ausführungen galten für den selbstansaugenden Motor mit einem Anfangsdruck von 0,95 kg/cm². Zieht man auch eine Veränderung des Anfangsdruckes in Betracht, demnach also Aufladung und theoretisch auch Drosselung, so zeigt sich aus Bild 8, daß der erreichbare Mitteldruck bei festgelegtem Höchstdruck ganz außerordentlich vom Brenngesetz abhängt. Mit Gleichdruckverbrennung lassen sich bei erträglicher Triebwerksbeanspruchung hohe Mitteldrücke erzielen.

Bild 9 läßt erkennen, daß hohe Mitteldrücke im allgemeinen infolge der Höchstdruckgrenze mit niedrigem Wirkungsgrad erkauft werden müssen, denn hohe Aufladung muß durch eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses ermöglicht werden. Für einen gegebenen Mitteldruck ist der höchste Wirkungsgrad wieder durch das Gleichdruckbrenngesetz erreichbar. Eine Steigerung des Höchstdruckes wirkt sich ungefähr verhältig auf den Mitteldruck aus, der Wirkungsgrad bleibt annähernd gleich.

Aus der Untersuchung lassen sich zusammenfassend zur Erzielung hohen Wirkungsgrades bei selbstansaugenden und aufgeladenen Motoren folgende Richtlinien aufstellen:

1. Durch eine verbesserte Beherrschung des Verbrennungsablaufs sind Diagramme mit geringer Drucksteigerung gegenüber dem Verdichtungsenddruck anzustreben.

2. Durch Entwicklungsarbeit vor allem an den Lagern und am Triebwerk sind die zulässigen Höchstdrücke im Zylinder hinaufzusetzen.

Eine Voraussetzung für die Klärung der Zusammenhänge zwischen Verbrennungsbedingungen und Brenngesetz ist die Bestimmung des letzteren an der wirklichen Maschine. Die Kenntnis des Brenngesetzes ermöglicht weiter auch eine Teilung der inneren Verluste in der Maschine und damit eine verfeinerte Wertung von motorischen Verbrennungsverfahren und die Gewinnung von Erkenntnissen, die zu einer Verbesserung des Gütegrades und damit des Verbrauchs ausgenutzt werden können.

Über eine einschlägige Untersuchung, an welcher in meinem Institut gearbeitet wird, will ich im folgenden kurz berichten:

Die inneren Verluste im Motor, deren Auswirkungen im Gütegrad zusammengefaßt sind, bestehen:

1. Aus den Verlusten durch unvollkommene Verbrennung. Diese waren bei den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen im allgemeinen klein und werden daher in der Darstellung vernachlässigt.

2. Durch die Verluste infolge des nicht zeitgerechten Ablaufs der Verbrennung. Als Vergleichsprozeß nimmt man den Gleichraumprozeß an, der den höchsten Wirkungsgrad bei gegebenem Verdich-

000662

tungsverhältnis gibt. Die verhältnismäßige Abminderung des Wirkungsgrades durch den von der Gleichraumverbrennung abweichenden Verlauf kann als Gleichraumgrad η_{gl} bezeichnet werden.

3. Aus den Verlusten durch den Wärmeübergang an die Wände. In Bezug auf diese ist von Bedeutung:

a) die Menge der übergegangenen Wärme als Maß für die Wärmebelastung der Bauteile der Maschine während der Arbeitsvorgänge,

b) die Wirkungsgradverminderung, die man ebenfalls als Verhältniszahl η_w einführt und als Wandwirkungsgrad bezeichnet.

4. Aus den bei eingeschnürten Brennräumen im Zylinder entstehenden Strömungsverlusten, die man zweckmäßig durch ein subtraktives Glied $\Delta\eta_{st}$ berücksichtigt.

Der Innenwirkungsgrad ist demnach:

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_{gl} \cdot \eta_w - \Delta\eta_{st}$$

Die Untersuchung wurde mit der Bestimmung der Brenngesetze und der Verlustteilung an einem Einzylinderviertaktdieselmotor von 2 ltr Hubraum und einer Drehzahl bis zu 1500 U/min begonnen. In dem Motor können verschiedene Verbrennungsverfahren (direkte Einspritzung, Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher) verwirklicht werden. Die Einrichtungen dafür wurden bewährten Ausführung nachgebildet, erreichen aber mangels Feinheit der Abstimmung, für die uns die Zeit fehlte, deren Mitteldruck und Verbrauchswerte nicht. Die Durchführung von Untersuchungen verschiedener Verbrennungsverfahren an einer Maschine hat den Vorteil, daß die Unterschiede in den Verfahren besonders klar hervortreten.

Die Grundlage für die Bestimmung des Brenngesetzes und für die Verlustteilung bilden sorgfältig durchgeführte Brennstoff- und Luftverbrauchsmessungen und eine genaue Indizierung der Maschine. Dazu wurde der DVL-Glimmlampenindikator verwendet, der sich in dem hier in Betracht kommenden Drehzahlbereich als sehr brauchbares, wenn auch nicht ganz einfach zu bedienendes Gerät erwies.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse an drei verschiedenen typischen Verbrennunsverfahren: einem Verfahren mit direkter Einspritzung, einem Vorkammer- und einem Wirbelkammerverfahren. Die Höchstwerte des Innenwirkungsgrades liegen nach Bild 10 bei den drei untersuchten Verfahren in ungefähr gleicher Höhe.

Bild 11 zeigt die Gleichraumwirkungsgrade. Mit steigender Belastung tritt ein Abfall ein, der, wie sich z. B. aus den Brenngesetzen Bild 12 ergibt, durch Nachbrennen bei kleinem Luftüberschuß verursacht ist.

Große Unterschiede bestehen im Wärmeübergang. Die Vorkammer liegt infolge der großen Strömungsenergie und der dadurch verursachten heftigen Gasbewegung im Zylinder nach Bild 13 am ungünstigsten. Natürlich ist auch der Wandwirkungsgrad (Bild 14) bei der Vorkammer am niedrigsten. Die Reihung: direkte Einspritzung, Wirbelkammer und Vorkammer entspricht ungefähr den Strömungsenergien, die für die Wirbelung aufgewendet werden.

Der Strömungsverlust (Bild 15) ist nur bei der Vorkammer so groß, daß er erfaßt werden konnte. Die Größe dieses Verlustes hängt davon ab, wann die kinetische Energie wieder in Wärme umgesetzt wird und kann nur abgegrenzt, aber nicht genau festgelegt werden. Der Verlust ist bei großen Belastungen im vorliegenden Fall nicht erheblich, verschlechtert aber doch den Wirkungsgrad merkbar. Die untersuchte Wirbelkammer hatte verhältnismäßig große Überströmöffnungen, daher nur sehr kleine Strömungsverluste, die nicht gesondert nachgewiesen wurden. Bild 16 zeigt den Einfluß des Zündpunktes bei den drei Verfahren. Ein Vorrücken verbessert im allgemeinen den Gleichraumgrad, erhöht jedoch die Verluste durch den Wärmeübergang und damit auch die Wärmebelastung des Motors. Durch diese gegenläufigen Einflüsse entsteht ein Höchstwert des Innenwirkungsgrades, der in den vorliegenden Fällen annähernd bei einem Verbrennungsbeginn im Totpunkt liegt.

Die Brenngesetze der untersuchten Systeme (Bild 17) weichen erheblich von den idealen Brenngesetzen ab. Die direkte Einspritzung liegt infolge der schlagartigen Zündung am ungünstigsten. Eine Zusammenstellung eines idealen Brenngesetzes mit gleichem Höchstdruck und begrenzten Druckanstieg und eines gemessenen Brenngesetzes in Bild 18 zeigt die Unterschiede deutlich. Das Verhältnis der Gleichraumwirkungsgrade des idealen Brenngesetzes und des wirklichen Brenngesetzes ist 0,96. Es könnte demnach durch eine bessere Steuerung der Verbrennung bei gleichem Höchstdruck und gleicher Verdichtung eine Verbesserung des Brennstoffverbrauches um 4 % erzielt werden. Eine weitere Verbesserung ließe sich erreichen, wenn durch Verwirklichung eines Dreieckbrenngesetzes, wie es der Gleichdruckverbrennung entspricht, die Verdichtung bis zum Höchstdruck möglich würde.

Auch Brenngesetze, die F. A. F. Schmidt an verschiedenen Dieselmotoren bestimmt hat, zeigen im allgemeinen einen wenig befriedigenden Verlauf. Bei diesen, wie bei unseren Messungen, nehmen die anfangs hohen Verbrennungsgeschwindigkeiten im Laufe der Verbrennung ab, während gerade der umgekehrte Verlauf erwünscht wäre. Die Beherrschung des Verbrennungsablaufes mit neuzeitlichen Verfahren ist demnach noch ungenügend und erreicht im allgemeinen noch nicht das, was man früher mit der Lufteinblasung - allerdings bei mäßigen Drehzahlen - erzielen konnte.

Eine Kette von Zusammenhängen führt von der Ausbildung der Einspritzteile zum Einspritzgesetz (dem zeitlichen Verlauf der Einspritzung) und von diesen über das Brenngesetz zum Druckverlauf, Wirkungsgrad und Mitteldruck. Die Glieder bis zum Einspritzgesetz sind durch die technische Erkenntnis gut erfaßt, die Einspritzung kann weitgehend beherrscht werden. Auch die Zusammenhänge zwischen Brenngesetz, Druckverlauf, Wirkungsgrad und Mitteldruck sind, wie ich Ihnen zeigen konnte, abgesehen vom zeitlichen Verlauf des Wärmeübergangs, als klares Wissensgut vorhanden. Im schwierigsten Gebiet zwischen Einspritzgesetz und Verbrennungsgesetz klafft jedoch sowohl in der praktischen Beherrschung der Verbrennung wie auch in Bezug auf den Einblick in die Vorgänge eine große Lücke, bei deren Schließung Entwicklung und Forschung zusammenarbeiten müssen.

000663

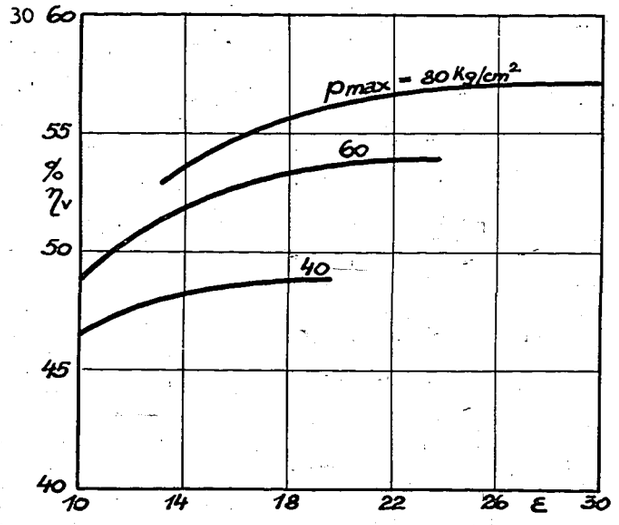


Bild 1. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v bei gegebenem Höchstdruck λ = 1,4. Endpunkt der Verdichtung entspricht dem eines wirklichen Diagramms mit einer Verdichtungslinie $p \cdot v^{1,3}$ = konst.

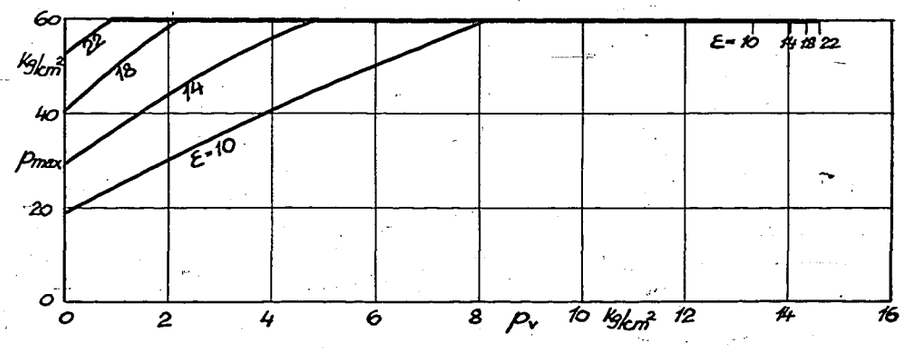


Bild 3. Verlauf des Höchstdruckes bei Teillasten.

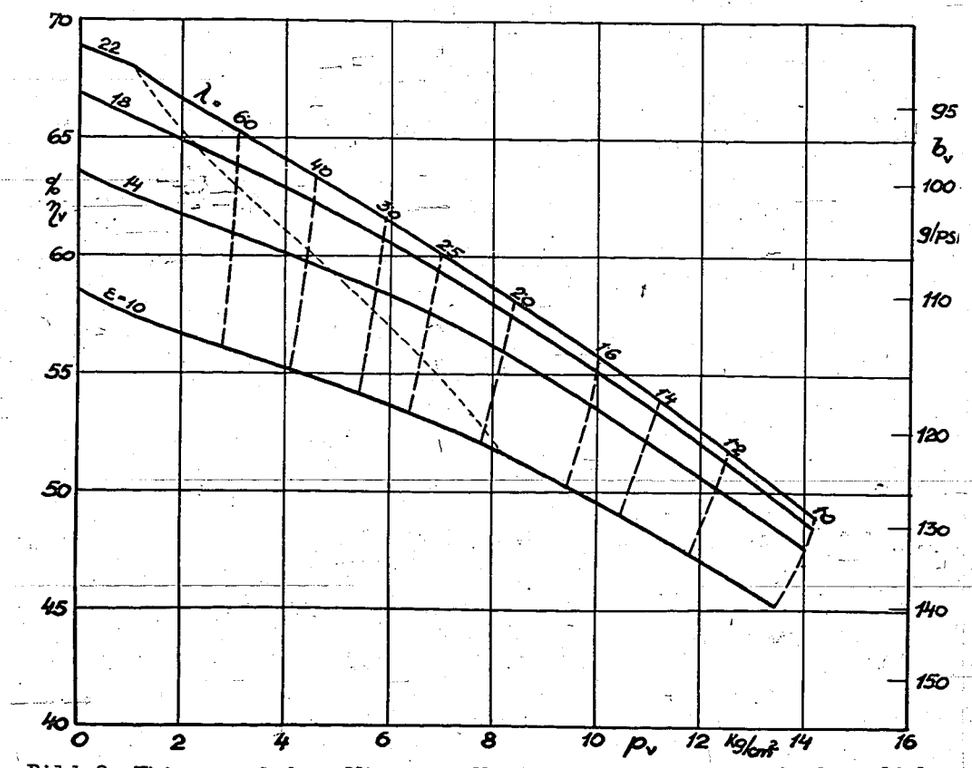


Bild 2. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v bei einem Höchstdruck von 60 kg/c

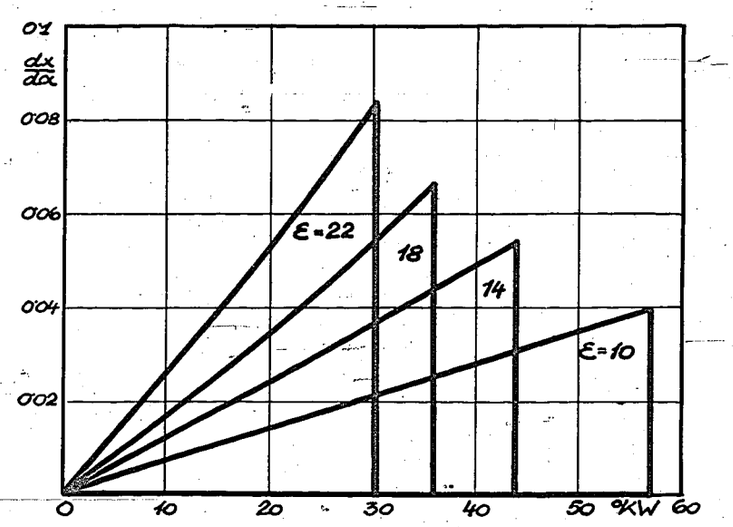


Bild 4. Brenngesetze für Gleichdruckverbrennung.

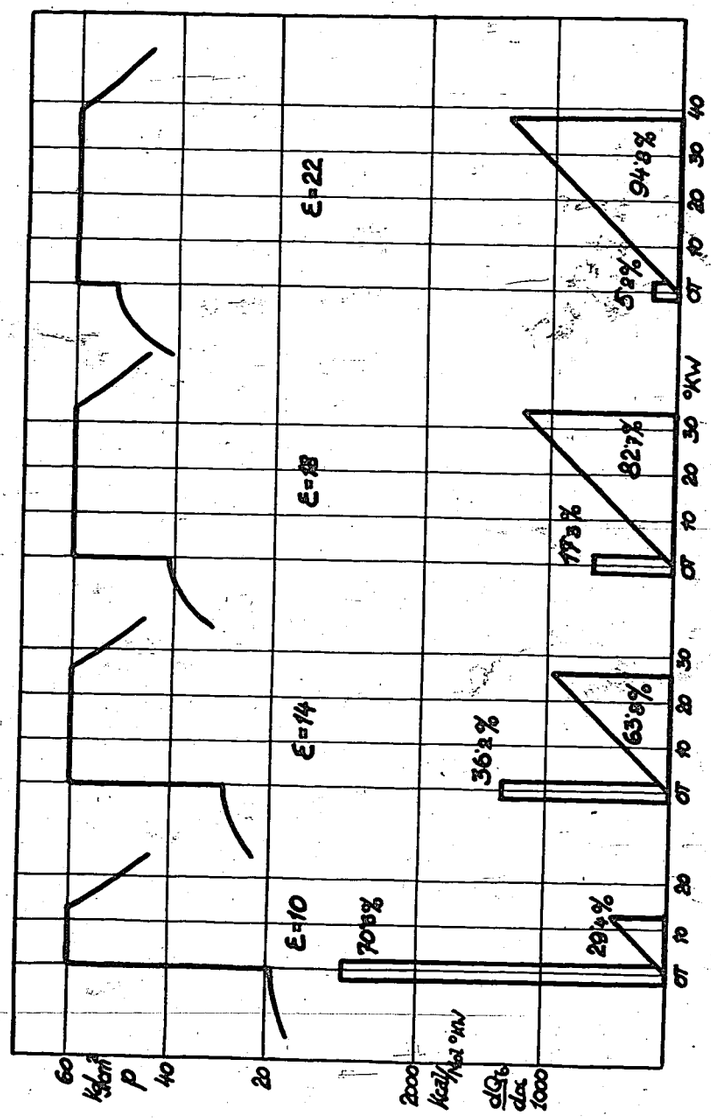


Bild 5. Druckverlauf und Brenngesetz für gemischte Verbrennung mit einem Höchstdruck von 60 kg/cm².

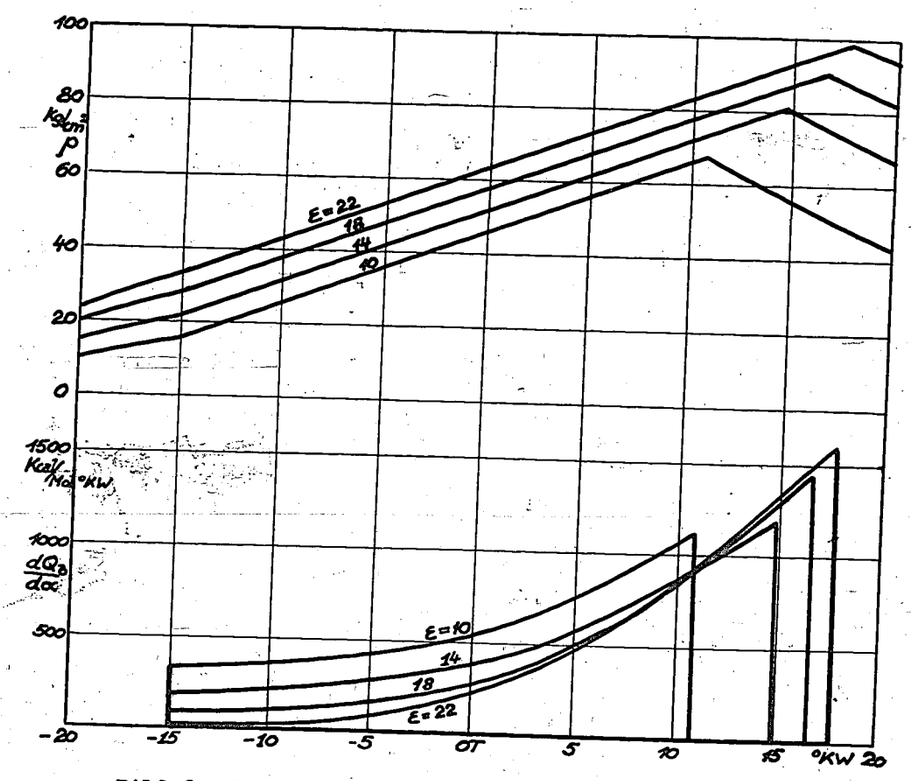


Bild 6. Brenngesetze mit konstantem Druckanstieg $\frac{dp}{d\alpha} = 2$ at/°KW.

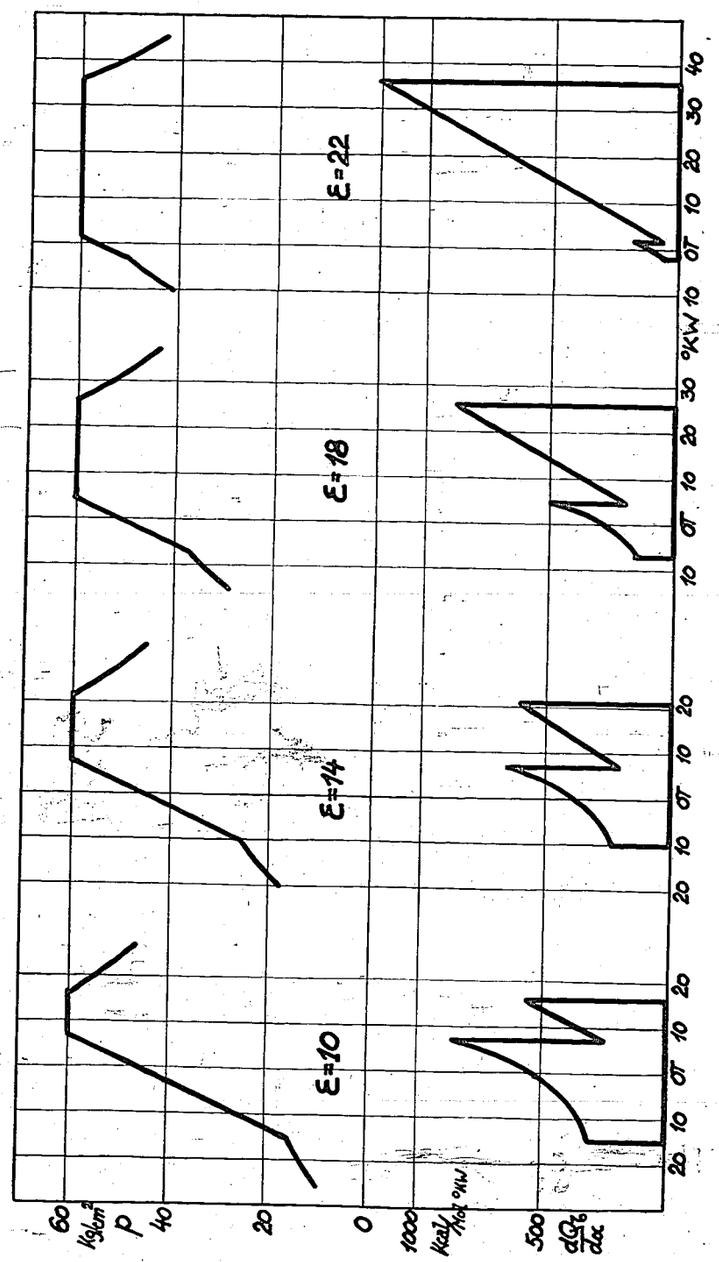


Bild 7. Brenngesetze mit konstantem Druckanstieg $\frac{dp}{d\alpha}$ = 2 at/°KW und Gleichdruckteil.

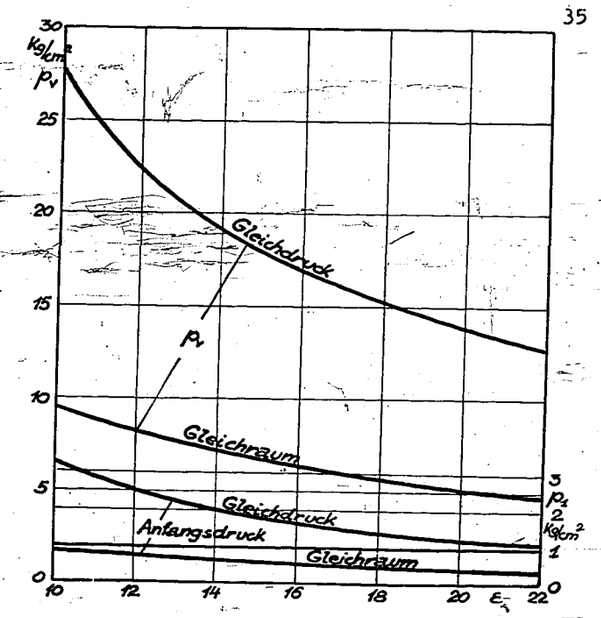


Bild 8. Mitteldruck des vollkommenen Motors p_v und Anfangsdruck der Verdichtung p_1 bei Gleichraum- und Gleichdruckverbrennung mit einem Höchstdruck P_{max} = 60 kg/cm².

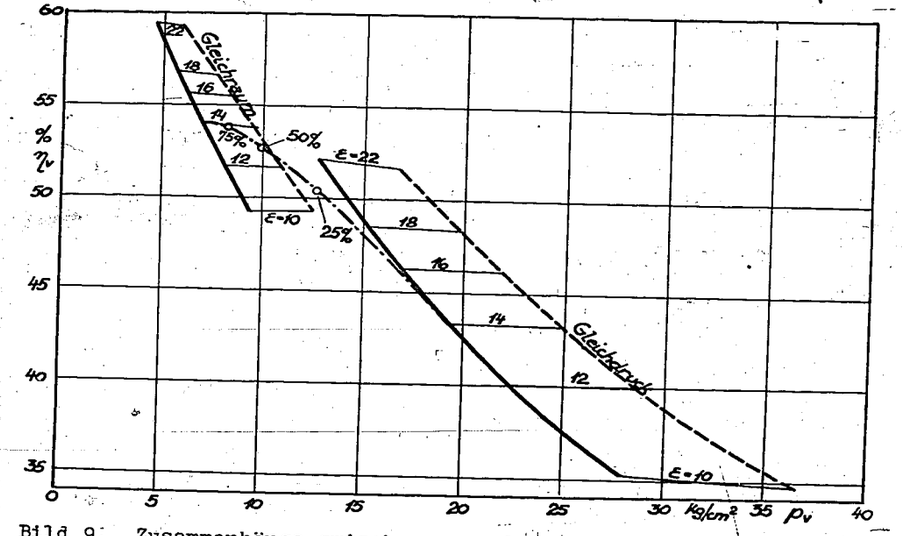


Bild 9. Zusammenhänge zwischen η_v und p_v für einen Höchstdruck von 60 kg/cm² und 80 kg/cm². Die Zahlen bei den Punkten auf den strichpunktierten Linien (ε = 14) bedeuten den Anteil an der Gesamtwärme, der durch die Gleichraumverbrennung erzeugt wird.

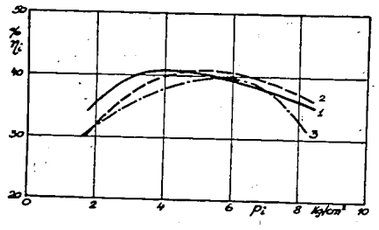


Bild 10. Innenwirkungsgrade η_i.

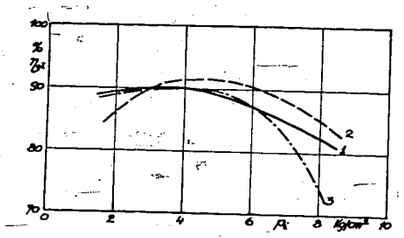


Bild 11. Gleichraumgrade η_{gl}.

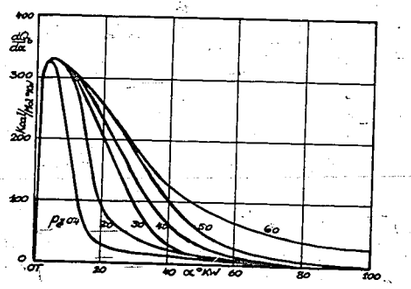


Bild 12. Brenngesetze bei Teillasten (p_e = 0,4 + 6 kg/cm²). Vorkammer mit ε = 18.

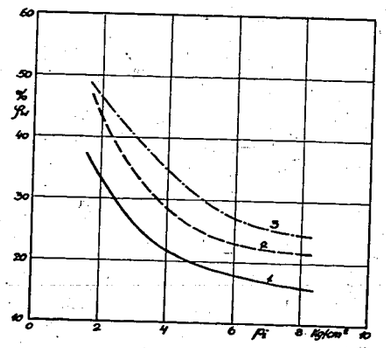


Bild 13. Während der Arbeitsvorgänge an die Wände übertragene Wärme in Bruchteilen φ_w der Verbrennungswärme.

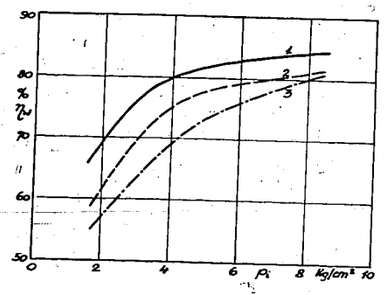


Bild 14. Wandwirkungsgrade η_w

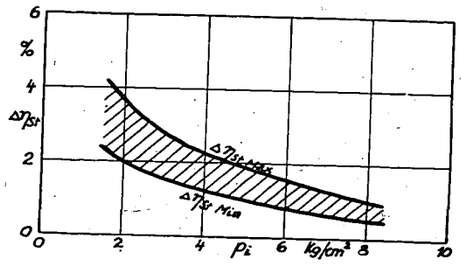


Bild 15. Bereich des Wirkungsgradverlustes $\Delta\eta_{st}$ durch die Strömung im Zylinder. Vorkammer.

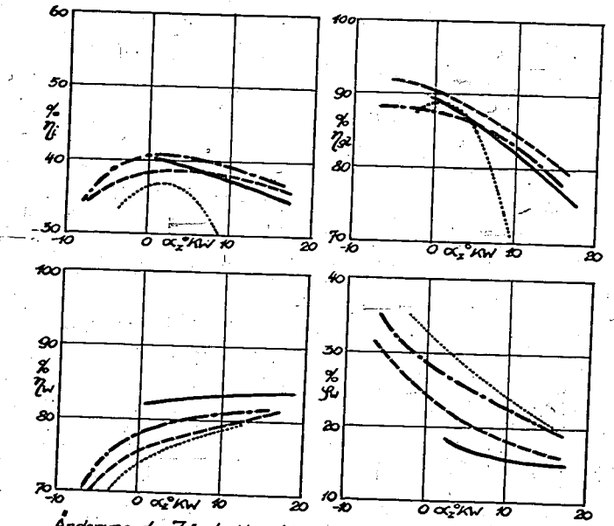


Bild 16. Teilwirkungsgrade bei Anordnung des Zündzeitpunktes. p_e = 4,0 kg/cm².

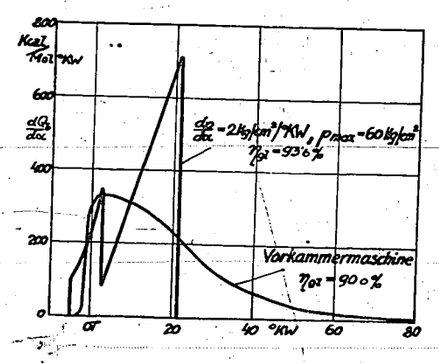


Bild 18. Gegenüberstellung eines gemessenen und eines idealen Verbrennungsgesetzes für gleichen Höchstdruck.

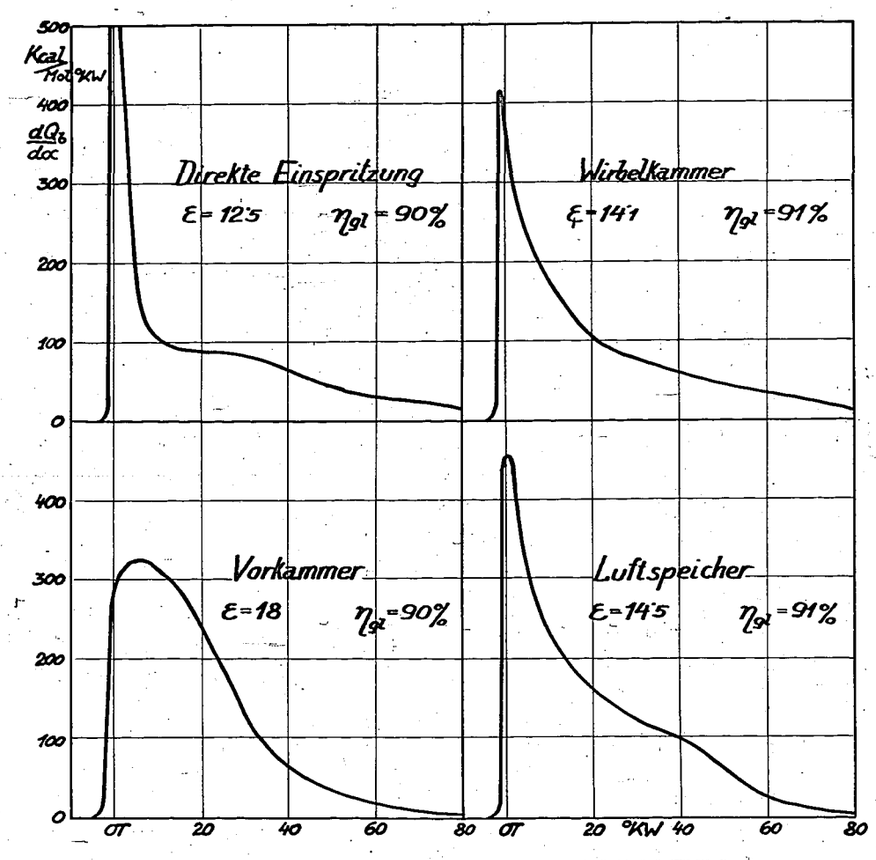


Bild 17. Brenngesetze für $p_i = 5{,}8\ kg/cm^2$.

000667

4. Überladung von Fahrzeugdieselmotoren

Von Dipl.-Ing. E r n s t

Aus dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart

Allgemein zeigt die Erfahrung, daß im praktischen Fahrzeugdieselbetrieb für gewisse Fälle, so besonders bei kürzeren Steigungen oder bei plötzlich notwendigen Beschleunigungen eine kurzzeitig größere Leistungsentnahme bei einwandfreier Verbrennung notwendig wäre.

Eingehende Untersuchungen, die im Auftrag des Herrn Generalinspektors für das Deutsche Straßenwesen durchgeführt wurden [1], ergaben, daß die Anpassung des Lastwagenmotors in seiner heutigen Leistungsauslegung an das Steigungsverhältnis insbesondere der Autobahnen ungenügend ist, daß aber durch die Möglichkeit einer betriebsmäßig einwandfreien Leistungssteigerung über kürzere Zeit Abhilfe geschaffen werden kann. Will man große Lasten in kurzen Fahrzeiten über Bergstrecken befördern, so muß man den Motor so bemessen, daß er kurzzeitig sehr hoch überlastet werden kann, da eine hohe Durchschnittsgeschwindigkeit nicht so sehr durch Erhöhen der Höchstgeschwindigkeit als vielmehr der Mindestgeschwindigkeit erreicht werden kann.

In Bild 1 wurden für die Verhältnisse eines 3 t - Lastwagens mit Vierganggetriebe die durch kurzzeitige Leistungserhöhung erreichbaren Verbesserungen aufgezeichnet. Dabei wurde die Möglichkeit einer augenblicklichen Leistungssteigerung um 30 % angenommen (für 15 Min. 20 %, für 30 Min. 15 % Leistungssteigerung). Für jede Steigung ergibt sich aus der Fahrgeschwindigkeit und der Dauer, während der sie gefahren werden darf, die zulässige Länge der Steigung. Man erkennt, daß auf manchen Steigungen (z. B. 4 %) die Überlastung des Motors nur wenig an Geschwindigkeit gewinnen läßt. Andererseits gibt es Steigungen (z. B. 3 %), auf denen die Geschwindigkeit beträchtlich erhöht werden kann (von 36 km/h auf 56 km/h für 10 km Länge), sofern die Fahrt auf der Steigung nicht länger dauert, als man die dazu notwendige erhöhte Leistung dem Motor zumuten darf (10 Min.). Ein solcher Gewinn wäre auf allen Steigungen dann möglich, wenn entweder eine viel feinere Gangabstufung vorhanden wäre oder aber der Motor statt der angenommenen 30 % auf 80 bis 100 % kurzzeitig überlastbar wäre.

Eine Leistungserhöhung bedingt einen erhöhten Kraftstoffzusatz, der praktisch auf 2 Wegen erreichbar ist:

Eine erste Möglichkeit besteht in dem Zusatz von Sauerstoff zur angesaugten Luft. Dieser Weg wurde durch das Institut im Auftrag der Industrie bereits untersucht. Es zeigte sich, daß mit

1) W. Kamm, Das Verhalten von Lastkraftwagen auf Steigungsstrecken, Straßenbaujahrbuch 1939/40, S. 171, Völk und Reich Verlag, Berlin

000668

unmittelbarer Einspritzung ohne besondere Maßnahmen Leistungssteigerungen bis zu 40 % möglich sind. Die rein betriebswirtschaftlichen Fragen bei der Verwendung von Sauerstoffzusatz wurden zunächst noch nicht untersucht.

Die zweite Möglichkeit der Leistungserhöhung besteht in der Aufladung des Motors. Die Aufladung von Dieselmotoren findet steigende Anwendung vorerst ausschließlich bei größeren Hubraumeinheiten. Hier werden durch Überladung Leistungssteigerungen von 40 bis 50 % erreicht. Bei kleinen Hubraumeinheiten nehmen die mechanischen Verluste bei Überladung nicht mehr entsprechend der Ladungserhöhung, sondern weniger zu, weshalb sich hier die Überladung besonders günstig auswirken muß.

Die vorgesehenen Untersuchungen werden am FKFS-Dieselprüfmotor durchgeführt (Bild 2), wobei alle in Frage kommenden Möglichkeiten hinsichtlich des Verbrennungsverfahrens, der Steuerung und Überladung, der Verdichtung, der thermischen und mechanischen Beanspruchung untersucht werden.

Weiterhin ist die Frage der Verwendung eines geeigneten Überladegebläses, hauptsächlich des Abgasgebläses besonders vordringlich. Das Institut steht in dieser Frage mit der Industrie in Verbindung, sodaß für die Untersuchungen ein in Frage kommendes Gebläse zur Verfügung stehen wird.

Das Ziel der Arbeiten ist also bei niedriger Dauerleistung eine hohe Kurzleistung, die noch stärker erhöht ist als beim Flugmotor, im Gebiet der Überladung bis zu 100 %, wobei insbesondere auf die zulässige Belastungszeit geachtet werden soll. Im Schrifttum selbst liegen darüber nur spärliche Angaben vor, Unterlagen in Anlehnung an praktische Bedürfnisse sind nicht vorhanden.

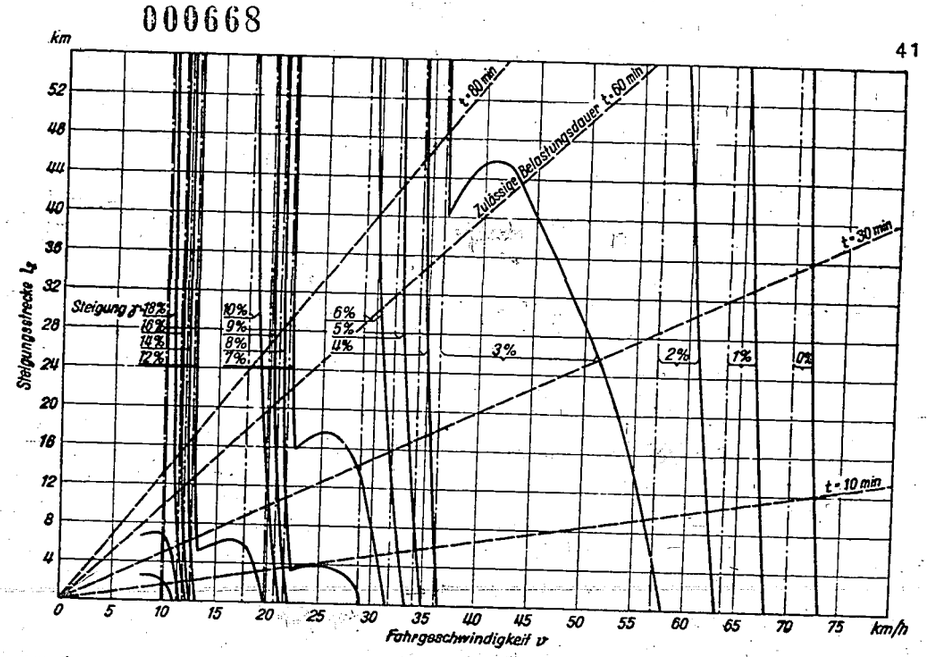


Bild 1. Geschwindigkeitserhöhung bei kurzzeitiger Leistungserhöhung.

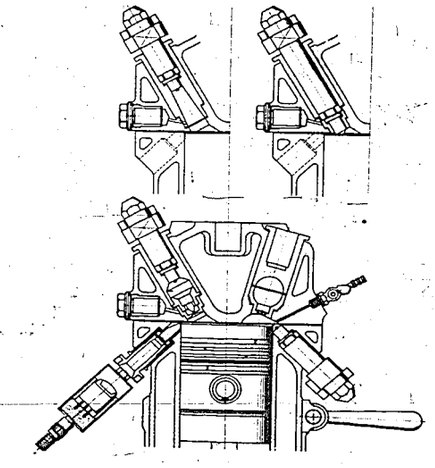


Bild 2. Verbrennungsverfahren im FKFS-Dieselprüfmotor.



km/h

ung.

5. Gemischbildung und Verbrennung in der Bombe

Wege zur Beherrschung und Steuerung des Verbrennungsablaufes bei Einspritzmotoren

Von Dr.-Ing. B l u m e
Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

Der vom Maschinenlaboratorium der TH Dresden seit Jahren beschrittene Weg in der Erforschung der Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge der Einspritzmotoren hat die Beherrschung und Steuerung des Verbrennungsablaufes im Motor zum Ziel.

Der Verbrennungsvorgang im Motor setzt sich aus einer Vielzahl von Einzelvorgängen zusammen, deren Gesetzmäßigkeiten für die Beherrschung des Gesamtvorganges bekannt sein müssen. Die Einzelgesetzmäßigkeiten lassen sich am motorischen Vorgang trotz der hochentwickelten Meßtechnik mit genügender Klarheit nicht erkennen. Deshalb werden im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden die Einzelvorgänge unter vereinfachten, dadurch übersichtlicheren Bedingungen zunächst äußerhalb des Motors untersucht. Es sei aber gleich darauf hingewiesen, daß die Kenntnis der einzelnen Vorgänge, aus denen sich der motorische Vorgang zusammensetzt, allein noch nicht ausreicht, um den Gesamtvorgang zu beherrschen. Dazu gehört die Erforschung der gegenseitigen Überlagerungen der Einzelerscheinungen, wie z. B.: Brennstoffstrahl und Wandeinfluß, oder: Brennstoffstrahl und Luftbewegung. Nur durch diese schrittweise systematische Erforschung können allgemeingültige und für den Motorenbauer wertvolle Erkenntnisse gefunden werden.

Es soll deshalb gezeigt werden,

1. welche Erkenntnisse in der Erforschung der Einzelgesetzmäßigkeiten bisher gewonnen wurden, und
2. in welcher Richtung die Forschung auf Grund der bereits vorliegenden Erkenntnisse unter gleichzeitiger Berücksichtigung der vordringlichen Aufgaben weiterzuführen ist.

Die Ausführungen stützen sich im wesentlichen auf die Versuche an der durch mehrere Veröffentlichungen bekannten Verdichtungsbombe (Bild 1), bei der die Dieseleinspritzung in heiße Luft von motorischer Dichte durch Zeitlupenphotographie und Druckmessung erforscht wird. Die Ausführungen stützen sich deshalb im wesentlichen auf Ergebnisse des reinen Versuchsbetriebes.

Bei der Dieseleinspritzung in ruhende Luft (bei ungestörten Strahlen und beim Aufspritzen auf Wände verschiedener Form und Temperatur) konnten die folgenden Einzelprobleme der Klärung weitgehend zugeführt werden: Strahlbildung, Zündung, Gemischbildung, Verbrennungsgeschwindigkeit und Durchbrennzeit.

...

Die Zündung bei der Dieseleinspritzung von Gasöl, die insbesondere im Hinblick auf den Schnellläufer interessiert, bereitet keine besonderen Schwierigkeiten. In der Bombe treten bei 500°C und 35 atü bereits Zündverzüge von 2×10^{-3} sec auf. Im Motor werden noch kürzere Verzüge gemessen, da dort höhere Lufttemperaturen, heiße Wände und der Einfluß der Luftbewegung Zündverzüge bis zu $0{,}6 \times 10^{-3}$ sec erzwingen. Diese Zündzeiten können bei handelsüblichen Düsen ohne weiteres immer erreicht werden, da am Strahl stets eine Zone vorhanden ist, in der ein ausreichender Anteil des eingespritzten Kraftstoffes die Zündreife erreicht. Diese Zündzone ist abhängig vom Gemischbildungsablauf im Strahl. So zeigt z. B. Bild 2 schematisch die Lage der Zündzone am Strahl der Einlochdüse. Die Strahlentwicklung erfolgt im wesentlichen durch den Strahlkern zur Spitze, wo der Kraftstoff auf die Umgebungsluft stößt und dabei nach außen gedrängt wird. Der obere Teil der Abbildung zeigt den dadurch entstehenden Temperaturverlauf: kalter Strahlkern - Temperaturzunahme über den Mantel - im Gebiet der höchsten Temperatur die Zündzone. Das nächste Bild (3) zeigt die Zeitlupenaufnahme eines solchen Zündvorganges bei kurzem Zündverzug ($2{,}6 \cdot 10^{-3}$ sec, 500° C, 32 atü, 85 mg). Die Aufnahme zeigt, daß bei so kurzem Zündverzug nur ein sehr kleiner Anteil des eingespritzten Kraftstoffes im Moment der Zündung verdampft ist.

Das Bild 4 zeigt ebenfalls einen Zündvorgang, diesmal aber am Strahl einer Flachsitzdüse. Hier liegt die Zündzone dichter an der Düse, da infolge der größeren Gemischbildungskraft dieser Düse das zündfähige Gemisch rascher erzeugt wird. Die Folge dieser Erscheinung ist eine Verkleinerung des Zündverzuges gegenüber dem Strahl der normalen Lochdüse.

Von größter Bedeutung ist der Einfluß des Zündverzuges auf den Ablauf der Verbrennung, der durch die Größe der Verbrennungsgeschwindigkeit (kcal/s) gekennzeichnet ist. Das nächste Bild (5) zeigt über der Zeit, beginnend mit der Einspritzung, 5 Verbrennungsabläufe von gleichen Einspritzvorgängen, abhängig vom Zündverzug. Die Verbrennungsgeschwindigkeit in kcal/s wurde aus dem wirklichen Druckverlauf in der Bombe (Vorgang bei konstantem Volumen) errechnet. Es zeigt sich, daß die Größe des Zündverzuges den Verbrennungsablauf entscheidend beeinflußt. Die Kurven sind gekennzeichnet durch ein Verbrennungs-Maximum, die Zündspitze, die vor Ablauf der ersten tausendstel Sekunde nach der Zündung überschritten wird. Der steile Einsatz der Verbrennungsgeschwindigkeit bei jedem der gezeigten Diagramme, der durch den Gemischbildungsvorgang bedingt wird, ist deutlich zu erkennen. Diese Erscheinung ist auch an den von L i s t gezeigten Diagrammen von Verbrennungsgeschwindigkeiten, die im Motor gewonnen wurden, zu erkennen. Diese Übereinstimmung der Verbrennungsabläufe im Motor und in der Bombe, und zwar bei den verschiedenartigsten Gemischbildungsvorgängen (Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher, Strahleinspritzung), läßt erkennen, daß wir von einer gewollten Steuerung des Verbrennungsablaufes im Dieselmotor noch weit entfernt sind.

Mit abnehmendem Zündverzug sinkt die Zündspitze ab, so daß damit auch die Verbrennungsgeschwindigkeit über der Gesamtzeit eine gleichmäßigere Verteilung erfährt. Die Größe der Zündspitze ist entscheidend für die Ganghärte des Motors.

000670

Die Diagramme zeigen, daß eine Beeinflussung der Verbrennungsgeschwindigkeit durch die Größe des Zündverzuges möglich ist. Wegen der starken Abhängigkeit des Zündverzuges von der Temperatur der Luft heißt das, daß mit Zunahme der Lufttemperatur die Verbrennung weicher verläuft.

Die Durchbrennzeit (Bild 6), das ist die Zeit vom Beginn der Zündung bis zum Ende der Verbrennung, zeigt beim Einspritzen in ruhende Luft eine Abhängigkeit von der Lufttemperatur, die zunächst allgemein als paradox empfunden wird. Es zeigt sich nämlich, daß mit steigender Lufttemperatur die Durchbrennzeit zunimmt. Während also der Zündverzug mit steigender Temperatur abnimmt, nimmt die Durchbrennzeit zu. Dieser Verlauf ist gebunden an den Vorgang in ruhender Luft und an den Gemischbildungsablauf im Strahl der heute handelsüblichen Düsen. Ich erwähnte schon früher, daß die Strahlbildung im wesentlichen durch den Strahlkern zur Spitze erfolgt. Erst vom Erreichen der Strahlspitze an kommt der durch den Kern nach vorn gelangende Brennstoff zur weitergehenden Auflösung und damit zur Mischung mit Luft. Je kürzer deshalb der Zündverzug ist, umso kleiner ist der Anteil des Kraftstoffes, der im Moment der Zündung ausreichende Bedingungen zur Umsetzung vorfindet. Nun kommt durch die Zündung der Strahlmantel zur Entflammung, so daß der nach der Zündung abgespritzte Kraftstoff unter Sauerstoffmangel durch diese brennende Zone hindurch zur Spitze wandern muß.

Mit abnehmendem Zündverzug steigt demnach der Anteil des Kraftstoffes, der den Sauerstoff erst nach Durchlaufen der brennenden Zone erreicht. Der Kraftstoff wird dabei sehr schnell hochgeheizt. Die dadurch verursachte raschere Verdampfung der Tröpfchen setzt die Durchschlagskraft herab. Damit sinkt natürlich auch die Geschwindigkeit, mit der der Kraftstoff zur Mischung mit Luft und damit zur Umsetzung kommt. Außerdem treten beim Durchlaufen der brennenden Zone reaktionskinetische Vorgänge auf, die das Verbrennungsende ebenfalls hinauszögern und damit Anteil haben an der Zunahme der Durchbrennzeit mit steigender Temperatur. Das Verbrennungsende liegt demnach an der Spitze, wie das schematisch im Bild 7 gezeigt ist. Grundsätzlich zeigt sich in diesen Vorgängen der unbefriedigende Gemischbildungsvorgang, den die heute handelsüblichen Düsen erzeugen.

Über den Einfluß, den Luftbewegungen verschiedenster Größe und Richtung auf diesen Ablauf ausüben, ist bisher nichts bekannt.

Betrachten wir weiter das Aufspritzen des Kraftstoffes auf Wände verschiedener Form und Temperatur. Diese Fragen begegnen zunehmendem Interesse, da durch die Unterteilung der Brennräume, durch die kleinen Brennräume bei Schnelläufern und durch die Benzineinspritzung (bei Luftdichten in der Gegend der Atmosphäre) eine Wandberührung des Kraftstoffstrahles auf alle Fälle stattfindet. Hier wurden alle die Fragen geklärt, die für den ungestörten Strahl schon dargelegt wurden, wozu als neues Problem das Ausfallen des Brennstoffes an der Wand kommt.

Grundsätzlich ist über die Erscheinungen beim Aufspritzen folgendes zu sagen:

Die Tatsache, daß die im Strahlkegel eingeschlossene Luft und der bereits gebildete Brennstoffdampf sich ebenfalls mit hoher

Geschwindigkeit vorwärtsbewegen, ermöglicht eine überraschend weitgehende Umlenkung des Strahles an der Auftreffstelle. Durch diese Umlenkung bleibt der Strahlaufbau grundsätzlich erhalten - also ein dichter Strahlkern, um den mit nach außen abnehmender Dichte, Tröpfchengröße und Geschwindigkeit der Strahlmantel liegt. Der Strahl entwickelt sich auch nach der Umlenkung an der Wand entlang weiter, ohne diese zu berühren und ohne von der Wand freikommen zu können. Das folgende Bild 8 zeigt die Zeitlupenaufnahme eines Aufspritzvorganges.

Im flüssigen Zustande kann der Brennstoff die Wand nur unter besonderen Bedingungen treffen, wobei bei der Dieseleinspritzung der flüssig auftreffende Kraftstoff nur aus dem Strahlkern - auch bei sehr kurzer Entfernung zwischen Düse und Auftreffpunkt - herrührt. Senkrechtes Aufspritzen führt unweigerlich zum Ausfallen einer bedeutenden Menge. Natürlich spielt für das Auftreffen der Gemischbildungszustand eine große Rolle, also die Entfernung zwischen Düse und Auftreffpunkt sowie die Gemischbildungskraft der Düse.

Ein Zurückspritzen von Brennstoff im Sinne einer Reflektion findet bei der Dieseleinspritzung nicht statt. Das rührt daher, daß hier der Strahl stets weitgehend mit Luft und Dampf durchmischt ist - er gleicht gewissermaßen einem Naßdampfstrahl. Dagegen findet bei der Benzineinspritzung, wo infolge der geringen Luftdichte der Strahl den Charakter des reinen Flüssigkeitsstrahles hat, beim Auftreffen ein heftiges Aufprallen und ein weitgehendes Zurückspritzen statt.

Bei hohen Wandtemperaturen stellt sich an den Tröpfchen das Leidenfrost'sche Phänomen ein, wodurch die Wandberührung bei der Dieseleinspritzung mit Sicherheit vermieden werden kann. Für diesen Fall haben sich als unterste Grenze der Wandtemperatur 550° C ergeben.

Der Zündverzug kann durch das Aufspritzen auf heiße Wände bei sonst gleichem Luftzustand ganz erheblich verkleinert werden. Das folgende Bild 9 zeigt die Abnahme des Zündverzuges bei konstantem Luftzustand in Abhängigkeit von der Wandtemperatur. Wir sehen, daß bei 700°C, also Rotglut, der Zündverzug bei gleichem Luftzustand gegenüber dem ungestörten Strahl nur noch halb so groß ist. Infolge der weiter oben gezeigten Abhängigkeit des Verbrennungs-Ablaufes vom Zündverzug ergibt sich damit durch die Anwendung heißer Wandteile am Strahl eine Möglichkeit, den Verbrennungsablauf zu beeinflussen. In Bild 10 ist gezeigt, wie durch die Temperatur der Wand beim Aufspritzen der Verbrennungsablauf beeinflußt werden kann (siehe die beiden äußeren Kurven) - und wie weiterhin durch das Anspritzen glühender Wandteile die Zündspitze gegenüber dem freien Strahl herabgedrückt werden kann.

Die Durchbrennzeit beim Aufspritzen in ruhender Luft ist noch um etwa 30 % größer als beim freien Strahl, da hier dem Strahl die Ausdehnung nach der Wandseite verwehrt ist. Auch zeigt sich hier wieder der Zusammenhang, daß mit kleiner werdendem Zündverzug die Durchbrennzeit ansteigt. Infolge des Zusammenhanges zwischen Zündverzug und Wandtemperatur erfolgt mit steigender Wandtemperatur eine weitere Zunahme der Durchbrennzeit. Wir sehen aus diesen Ergebnisse, daß gerade bei der Wandberührung, also besonders bei kleinen Schnelläufern und bei unterteilten Brennräumen eine schnelle und gesteuerte Umsetzung des Kraftstoffes bei den heute handelsüblichen Düsen nur eine Frage der Luftführung ist.

000671

Demnach bedeutet beim Schnelläufer die Beherrschung der Durchbrennzeit neben der Senkung der Wärmebelastung eine Begrenzung des Brennstoffverbrauches, denn die höheren Verluste (Gaswechselvorgang, Reibung) wirken sich schon im Brennstoffverbrauch aus. Es hat sich gezeigt, daß das Auslaufen der Verbrennung nur allmählich erfolgt, daß also die umgesetzten Wärmemengen am Verbrennungsende klein sind. Gerade deshalb müssen zum Erfassen dieser kleinen Mengen alle Möglichkeiten der Gemischbildung und der Wandwirkungen ausgenutzt werden.

Aus den vorliegenden Ergebnissen über die Vorgänge bei der Dieselverbrennung - in ruhender Luft und beim Aufspritzen - zeigt sich im Hinblick auf die Steuerung der motorischen Verbrennung insbesondere für Vorgänge bei hohen Drehzahlen die dringende Notwendigkeit der systematischen Erforschung des Einflusses der Luftbewegung auf Gemischbildung, Zündung und Verbrennung. Denn: jede zusätzliche Luftbewegung im Brennraum erfordert Energie, die entweder durch höheren Kraftstoffverbrauch oder zu Lasten der Leistungsausbeute aufgebracht werden muß. Es ist deshalb dringend notwendig, für jeden Fall diejenige Form der Gemischbildung und Leitung der Verbrennung im Luftstrom zu kennen, die mit einem Minimum an Luftbewegung auskommt. Dafür fehlen uns bis heute noch die erforderlichen Grundkenntnisse.

Die Untersuchungen von Kraftstoffstrahlen bei Luftbewegung, die im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden durchgeführt werden, betreffen:

1. beim Dieselmotor:

Die Strahlbildung und Gemischbildung im Luftstrom (im freien Strahl und an Wänden verschiedener Form und Temperatur); den Ort der Zündung, über den bis heute noch nichts ausgesagt werden kann; die Einflußnahme auf den Verbrennungsablauf, also die Steuerung der Verbrennungsgeschwindigkeit und schließlich die Möglichkeiten der Einflußnahme auf die Durchbrennzeit, die bei hohen Drehzahlen zu Sorgen Anlaß gibt.

2. beim Einspritzzündermotor:

besonders die Fragen der Strahlauflösung, da wegen der geringen Luftdichte die Zerstäubung im Vergleich zum Dieselmotor schlecht ist. Als Beispiel seien die beiden Bilder 11 und 12 gezeigt, bei denen auf eine gewölbte Platte einmal unter dieselmotorischen Bedingungen und dann unter denen des Einspritzzündermotors aufgespritzt wurde. Beim Einspritzzündermotor stehen deshalb die Gemischbildung im Luftstrom und die Fragen des Gemischstromes (im Hinblick auf die erwünschte Gemischschichtung) im Vordergrund.

Für diese Untersuchungen ist die am Anfang erwähnte Verdichtungsbombe bereits eingesetzt. Hier werden die Vorgänge unter motorischen Bedingungen, d. h. einschließlich der Zündung und Verbrennung untersucht. Da aber durch die Zündung und Verbrennung die Vorgänge der Strahl- und Gemischbildung überdeckt werden,

sollen diese Untersuchungen auch in kalter Luft von motorischer Dichte durchgeführt werden. Zu diesem Zwecke wird im Maschinenlaboratorium der TH Dresden ein Hochdruck-Windkanal hergestellt, der bei genau einstellbaren Strömungsverhältnissen (einschließlich pulsierender Strömung) die Untersuchung von Kraftstoffstrahlen gestattet.

Mit diesen beiden Anlagen wird in absehbarer Zeit der Einfluß der Luftbewegungen im Einspritzmotor geklärt werden können, mit dem Ziel der Steuerung des Verbrennungsablaufes und der Herabsetzung der durch zusätzliche Luftbewegungen entstehenden Verluste.

Die angestrebten Ergebnisse sind frei von den Überlagerungen des Motorbetriebes, wie Drehzahlabhängigkeit, lastabhängigen Brennraumtemperaturen und gegebenen Konstruktionsmerkmalen – und dadurch allgemein gültig. Sie können selbstverständlich nicht der Ergänzung durch den Motorversuch entbehren, wie andererseits die Resultate des Motorversuches ohne die Ergebnisse der Bombenversuche unvollständig bleiben müssen.

000672

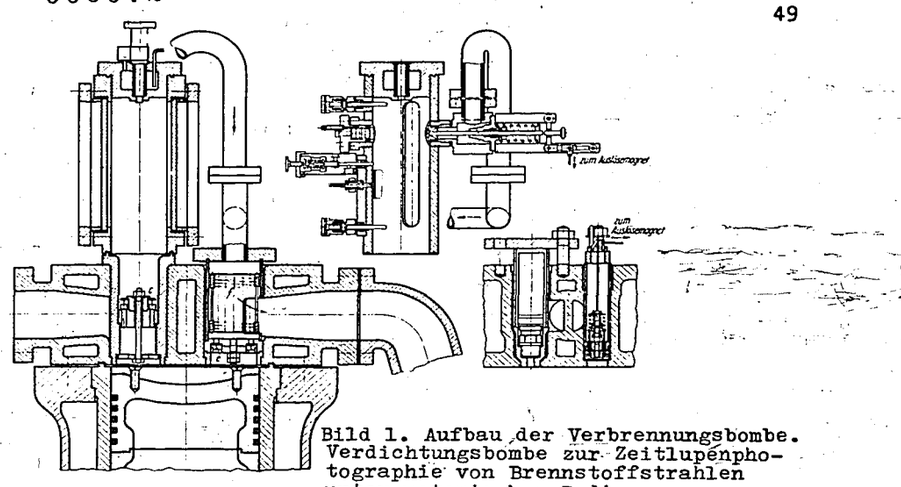


Bild 1. Aufbau der Verbrennungsbombe. Verdichtungsbombe zur Zeitlupenphotographie von Brennstoffstrahlen unter motorischen Bedingungen.

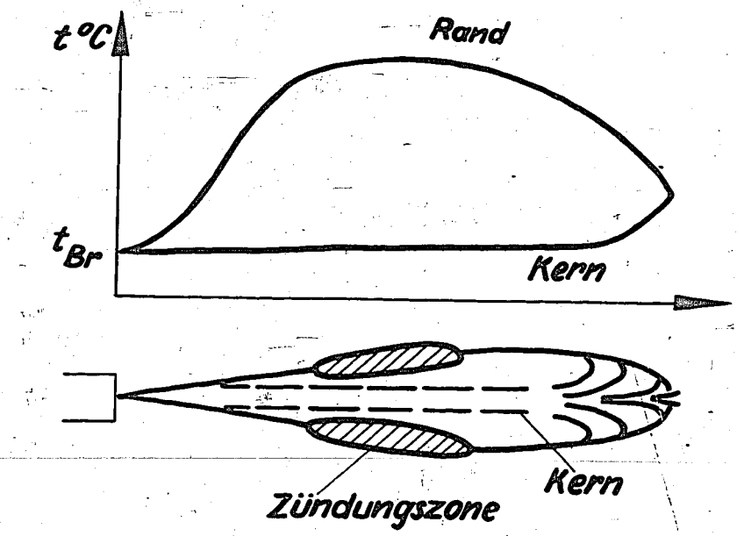


Bild 2. Temperaturverlauf am Strahl. Strahlaufbau und Zündzone am Strahl der Einlochdüse.

000673

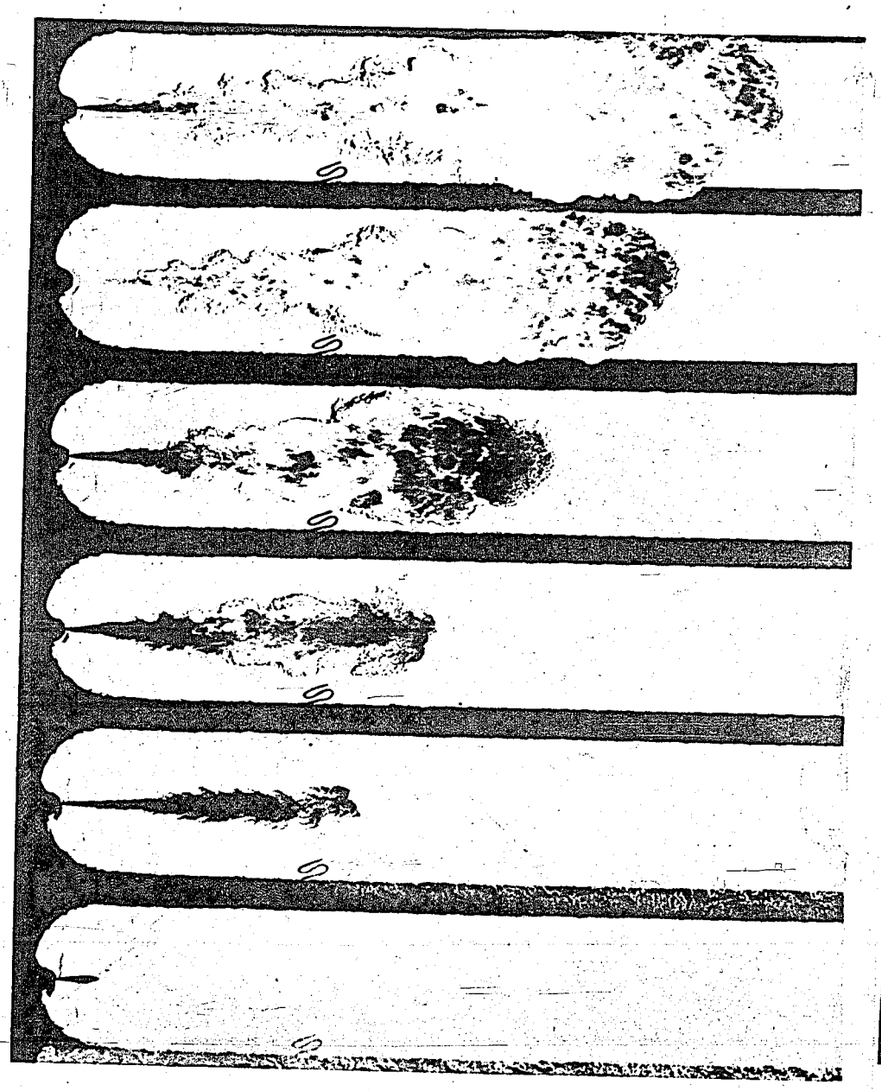


Bild 3. Zeitlupenaufnahme einer Einspritzung von 85 mg Gasöl bei 32 atü und 500° C, Zündung nach $2{,}6 \cdot 10^{-3}$ s im dritten Teilbild.

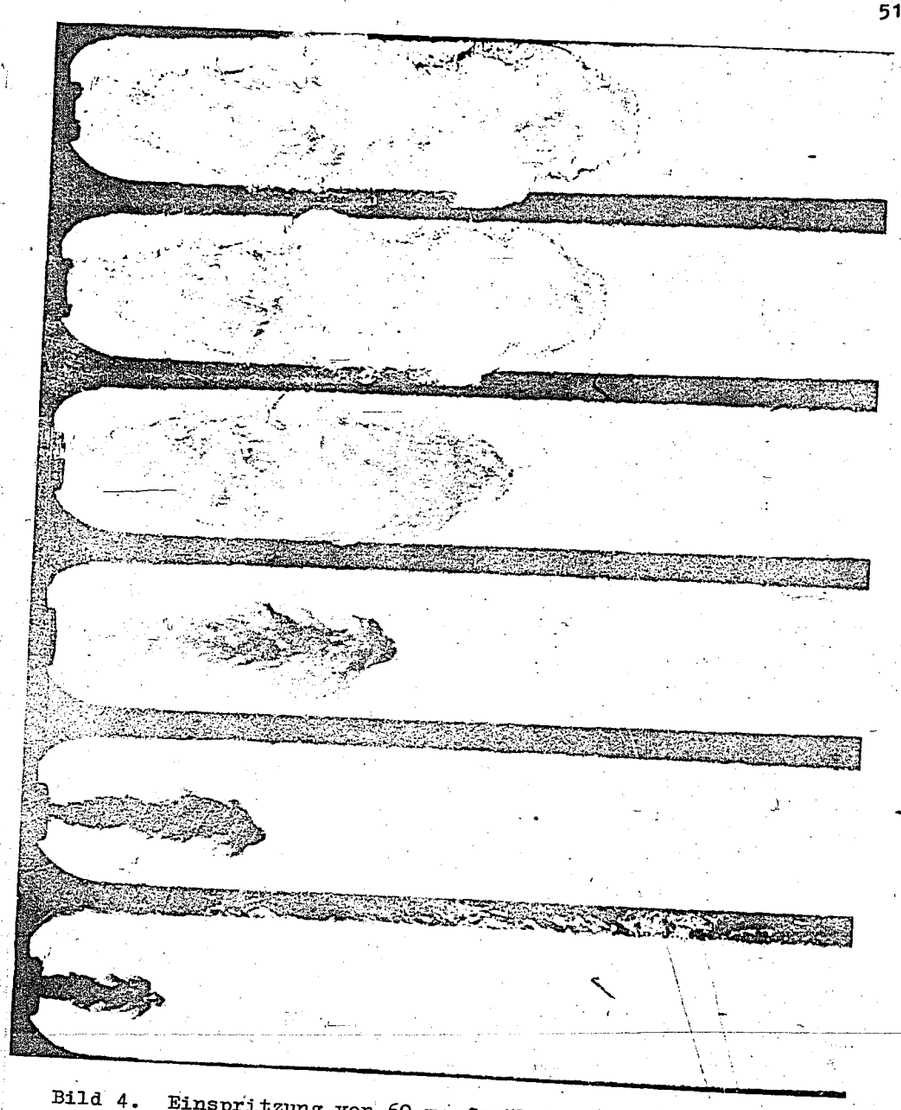


Bild 4. Einspritzung von 60 mg Gasöl durch eine Flachsitzdüse bei 32 atü und 447° C, Zündung nach $3{,}7 \cdot 10^{-3}$ s im dritten Teilbild.

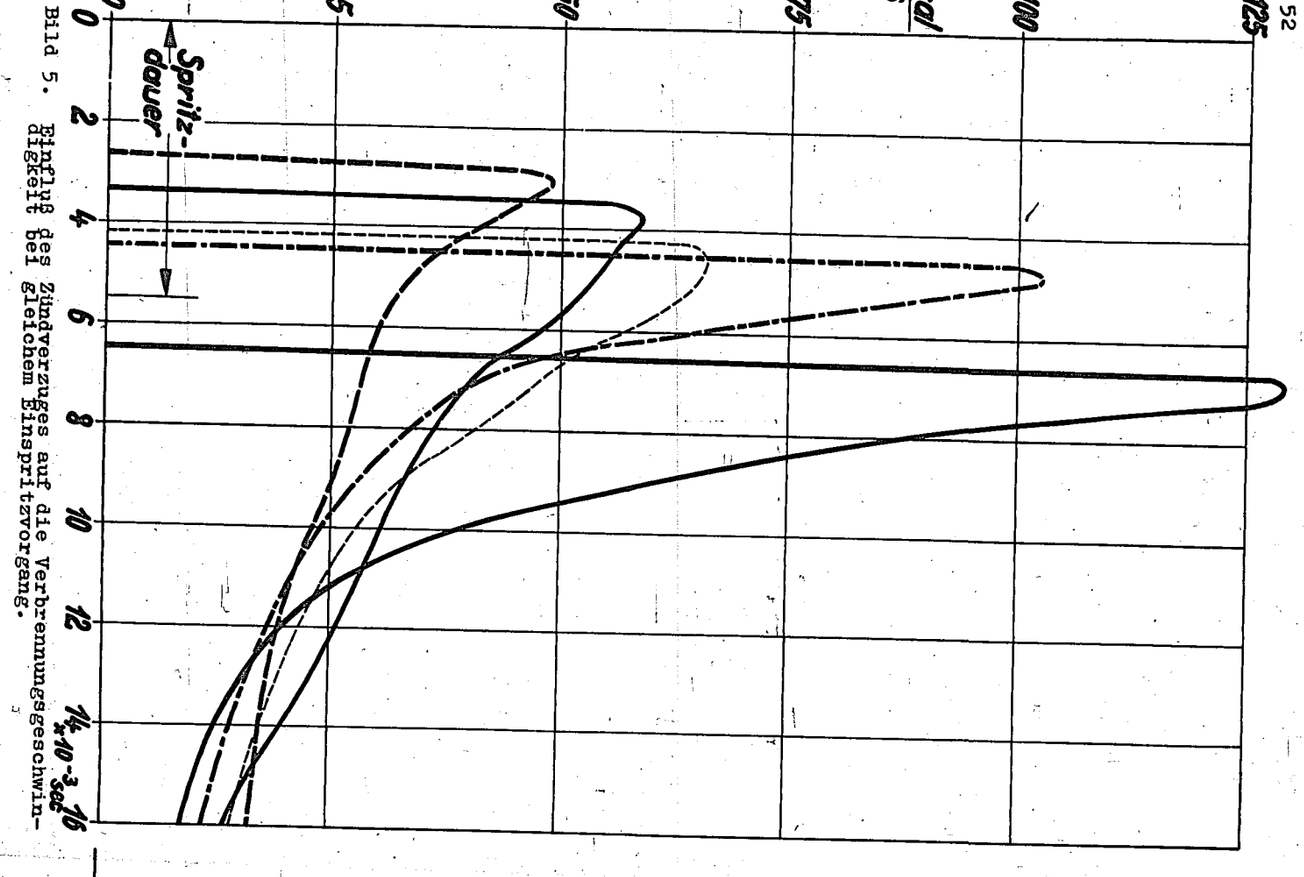


Bild 5. Einfluß des Zündverzuges auf die Verbrennungsgeschwindigkeit bei gleichem Einspritzvorgang.

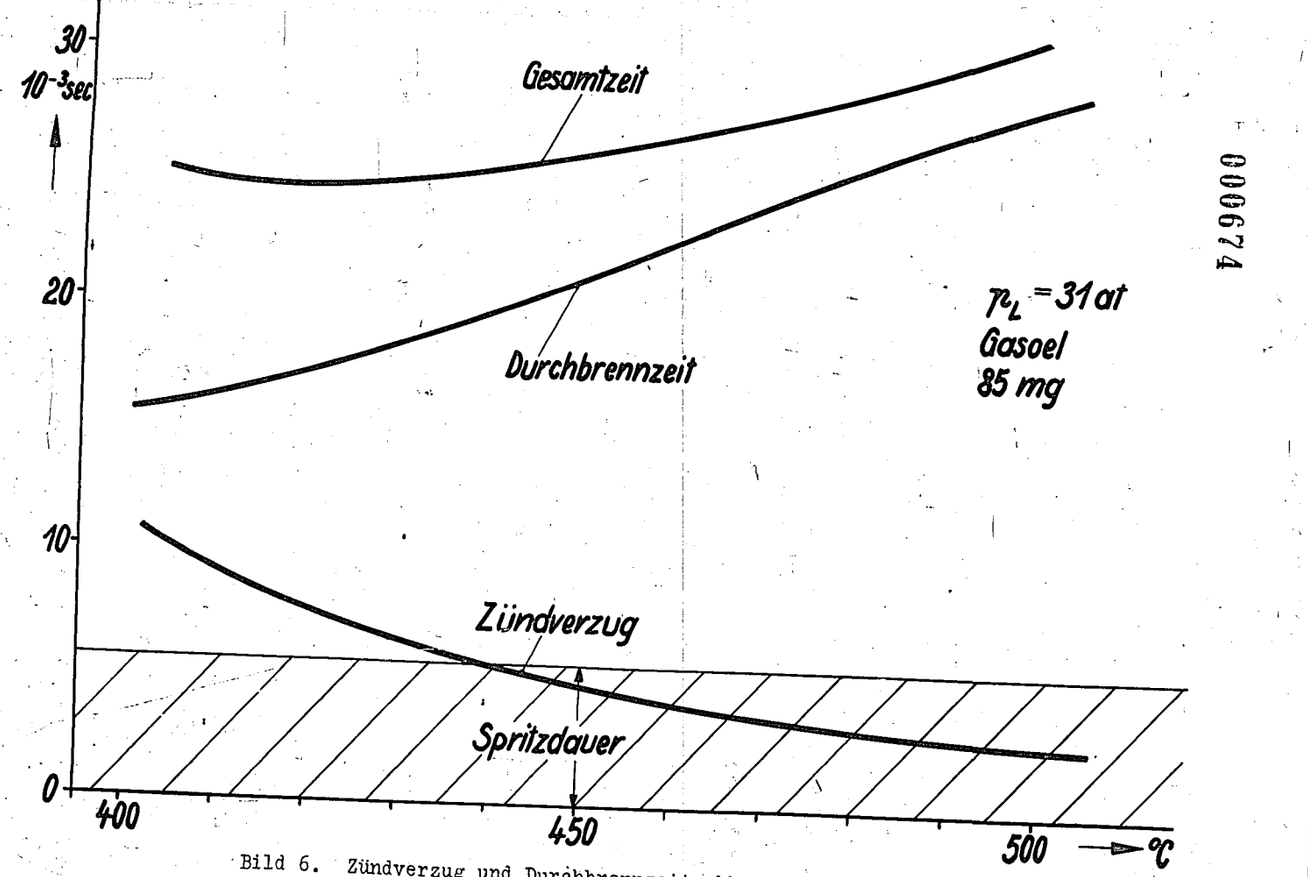


Bild 6. Zündverzug und Durchbrennzeit abhängig von der Lufttemperatur, Einlochdüse, Einspritzung in ruhende Luft.

000674

000675

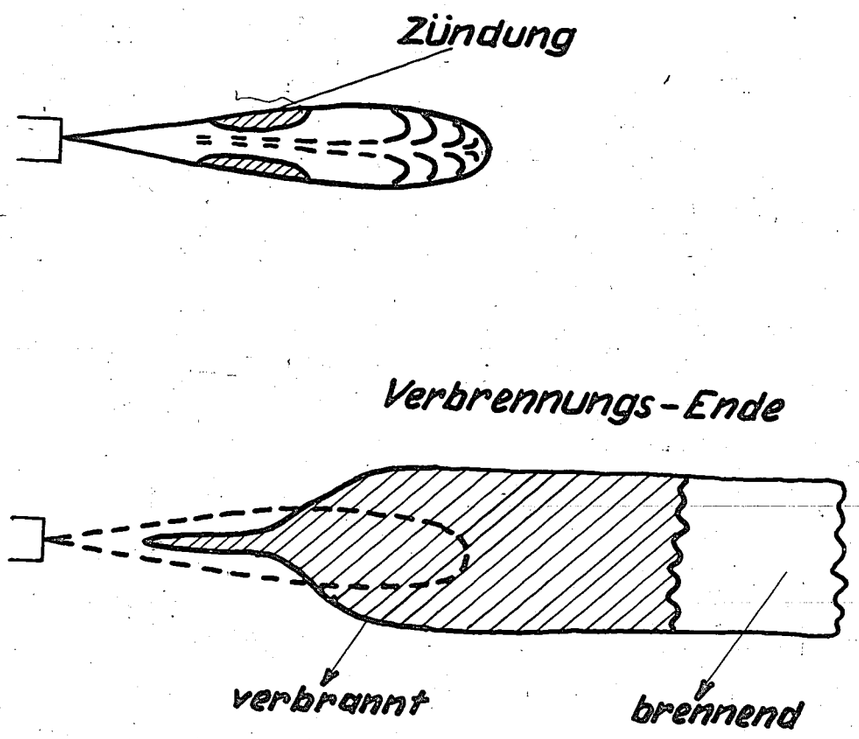


Bild 7. Lage des Verbrennungsendes am Strahl der Einlochdüse.

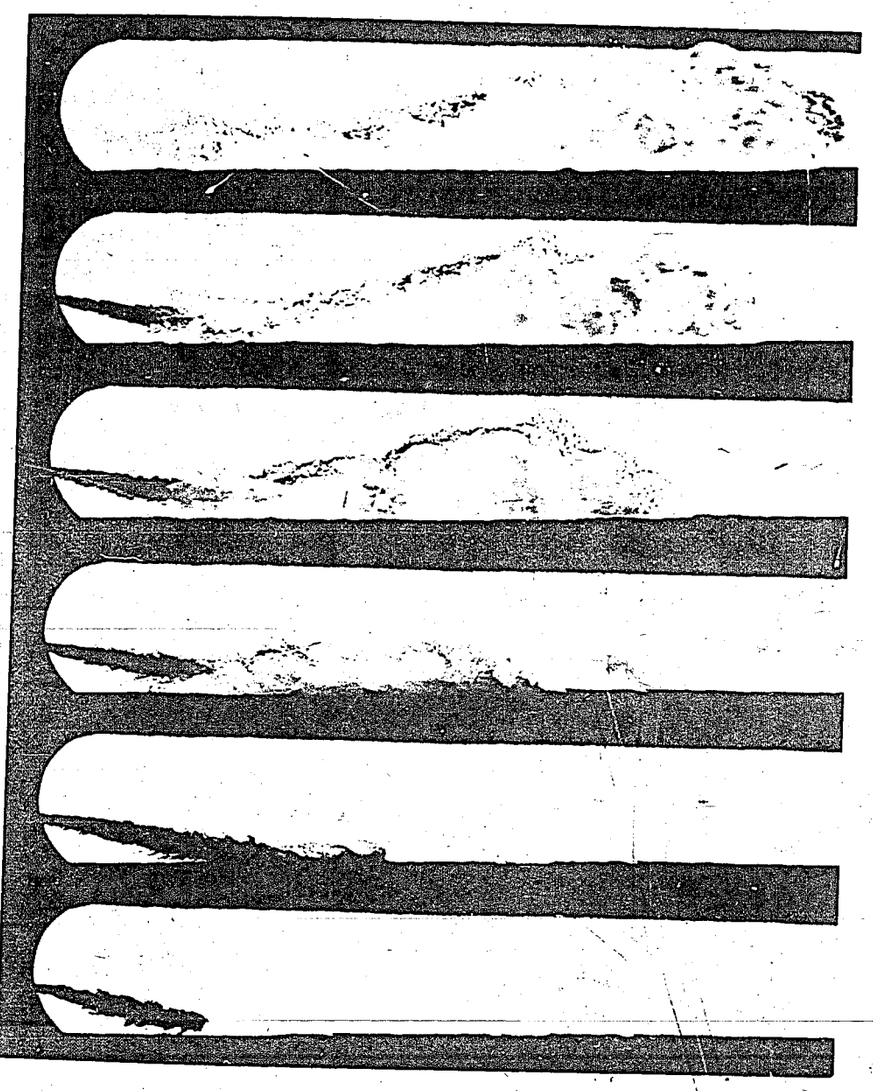


Bild 8. Aufspritzen auf eine Platte von 700° C, bei 27,5 atü und 475°C, Strahllänge 50 mm, Winkel 15°.

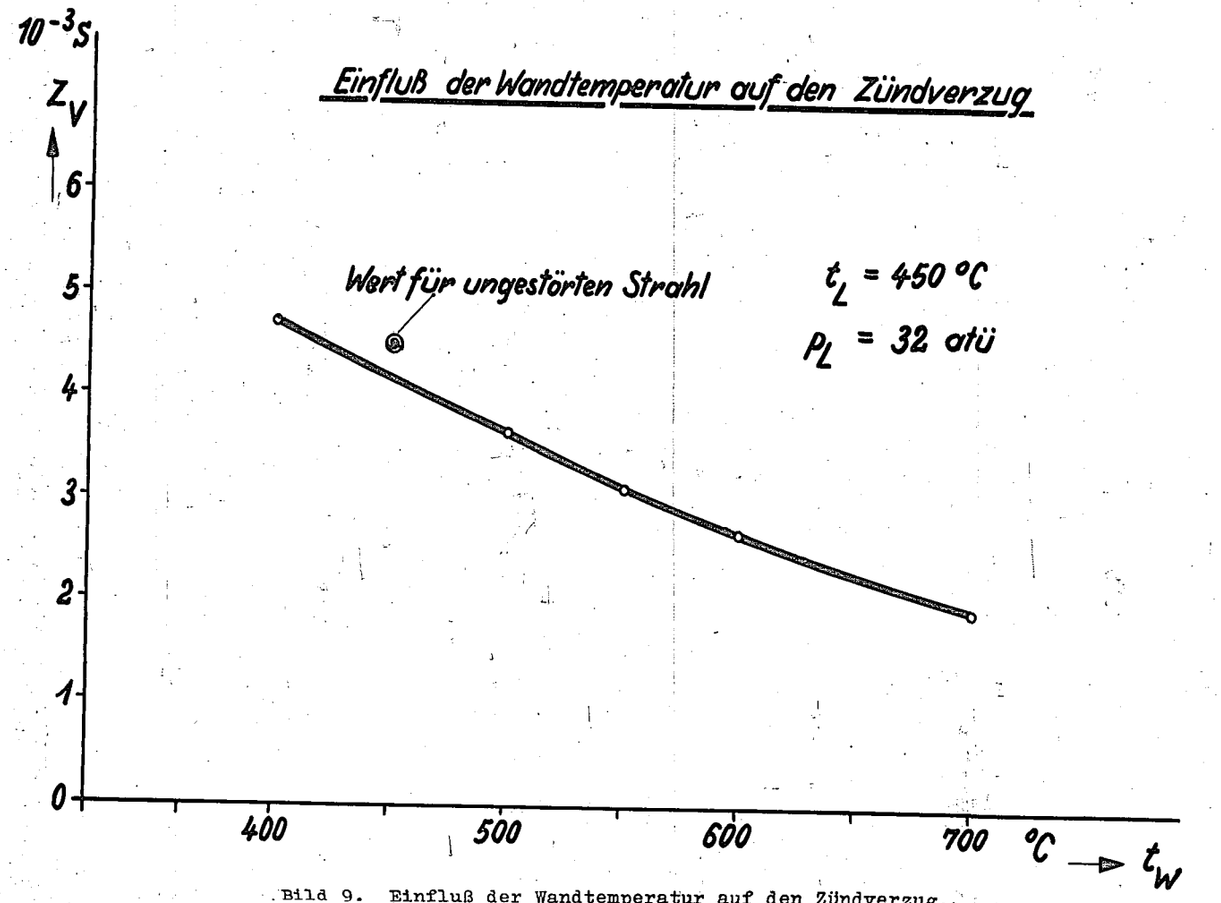


Bild 9. Einfluß der Wandtemperatur auf den Zündverzug.

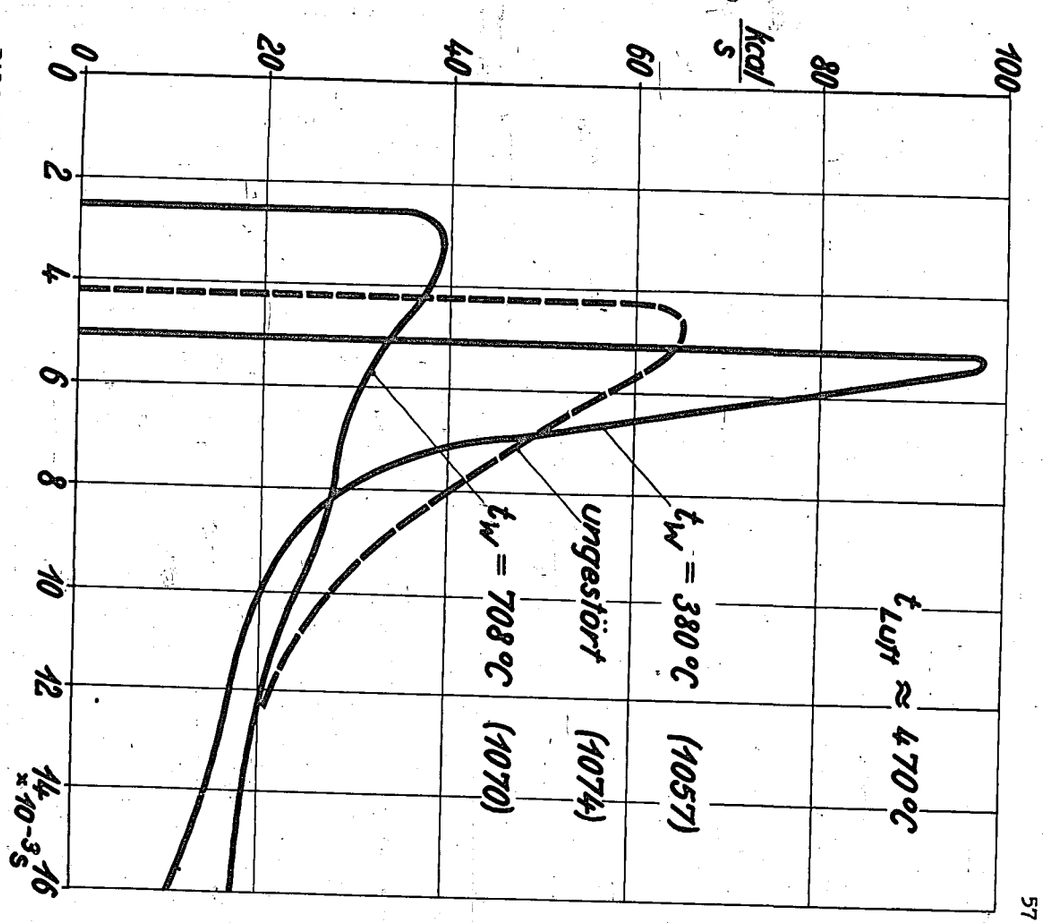


Bild 10. Einfluß der Wandtemperatur auf den Verbrennungsablauf.

000676

SAFETY FILM

000677

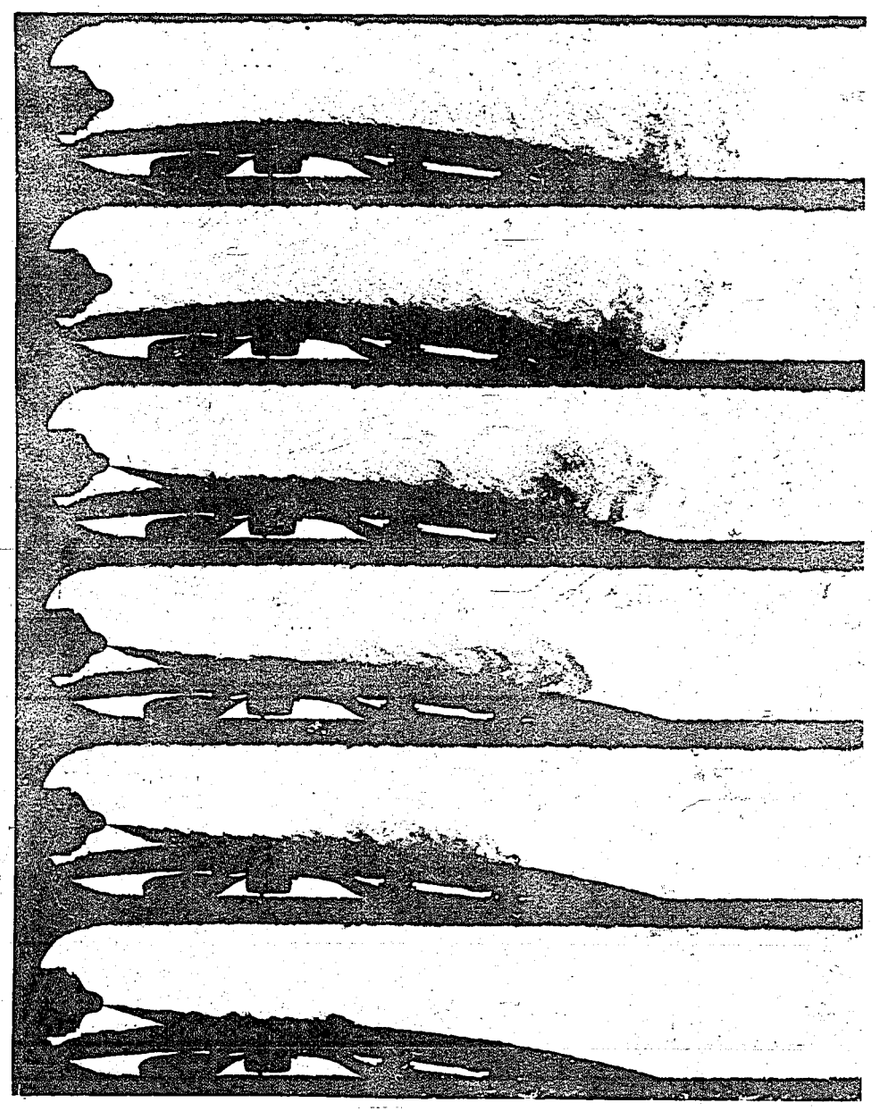


Bild 11. Aufspritzen auf eine gewölbte Platte bei dieselmotorischem Luftzustand.

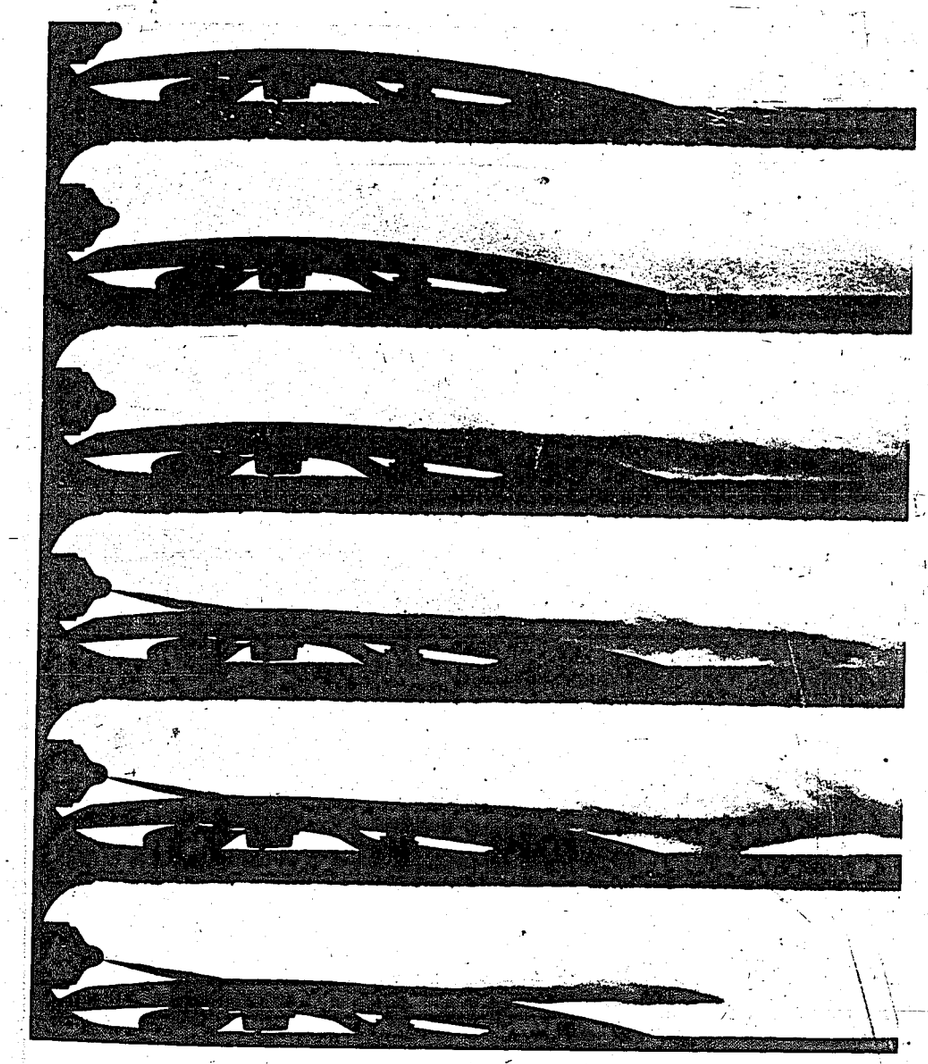


Bild 12. Aufspritzen auf eine gewölbte Platte bei Luftzustand des Einspritzzündermotors.

000678

6. Die Verluste bei der Gemischbildung und Verbrennung im Motor und Betrachtungen über die Schnelläufigkeit der Motoren

Von Dr.-Ing. U l l m a n n

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

1. Allgemeines

Die folgenden Betrachtungen sind im wesentlichen auf die Probleme des schnellaufenden Dieselmotors abgestimmt. Der größere Teil der behandelten Probleme tritt aber auch in mehr oder weniger starkem Umfange beim Ottomotor auf, so daß die Versuchsergebnisse auch auf den Ottomotor übertragen werden können, dies um so mehr, als ein beträchtlicher Teil der Versuchsergebnisse unmittelbar an Ottomotoren gewonnen wurde.

Mit einer Reihe verschiedener Arbeitsverfahren ist es gelungen, die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf im schnellaufenden Dieselmotor soweit zu beherrschen, daß sowohl der mittlere Nutzdruck p_e als auch der spezifische Brennstoffverbrauch b_e verhältnismäßig günstige Werte annimmt. Bei einigen Arbeitsverfahren, wie z.B. beim Vorkammerverfahren, wird hierbei der Hauptwert auf die Erreichung hoher Nutzdrücke p_e gelegt ($p_e = 7{,}5$ kg/cm^2), was zu sehr niedrigen Luftüberschußzahlen λ führt, während der spezifische Brennstoffverbrauch b_e nicht besonders günstig ist ($b_e = 190$ g/PSeh). Bei anderen Arbeitsverfahren, wie z.B. beim Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten, sind durchweg sehr gute spezifische Brennstoffverbräuche zu verzeichnen ($b_e = 160 - 180$ g/PSeh), wobei allerdings die Nutzdrücke p_e meist weniger hoch sind ($p_e = 6{,}5$ kg/cm^2).

Um sich über die Richtungen der Weiterentwicklung der verschiedenen Arbeitsverfahren Klarheit zu verschaffen, ist es von Bedeutung, die Verluste näher zu betrachten, die bei den einzelnen Arbeitsverfahren in mehr oder weniger großem Umfange auftreten. Der Begriff der Verluste ist hierbei in weitem Sinne aufzufassen, so daß sowohl die mechanischen als auch die hydraulischen und thermodynamischen Verluste für die Beurteilung eines motorischen Arbeitsverfahrens herangezogen werden müssen. Auf Anregung von Prof. Nägel wurde am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden der Untersuchung dieser in weiterem Sinne aufgefaßten Verluste seit längerer Zeit erhebliche Aufmerksamkeit geschenkt, wobei besonders das Gebiet der hohen Drehzahlen eingehend betrachtet wurde. Ein Teil der Verluste (mechanische Reibungsverluste, hydraulische Überschiebverluste) ist weitgehend aufgeklärt worden, während den anderen Verlustquellen wenigstens mit Teilerfolgen näher getreten werden konnte. Die für die Ermittlung der einzelnen Verluste geeigneten Versuchsmethoden wurden aufgefunden und die erforderlichen Meßinstrumente zu hoher

Reife entwickelt. Es hat sich als günstig erwiesen, die einzelnen Verluste so auszudrücken, daß sie genau wie der mittlere Nutzdruck p_e auf den cm^2 der Kolbenfläche und auf einen Hub bezogen werden. Man kann dann die einzelnen Verluste unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e in kg/cm^2 vergleichen. Sind z. B. die mechanischen Reibungsverluste bei Vollastbetrieb als $(p_r)_{mech}$ bekannt, und ist außerdem der mittlere Nutzdruck p_e und der effektive spezifische Brennstoffverbrauch b_e gegeben, so erhält man bei Wegdenkung (Reibung = 0) der mechanischen Reibung einen günstigeren spezifischen Brennstoffverbrauch b_e, der sich aus der Beziehung errechnet

$$(1) \qquad b_e^* = \frac{p_e}{p_e + (p_r)_{mech}} \cdot b_e \quad g/PSh$$

Die Triebwerkreibung ergibt daher eine Zunahme des spezifischen Brennstoffverbrauches um

$$(2) \qquad (\Delta b_e)_{mech} = b_e - b_e^* \quad g/PSh$$

In der gleichen Weise läßt sich auch der Einfluß der übrigen Verluste auf den spezifischen Brennstoffverbrauch errechnen, wenn jeweils der mittlere Nutzdruck p_e bekannt ist.

Die einzelnen Verluste sind in der Hauptsache folgende:

1. Die mechanischen Reibungsverluste in Abhängigkeit vom Verbrennungsablauf im Motor.
2. Die hydraulischen Überschiebverluste, die bei Maschinen mit zerklüftetem Brennraum vorhanden sind.
3. Die Wärmeübergangsverluste vom arbeitenden Gas an die Wand.
4. Die Verluste bei zu großer Durchbrennzeit.

2. Die mechanischen Reibungsverluste und ihre Beeinflussung durch den Verbrennungsablauf im Motor

Bei den verschiedenen Arbeitsverfahren des hoch verdichteten Dieselmotors werden allgemein beim Verdichtungshub Verdichtungshöchstdrücke von 40 bis 50 atü erreicht. Ganz wesentlich unterscheiden sich aber die verschiedenen Arbeitsverfahren in bezug auf die Spitzendrücke, die bei Vollastbetrieb erreicht werden. Hierbei ist festzustellen, daß diejenigen Arbeitsverfahren, die die niedrigsten Gasspitzendrücke über dem Kolben aufweisen, eine Brennraumzerklüftung mit geringem Maulquerschnitt besitzen (z.B. Vorkammer-, Wirbel-, Luftspeicher-Verfahren), während das Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten sehr hohe Gasspitzendrücke von 70 bis 95 atü zeigt (Junkers, Saurer, MAN). Für die Beurteilung der verschiedenen Arbeitsverfahren ist daher die Frage von nicht geringer Bedeutung, ob bei hohen Gasspitzendrücken die mechanischen Reibungsverluste wesentlich höher sind als bei niedrigen Gasdrücken.

Wenn auch am Maschinenlaboratorium in Dresden bisher fast ausschließlich die Gemischbildung und der Verbrennungsablauf im

000679

Dieselmotor bearbeitet worden sind, so zeigte sich doch die Notwendigkeit, das Problem der mechanischen Reibungsverluste (Triebwerkreibung) aufzurollen, da auf diesem Gebiet noch viele Fragen zu beantworten waren. Die an Dieselmotoren erprobten Versuchsmethoden wurden anschließend auf Ottomotoren übertragen. Es wurden daher auf dem Gebiete der Triebwerkreibung sehr umfangreiche Versuche angestellt, um festzustellen, welchen Einfluß pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck bzw. hohe mittlere auf den Kolbenhub bezogene Gasdrücke auf die mechanischen Reibungsverluste besitzen. Es wurden die Versuche an einer Reihe von verschiedenen Diesel- und Ottomotoren durchgeführt, deren Zylinderhubvolumen möglichst unterschiedlich war.

Um festzustellen, ob pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck (p_{max} bis zu 95 atü) die Triebwerkreibung des Motors wesentlich erhöhen, wurde die Versuchsanlage nach Bild 1 verwendet. Der zu untersuchende Kurbeltrieb erhält eine Laufbuchse mit Schlitzen in der Nähe des unteren Totpunktes. Durch diese Schlitze wird das Zylinderinnere mit der Atmosphäre verbunden, wenn sich der Kolben in der Nähe des unteren Totpunktes befindet. Wird weiter ein Zylinderdeckel ohne Ventile aufgesetzt, so erhält man über dem Kolben im Zweitakt pulsierende Gasdrücke, wenn mittels eines elektrischen Pendelmotors Schleppversuche durchgeführt werden. Zu Beginn der Verdichtung ist der Gasdruck im Zylinder gleich dem äußeren Luftdruck, während der Spitzendruck bei der Kolbenlage im oberen Totpunkt von dem eingestellten Verdichtungsverhältnis abhängt. Hierbei ist zu betonen, daß kein Gaswechselvorgang auftritt, so daß durch die Schlitze in der Laufbuchse lediglich die an den Kolbenringen entweichende Gasmenge von außen ersetzt wird. Steigert man das Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 2$ auf $\varepsilon = 33$, so erhöht sich hierbei der Gasspitzendruck über dem Kolben von 1,5 atü auf etwa 95 atü. Aus den am elektrischen Pendelmotor gemessenen Durchdrehmomenten kann der mittlere Reibungsdruck p_r in kg/cm^2 errechnet werden, der unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e verglichen werden kann. Aus Kühlwasserwärmebilanzen können Rückschlüsse auf den Anteil der Kolbenreibung an der Gesamtreibung gezogen werden. Besonders ist darauf hinzuweisen, daß der am elektrischen Pendelmotor gemessene mittlere Reibungsdruck p_r kg/cm^2 alle Triebwerkverluste gemeinsam enthält, da die Luftwiderstandsverluste der Kurbelwelle, der Pleuelstange und des Schwungrades mit gemessen werden. Die an anderen Instituten angestellten Schleppversuche wurden mit einer Laufbuchse ohne Schlitze und mit arbeitenden Ventilen durchgeführt. In diesem Fall werden jedoch die Pumpverluste mit gemessen, da während des Ansaug- und Auspuffhubes ein Gaswechsel vorgenommen wird. Aus dem Meßergebnis dieses in üblicher Weise mit arbeitenden Ventilen durchgeführten Schleppversuches kann daher auf die rein mechanischen Reibungsverluste nicht geschlossen werden. Insbesondere hängt der Betrag der mitgemessenen Pumpverluste vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab. Erhöht man nun das Verdichtungsverhältnis, um den Einfluß hoher pulsierender Gasdrücke festzustellen, so kann aus der Erhöhung des am elektrischen Pendelmotor gemessenen p_r-Wertes noch nicht auf die Zunahme der Triebwerkreibung geschlossen werden, da sich auch die Pumpverluste geändert haben.

Bild 2 zeigt die Versuchsergebnisse eines der untersuchten Motoren. (Es handelte sich hierbei um einen Einzylinderdieselmotor von 650 cm^3 Hubvolumen mit einer Bohrung von 80 mm und

einem Hub von 130 mm, wobei Drehzahlen bis 3100 U/min und eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von c_m = 13 m/s erreichbar waren.) Hierbei wurden die für das Zweitaktverfahren aus der Drehmomentenmessung errechneten Reibungsdrücke p_r über der Drehzahl n und über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Wird kein Zylinderdeckel aufgesetzt, so wirkt auch kein Gasdruck auf den Kolben, so daß aus dem Schleppversuch mittels Fremdantrieb die durch die Massenkräfte verursachte Kurbeltriebreibung ermittelt wird. Außerdem werden in diesem Falle die Luftwiderstandsverluste von Kurbelwelle, Pleuelstange und Schwungrad mitgemessen, ebenso die Ölpumpenarbeit.

Bild 2 zeigt, daß der Einfluß des Gasdruckes auf die Triebwerkreibung um so geringer wird, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist. Dies ist verständlich, wenn man bedenkt, daß die Massenkräfte mit wachsender Kolbengeschwindigkeit rasch zunehmen, und daß Massenkräfte und Gasdruckkräfte an den Hauptreibungsstellen des Motors sich fast stets entgegenwirken, so daß der Gasdruck teilweise geradezu entlastend wirkt. Da bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten die Massenkräfte sehr gering sind, so erhöhen die Gasdruckkräfte die Triebwerkreibung bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten erheblich. Aus den Versuchsergebnissen ist zu erkennen, daß insbesondere eine Steigerung des Gasspitzendruckes von 41 atü auf 91,5 atü eine verhältnismäßig nur sehr geringe Zunahme der mechanischen Reibung zur Folge hat. Hierbei ist zu bedenken, daß bei einer Steigerung des Verdichtungsverhältnisses nicht nur der Gasspitzendruck, sondern auch der auf den Kolben bezogene mittlere Gasdruck erheblich erhöht wird. Die Kurven von Bild 2 enthalten also die Reibungssteigerung durch die Erhöhung des Gasspitzendruckes und durch die Erhöhung des mittleren auf den Kolbenhub bezogenen Gasdruckes gemeinsam. Bei den gewählten hohen Verdichtungsverhältnissen treten hohe Gasdrücke und Gastemperaturen auf, die während des Verdichtungsvorganges nicht unerhebliche Wärmeverluste des Gases an die Wand ergeben. Es ist daher verständlich, daß beim Schleppversuch infolge dieser Wärmeverluste die Expansionslinie unter der Verdichtungslinie liegen muß, wie das p-V-Diagramm von Bild 1 in übertriebenem Maße darstellt. Es entsteht eine negative Arbeitsfläche im p-V-Diagramm, die am elektrischen Pendelmotor mitgemessen wird. Da dieser "Wärmeverlustdruckabfall" mit wachsender Verdichtung zunimmt, so folgt hieraus, daß die durch die Gasspitzendrücke verursachte Zunahme der mechanischen Reibung in Wirklichkeit noch kleiner ist, als aus dem Bild 2 zu entnehmen ist.

Aus Bild 2 ist daher die wichtige Tatsache zu entnehmen, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit hohen Druckspitzen mit dem Hinweis auf höhere mechanische Reibungsverluste nicht abgelehnt werden dürfen. Der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung ist dabei um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist. Auf Bild 3 wurden die für das Viertaktverfahren geltenden Reibungsdrücke p_r aufgezeichnet. Der Einfluß des Gasdruckes auf die Triebwerkreibung ist hier verhältnismäßig noch geringer, da je Arbeitsspiel die durch die Massenkräfte verursachte Reibungsarbeit von zwei Kurbelwellenumdrehungen vorhanden ist.

Ein Vergleich der Bilder 2 und 3 zeigt, daß in bezug auf die mechanischen Reibungsverluste das Zweitaktverfahren gegenüber dem Viertaktverfahren insbesondere bei hohen Kolbengeschwindig-

000680

keiten erhebliche Vorteile mit sich bringt. Weiterhin nimmt die Triebwerkreibung beim Zweitaktverfahren mit der Kolbengeschwindigkeit sogar etwas ab.

Bei den bisher geschilderten Versuchen wirkten pulsierende Gasdrücke auf den Kolben, wobei hohe Gasspitzendrücke, aber verhältnismäßig geringe mittlere (auf den Kolbenhub bezogen) Gasdrücke den Kolben belasten. Da bei Vollastbetrieb außer hohen Gasspitzendrücken auch beträchtliche mittlere Gasdrücke auftreten, so mußten Versuche angestellt werden, um den Einfluß von hohen mittleren Gasdrücken auf die Triebwerkreibung festzustellen.

Bild 4 zeigt die hierbei verwendete Versuchsanordnung. Bei Einzylindermaschinen wird hierbei der Zylinderdeckel entfernt und ein großer Druckbehälter aufgesetzt, dessen Volumen etwa 100 mal so groß ist wie das Hubvolumen des Motors. Der kurze Verbindungsstutzen zwischen Motor und Druckbehälter muß dabei einen lichten Durchmesser besitzen, der mindestens ebenso groß ist, wie die Bohrung des Motorzylinders. Stellt man nun Schleppversuche an, so wird der Kolben stets nur durch den Gasdruck der Atmosphäre belastet, da die bei der Kolbenbewegung auftretende Volumenänderung des Gases im Verhältnis zum Gesamtvolumen klein ist. Wird nun mittels einer Preßluftflasche und eines Reduzierventiles ein bestimmter Gasdruck im Druckbehälter eingestellt, so wirkt dieser Gasdruck auch während der Kolbenbewegung in fast konstanter Größe auf den Kolben, da trotz der Kolbenbewegung das Gesamtvolumen des Gases sich nur unerheblich ändert. Es wirkt daher ununterbrochen während aller Kolbenhübe ein konstanter Gasdruck auf den Kolben. Das p-V-Diagramm auf Bild 4 zeigt schematisch den über den gesamten Kolbenweg konstanten Gasdruck. Da sich in dem kurzen Verbindungsstutzen zwischen dem Druckbehälter und dem Motor keine Drosselstelle befindet, so treten während des Schleppversuches auch keine nennenswerten Pumpverluste auf. Weiterhin ergibt die Kolbenbewegung nur sehr geringfügige Temperaturänderungen des Gases im Druckbehälter, so daß der bereits weiter oben gekennzeichnete "Wärmeverlustdruckabfall" ebenfalls in Wegfall kommt, da der Druckverlauf während des Ausdehnungshubes sich mit den Drücken während des Verdichtungshubes deckt. Damit ist erreicht worden, daß bei der Versuchsanlage nach Bild 4 aus dem am elektrischen Pendelmotor gewonnenen Meßergebnis ohne Verfälschung auf die durch die mechanischen Reibungsverluste verursachten Verluste geschlossen werden kann. Es kann daher ermittelt werden, inwieweit hohe mittlere Gasdrücke die Triebwerkreibung erhöhen.

Die Anwendung dieser Untersuchungsmethode ist für Mehrzylindermotoren besonders einfach, da in diesem Falle ein weitgehender Volumenausgleich der sich bewegenden Kolben eintritt. Aus diesem Grunde braucht bei Mehrzylindermotoren kein übermäßig großer Druckbehälter verwendet zu werden. Es genügt eine kleine über alle Zylinder gehende Haube.

Aus der Versuchsanlage nach Bild 4 kann die Kolbenreibung verhältnismäßig leicht entnommen werden. Aus Wärmebilanzen an der Laufbuchse kann die Kolbenreibungswärme ermittelt werden, woraus sich der der Kolbenreibung zuzuschreibende mittlere Reibungsdruck p_r leicht errechnen läßt. Von Bedeutung sind diese Kühlwasserwärmebilanzen besonders dann, wenn der Kolben mit einem hohen konstanten Gasdruck belastet wird, da in diesem Falle die durch die

vermehrten Kolbenquerkräfte verursachte Steigerung der Kolbenreibung leicht ermittelt werden kann.

Mit der Versuchsanlage nach Bild 4 kann auch mit großer Leichtigkeit die durch die Kolbenringe verursachte Reibung ermittelt werden. Da über dem Kolben hohe konstante Gasdrücke aufrecht erhalten werden, so stellen sich in den Kolbenringnuten ebenfalls entsprechend hohe mittlere Gasdrücke ein, durch die die Kolbenringe kräftig an die Laufbuchse gepreßt werden. Werden nun verschiedene Kolbenringzahlen und verschiedene Kolbenringformen verwendet, so kann aus den gemessenen Reibungswerten p_r auf die Kolbenringreibung geschlossen werden, wobei die Kolbenringreibung auch bei hohem Gasdruck in den Ringnuten ermittelt wird. Die in dieser Richtung vorgenommenen umfangreichen Untersuchungen ergaben das wichtige Ergebnis, daß durch die Kolbenringzahl und durch die Kolbenringform die Gas- und Öllässigkeit weitgehend beeinflußt wird, daß aber die Triebwerkreibung weder durch die Kolbenringzahl noch durch die Kolbenringform nennenswert beeinflußt wird. Man kann daher die Kolbenringzahl und die Kolbenringform nach Maßgabe der Öl- und Gaslässigkeit und der vom Kolben an die Zylinderwand abzugebenden Wärme bemessen, ohne befürchten zu müssen, daß durch eine große Anzahl von Kolbenringen eine nennenswerte Zunahme der mechanischen Reibung auch unter Berücksichtigung hoher Gasdrücke zu erwarten ist.

Wird in dem Druckbehälter Atmosphärendruck eingestellt, so werden die durch die Massenkräfte verursachten Triebwerkverluste festgestellt. Auf Bild 5 zeigt Kurve 1 für das Viertaktverfahren den gemessenen mittleren Reibungsdruck p_r in kg/cm². Es handelt sich hierbei um einen Einzylinder-Dieselmotor von 650 cm³ Hubvolumen, dessen Daten bereits weiter oben angegeben worden sind. Werden anschließend konstante Gasdrücke im Druckbehälter eingestellt, so kann aus der am elektrischen Pendelmotor ermittelten Drehmomenterhöhung die durch einen mittleren Gasdruck verursachte Reibungszunahme Δp_r errechnet werden. Die Kurvenschar auf Bild 5 zeigt die Reibungszunahmen, die durch konstant eingestellte Gasdrücke von 0 bis 18 atü verursacht werden. Aus bereits erläuterten Gründen ist der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit und damit die Massenkräfte sind. Bild 6 zeigt dieselben Versuchsergebnisse, jedoch für das Zweitaktverfahren.

Bei Betrachtung der Bilder 5 und 6 ist zu bedenken, daß bei Vollastbetrieb eines Dieselmotors während des Verdichtungshubes ein mittlerer auf den Kolbenhub bezogener Gasdruck von nur etwa 4 atü herrscht, während beim Ausdehnungshub bei einem mittleren indizierten Druck von p_i = 10 kg/cm² dementsprechend ein mittlerer Gasdruck von 14 kg/cm² auftritt. Demgegenüber zeigen die Kurven D auf den Bildern 5 und 6 die mechanische Reibung bei einem konstanten Gasdruck von 12 atü, wobei der Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des Ausdehnungshubes diesen hohen Wert einhält.

Aus den Versuchen über die Triebwerkreibung bei pulsierenden Gasdrücken mit hoher Druckspitze und bei über dem Kolbenhub konstanten Gasdrücken kann daher die bei Vollastbetrieb auftretende Triebwerksreibung gut abgeschätzt werden. Auf Bild 7 zeigt die Kurve 1 die Triebwerkreibung beim Viertaktverfahren, wenn kein

000681

Gasdruck den Kolben belastet (Massenkraftreibung). Kurve 2 von Bild 7 gibt die Reibungsverluste des Triebwerkes bei Vollastbetrieb, jedoch ohne Überlagerung wieder, wobei der Abstand der Kurven 1 und 2 die durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb verursachte Reibungszunahme darstellt. Für Vollastbetrieb mit Überladung ($p_ü$ = 0,250 atü) gibt die Kurve 3 auf Bild 7 die zu erwartende Reibung wieder. Auf Bild 8 wurde die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit und ohne Überlagerung sinngemäß für das Zweitaktverfahren aufgezeichnet.

Es mag noch erwähnt werden, daß die Reibungsverluste der Ventilsteuerung und ihres Antriebes sowohl bei seiten- als auch bei kopfgesteuerten Motoren sehr gering sind. Ferner ergeben die bei Vollastbetrieb heißen Kolben keine Reibungszunahme, wenn das Kolbenspiel normal, also nicht zu klein gewählt wird.

Wie schon erwähnt, wurden die vorstehenden Versuchsergebnisse an einem Einzylinderdieselmotor von V_h = 650 cm³ (D = 80 mm, s = 130 mm) gewonnen. Die Versuche wurden aber außerdem an weiteren Ein- und Mehrzylindermotoren durchgeführt, deren Zylinderhubvolumen zwischen 268 cm³ und 1600 cm³ lag. Hierbei zeigte es sich, daß, bezogen auf die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, alle Maschinen, soweit sie Gleitlager besaßen, annähernd das gleiche Verhalten und die gleichen Reibungsdrücke p_r zeigten, die auf Bild 2 bis 8 eingezeichnet sind. Mit verhältnismäßig geringen Abweichungen gelten daher die Bilder 7 und 8 für die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ganz allgemein für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von 268 cm³ bis 1600 cm³. Es ist daher das wichtige Ergebnis festzustellen, daß ein Motor von hoher Drehzahl und von geringem Zylinderhubvolumen im Hinblick auf die mechanischen Reibungsverluste keineswegs wesentlich ungünstiger ist, als eine Maschine von niedriger Drehzahl und entsprechend großem Zylinderhubraum. Dies gilt auch unter Berücksichtigung hoher pulsierender Gasdrücke und hoher auf den Kolbenhub bezogener mittlerer Gasdrücke, so daß der Entwicklung des kleinen rasch laufenden Dieselmotors mit einem Zylinderhubvolumen von nur 350 cm³ bis 650 cm³ von seiten der mechanischen Reibung nichts entgegensteht.

Interessant ist weiterhin, daß Versuche an Motoren mit Rollenlagern bei gleicher Kolbengeschwindigkeit wesentlich geringere Reibungsverluste ergeben haben, als an Gleitlagermaschinen festgestellt wurde. Bild 9 zeigt für das Viertaktverfahren die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb eines Einzylinder-Ottomotors mit Rollenlagern von V_h = 590 cm³ (D = 80 mm, s = 117,5 mm), wobei die mechanischen Reibungsverluste bei Spitzendrücken bis zu 45 atü gemessen wurden, die bei einem mittleren Nutzdruck von p_e = 7,5 kg/cm² festgestellt wurden. Bild 10 zeigt die Triebwerksreibung bei Vollastbetrieb, jedoch für das Zweitaktverfahren. Aus einem Vergleich der Bilder 7 und 8 mit den Bildern 9 und 10 ist zu entnehmen, daß bei der Verwendung von Rollenlagern erhebliche Einsparungen an Triebwerksreibung gemacht werden können. Bei Verwendung von Wälzlagern können daher mittlere Kolbengeschwindigkeiten von 16 m/s und mehr ohne übermäßig hohe mechanische Reibungsverluste verwendet werden.

Betrachtet man z. B. ein Indikatordiagramm (Bild 11), welches bei der Versuchsanordnung von Bild 1 gemacht worden ist,

so erkennt man die erheblichen Druckänderungen in at/°KW, die bei einem Spitzendruck von 95 atü auftreten. Druckanstiege von 3 at/°KW werden dabei leicht erreicht. Auch andere Versuche ergaben, daß erst bei ausgesprochen hartem Gang mit zusätzlichen Reibungsverlusten zu rechnen ist. Alle obigen Versuchsergebnisse gelten daher auch für verhältnismäßig starke Druckanstiege je °KW.

3. Die hydraulischen Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung

Wird bei Dieselmotoren zum Zwecke der Gemischbildung eine Brennraumzerklüftung angewendet (Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher), so ist ein gewisser Arbeitsaufwand notwendig, um während des Verdichtungshubes die Luft zum Überströmen in diesen Brennraumteil zu veranlassen. Ebenso treten beim Ausdehnungshub beim Ausströmen der Gase aus dem Teilraum des Brennraumes weitere hydraulische Verluste auf.

Um diese Verluste näher zu untersuchen, wurden am Maschinenlaboratorium Versuche mit der schon auf Bild 1 gezeigten Versuchsanlage durchgeführt. Werden bei stets gleichem Verdichtungsverhältnis Schleppversuche mit glattem zylindrischem Brennraum und im Vergleich hierzu mit verschiedenen Brennraumzerklüftungen angestellt, so kann aus den Unterschieden der am elektrischen Pendelmotor gemessenen Drehmomente auf die durch die Brennraumzerklüftung verursachten Verluste geschlossen werden. Da die Kühlwasserwärmebilanz für die Laufbuchse und für den Zylinderdeckel getrennt aufgestellt wird, so kann der Energieumsatz in der Brennraumzerklüftung auch mit der Kühlwasserwärmebilanz verfolgt werden. Es ist noch darauf hinzuweisen, daß bei dieser Versuchsführung bereits der Energierückgewinn von den Verlusten abgezogen wird. Ein Teil der hydraulischen Verluste des Verdichtungshubes wird in Wärme umgesetzt, von der ein bestimmter Prozentsatz während des Ausdehnungshubes in Form mechanischer Arbeit zurückgewonnen wird. Mit einer Versuchsanordnung nach Bild 1 können daher besonders schnell und einfach die hydraulischen Verluste bei verschiedenen Teilkammerformen und bei verschiedenen Überströmquerschnitten ermittelt werden.

Die Versuche wurden durchgeführt an dem schon mehrfach erwähnten Einzylinder-Dieselmotor von einem Hubvolumen von V_h = 650 cm³ (D = 80 mm, s = 130 mm). Auf Bild 12 wurden die für das Vorkammerverfahren gemessenen Reibungsdrücke p_r über der Kolbengeschwindigkeit aufgetragen. Die Werte gelten für ein Verdichtungsverhältnis von ε = 18 und für eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes einnimmt. Die Vorkammerkonstante K wurde errechnet nach der Formel (Annahme: μ = 1):

$$(3) \qquad K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_o}}{n \cdot V_h} ,$$

die von Prof. Pischinger angegeben wurde. In die Formel ist einzusetzen der Maulquerschnitt f in cm², die Gastemperatur T_o zu Beginn der Kompression in °C, die Drehzahl n in U/min und das Zylinderhubvolumen V_h in l. Die Versuche wurden mit verschieden großen Vorkammermäulern angestellt, wobei die Vorkammerkonstante, bezogen auf n = 2800 U/min, von $14{,}6 \cdot 10^{-3}$ bis

$0{,}585 \cdot 10^{-3}$ variiert wurde. Es ist zu ersehen, daß die Verluste mit kleiner werdendem Maulquerschnitt beträchtlich zunehmen. Bei zur Zeit gebauten Vorkammermotoren ist bei höchster Drehzahl eine Vorkammerkonstante von K = 1,60 bis $1{,}90 \cdot 10^{-3}$ üblich. Bild 12 zeigt, daß bei Vorkammerkonstanten dieser Größe beträchtliche hydrauliche Verluste auftreten, da die für diese Vorkammerkonstante geltenden Reibungsdrücke p_r wesentlich höher liegen als die bei glattem zylindrischen Brennraum gemessenen p_r-Werte. In der oben angegebenen Formel tritt der Überströmquerschnitt und das Zylinderhubvolumen auf. Naturgemäß muß aber außerdem bekannt sein, wie groß der Anteil des abgeschnürten Volumens vom gesamten Kompressionsvolumen ist, da bei gleichem Wert der Vorkammerkonstanten K die hydraulichen Verluste um so beträchtlicher sind, je größer der Anteil des abgeschnürten Volumens am gesamten Kompressionsvolumen ist. Die auf Bild 12 eingezeichneten Versuchsergebnisse beziehen sich auf eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes besitzt. Bei Verwendung einer auf den gesamten Verdichtungsraum bezogenen größeren Vorkammer (z. B. $0{,}5 \cdot V_o$) ist daher mit entsprechend größeren Verlusten zu rechnen, als auf Bild 12 angegeben worden ist. Da mit der Versuchsanlage nach Bild 1 auf jede Kurbelwellenumdrehung ein Verdichtungs- und ein Ausdehnungshub erfolgt, so gelten die Bilder 12 und 13 für das Zweitaktverfahren. Da die hydraulischen Verluste der Brennraumzerklüftung durch den Abstand gekennzeichnet sind, der für einen bestimmten Maulquerschnitt geltenden Kurve von der Kurve für glatten zylindrischen Brennraum, so stellt dieser Abstand auch die hydraulischen Verluste des Viertaktverfahrens dar.

Bild 13 zeigt die für das Wirbelkammerverfahren gemessenen Verluste. Untersucht wurde eine Wirbelkammer, deren Volumen 75 % des gesamten Kompressionsraumes einnimmt. Es ist zu erkennen, daß beim Wirbelkammerverfahren gegenüber dem Vorkammerverfahren geringere hydraulische Verluste vorhanden sind, da der Querschnitt des Wirbelkammermaules im Verhältnis zum abgeschnürten Volumen üblicherweise wesentlich größer als bei der normalen Vorkammer ist. Ein bei handelsüblichen Motoren auftretender Wert der Wirbelkammerkonstanten beträgt $K = 8 - 10 \cdot 10^{-3}$, wobei gegenüber einem glatten zylindrischen Brennraum ein nicht übermäßig größerer Verlustdruck p_r zu verzeichnen ist.

Bei dem Lanova-Luftspeicherverfahren beträgt die Vorkammerkonstante etwa $K = 0{,}8 \cdot 10^{-3}$. Es sind also noch geringere Überströmquerschnitte als beim Vorkammerverfahren vorhanden. Da der Anteil des abgeschnürten Raumes jedoch nur etwa 10 % des gesamten Verdichtungsraumes beträgt, so ist beim Lanova-Verfahren trotz des geringen Strömungsquerschnittes nur mit hydraulichen Verlusten zu rechnen, die zwischen den Verlusten des Wirbelkammer- und Vorkammer-Verfahrens liegen.

Bei der Betrachtung der auf Bild 12 und 13 verzeichneten Versuchsergebnisse ist noch folgendes zu bedenken. Bei der Anbringung einer Brennraumzerklüftung wird die Oberfläche des Brennraumes vergrößert, so daß durch diese Oberflächenvergrößerung eine Zunahme der Wärmeverluste des arbeitenden Gases an die Wand auftritt. Weiterhin haben Brennraumzerklüftungen meist nennenswerte Gasgeschwindigkeiten zur Folge, so daß hierdurch eine beträchtliche Zunahme der Wärmeübergangszahlen entsteht. Die Folge der Zunahme von Brennraumoberfläche und Wärmeübergangszahlen ist ein

Anwachsen der Wärmeverluste bei Brennraumzerklüftung. Die auf Bild 12 und 13 gezeigten Versuchsergebnisse enthalten außer den hydraulischen Verlusten auch die Arbeitsverluste, die verursacht werden durch die Wärmeverluste infolge der Oberflächenvergrößerung des Brennraumes und die Zunahme der Wärmeverluste infolge der Erhöhung der Wärmeübergangszahlen durch die Gasgeschwindigkeit.

Naturgemäß können mit Versuchen an der Anlage nach Bild 1 lediglich diejenigen Arbeitsverluste infolge des Wärmeüberganges ermittelt werden, die bei Gasspitzentemperaturen von etwa 600°C auftreten, da die Versuche mit Brennraumzerklüftungen bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 18$ angestellt wurden. Da bei Vollastbetrieb viel höheren Gastemperaturen vorhanden sind, so ist daher bei Vollastbetrieb gegenüber den gezeigten Versuchsergebnissen infolge der hohen Gastemperaturen mit beträchtlich höheren Arbeitsverlusten durch erhöhte Wärmeverluste beim Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren zu rechnen. Das Auftreten hoher Luftgeschwindigkeiten ist daher sowohl mit nennenswerten hydraulischen Arbeitsverlusten als auch mit beträchtlichen Verlusten infolge erhöhtem Wärmeübergang (Oberflächenvergrößerung des Brennraumes, durch Gasgeschwindigkeit erhöhte Wärmeübergangszahlen) verknüpft.

4. Die Verluste infolge des Wärmeüberganges

Ein Teil der unter dieser Überschrift zu behandelnden Probleme ist bereits im letzten Abschnitt besprochen worden. Es ist daher lediglich nochmals darauf hinzuweisen, daß der Betrag der Wärmeverluste im Motor auf das engste mit der Gemischbildung und mit dem Verbrennungsablauf verbunden ist. Insbesondere werden Verluste an Nutzarbeit durch diejenigen Wärmemengen verursacht, die in der Nähe des oberen Totpunktes vom arbeitenden Gas an die Wände abgegeben werden. Diese übergehende Wärme hängt daher ab von der Oberfläche des Brennraumes, von der Gastemperatur und von der Wärmeübergangszahl, wobei die Wärmeübergangszahl wiederum hauptsächlich von der Gasgeschwindigkeit und vom Gasdruck beeinflußt wird. Es ist bis heute noch ungeklärt, inwieweit hohe Gasdrücke (Strahleinspritzungsverfahren) und hohe Gasgeschwindigkeiten (z. B. Wirbelkammerverfahren) die Arbeitsverluste infolge erhöhten Wärmeüberganges beeinflussen. Hierbei muß darauf hingewiesen werden, daß die bei Motoruntersuchungen allgemein gebräuchliche Wärmeübergangsformel von Nusselt für Motoren mit hohen Kolbengeschwindigkeiten nicht mit genügender Genauigkeit gilt.

Es ist daher festzustellen, daß genaue Untersuchungen über den Einfluß des Gasdruckes, der Gasgeschwindigkeit und der Kolbengeschwindigkeit auf den Wärmeübergang bei Verbrennungsmotoren noch ausstehen. Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind zur Zeit umfangreiche Versuche in Vorbereitung, die die Klärung der Wärmeübergangsfragen einschließlich des Wärmeüberganges durch Strahlung im rasch laufenden Motor zum Ziel haben. Zur Zeit können daher genauere Angaben über die Wärmeübergangsverluste bei den verschiedenen Arbeitsverfahren noch nicht gemacht werden. Festgestellt werden kann jedoch heute schon, daß im Gegensatz zur Nusseltschen Formel die Verwendung hoher Kolbengeschwindigkeiten die Wärmeverluste je Arbeitsspiel senkt, so daß der spezifische Brennstoffverbrauch bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch die Wärmeverluste weniger erhöht wird, als bei niedrigen

Kolbengeschwindigkeiten. Von besonderer Bedeutung ist die eingehende Prüfung, ob Motoren von geringem Zylinderhubvolumen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit (also höherer Drehzahl) höhere Wärmeverluste aufweisen als Motoren von größerem Zylinderhubvolumen.

Weiterhin ist der Einfluß heißer Wandteile im Brennraum in Richtung auf eine Verringerung der Wärmeverluste noch zu klären.

5. Die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit

Alle Untersuchungen an Dieselmotoren hoher Drehzahl (n = 3400 U/min) haben ergeben, daß der Zündverzug hier noch ausreichend kurz ist, so daß von der Seite des Zündverzuges auch bei sehr hohen Drehzahlen keine erheblichen Schwierigkeiten zu erwarten sind. Demgegenüber hat eine genauere Untersuchung der verschiedenen Arbeitsverfahren gezeigt, daß bei hohen Drehzahlen die Durchbrennzeit des Gemisches für höchste Drehzahlen zu groß ist. Hierdurch wird der spezifische Brennstoffverbrauch erhöht, da die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit um so unvollkommener ist, je kleiner das Ausdehnungsverhältnis im Augenblick der Verbrennung ist. Bekanntlich verbrennt der Brennstoff mit einem um so besseren thermodynamischen Wirkungsgrad, je mehr die Verbrennung sich in der Nähe des oberen Totpunktes abspielt.

Weiterhin ist zu beobachten, daß eine ausreichend kurze Durchbrennzeit im allgemeinen schon dann vorhanden ist, wenn eine gute Makrogemischbildung vorhanden ist, dies bedeutet, daß der Brennstoff an allen Stellen eine für die Verbrennung ausreichende Sauerstoffmenge findet. Da auch beim Strahleinspritzungsverfahren mit Spezialdüsen eine ausreichende Makrogemischbildung ($\lambda = 1$ bis 1,4) zur Zeit noch nicht erreicht wird, so ist auch bei Verwendung von Spezialdüsen eine bestimmte, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig, um den nötigen Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Es ist von großer Bedeutung, den bei Verwendung von Einspritzdüsen verschiedener Bauart für eine ausreichende Gemischbildung unbedingt notwendigen Aufwand an Luftbewegung (für Längsstrom, Querstrom, Gegenstrom) der Größe und Richtung nach zu untersuchen, da jede größere Luftbewegung erhöhte hydraulische und Wärmeübergangsverluste zur Folge hat. Am Maschinenlaboratorium laufen daher zur Zeit Versuche an, die der genaueren Erforschung des Einflusses der Luftbewegung auf Gemischbildung und Durchbrennzeit gewidmet sind.

Obige Ausführungen über die zu große Durchbrennzeit bei rasch laufenden Dieselmotoren lassen erkennen, daß zur Zeit eine Steuerung des Brenngesetzes bei hohen Drehzahlen noch nicht möglich ist. Es ist leider fast immer zu beobachten, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit verhältnismäßig kurzen Durchbrennzeiten auch zu Beginn der Verbrennung eine rasche Energieumsetzung aufweisen, so daß sehr hohe Gasspitzendrücke und beträchtliche Druckanstiege erreicht werden. Demgegenüber leiden die dieselmotorischen Arbeitsverfahren meist an einer zu großen Durchbrennzeit, wenn zur Erreichung eines weichen Druckanstieges zu Beginn der Verbrennung eine langsame Energieumsetzung angestrebt wird.

Anwachsen der Wärmeverluste bei Brennraumzerklüftung. Die auf Bild 12 und 13 gezeigten Versuchsergebnisse enthalten außer den hydraulischen Verlusten auch die Arbeitsverluste, die verursacht werden durch die Wärmeverluste infolge der Oberflächenvergrößerung des Brennraumes und die Zunahme der Wärmeverluste infolge der Erhöhung der Wärmeübergangszahlen durch die Gasgeschwindigkeit.

Naturgemäß können mit Versuchen an der Anlage nach Bild 1 lediglich diejenigen Arbeitsverluste infolge des Wärmeüberganges ermittelt werden, die bei Gasspitzentemperaturen von etwa 600°C auftreten, da die Versuche mit Brennraumzerklüftungen bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 18$ angestellt wurden. Da bei Vollastbetrieb viel höheren Gastemperaturen vorhanden sind, so ist daher bei Vollastbetrieb gegenüber den gezeigten Versuchsergebnissen infolge der hohen Gastemperaturen mit beträchtlich höheren Arbeitsverlusten durch erhöhte Wärmeverluste beim Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren zu rechnen. Das Auftreten hoher Luftgeschwindigkeiten ist daher sowohl mit nennenswerten hydraulischen Arbeitsverlusten als auch mit beträchtlichen Verlusten infolge erhöhtem Wärmeübergang (Oberflächenvergrößerung des Brennraumes, durch Gasgeschwindigkeit erhöhte Wärmeübergangszahlen) verknüpft.

4. Die Verluste infolge des Wärmeüberganges

Ein Teil der unter dieser Überschrift zu behandelnden Probleme ist bereits im letzten Abschnitt besprochen worden. Es ist daher lediglich nochmals darauf hinzuweisen, daß der Betrag der Wärmeverluste im Motor auf das engste mit der Gemischbildung und mit dem Verbrennungsablauf verbunden ist. Insbesondere werden Verluste an Nutzarbeit durch diejenigen Wärmemengen verursacht, die in der Nähe des oberen Totpunktes vom arbeitenden Gas an die Wände abgegeben werden. Diese übergehende Wärme hängt daher ab von der Oberfläche des Brennraumes, von der Gastemperatur und von der Wärmeübergangszahl, wobei die Wärmeübergangszahl wiederum hauptsächlich von der Gasgeschwindigkeit und vom Gasdruck beeinflußt wird. Es ist bis heute noch ungeklärt, inwieweit hohe Gasdrücke (Strahleinspritzungsverfahren) und hohe Gasgeschwindigkeiten (z. B. Wirbelkammerverfahren) die Arbeitsverluste infolge erhöhten Wärmeüberganges beeinflussen. Hierbei muß darauf hingewiesen werden, daß die bei Motoruntersuchungen allgemein gebräuchliche Wärmeübergangsformel von Nusselt für Motoren mit hohen Kolbengeschwindigkeiten nicht mit genügender Genauigkeit gilt.

Es ist daher festzustellen, daß genaue Untersuchungen über den Einfluß des Gasdruckes, der Gasgeschwindigkeit und der Kolbengeschwindigkeit auf den Wärmeübergang bei Verbrennungsmotoren noch ausstehen. Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind zur Zeit umfangreiche Versuche in Vorbereitung, die die Klärung der Wärmeübergangsfragen einschließlich des Wärmeüberganges durch Strahlung im rasch laufenden Motor zum Ziel haben. Zur Zeit können daher genauere Angaben über die Wärmeübergangsverluste bei den verschiedenen Arbeitsverfahren noch nicht gemacht werden. Festgestellt werden kann jedoch heute schon, daß im Gegensatz zur Nusseltschen Formel die Verwendung hoher Kolbengeschwindigkeiten die Wärmeverluste je Arbeitsspiel senkt, so daß der spezifische Brennstoffverbrauch bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch die Wärmeverluste weniger erhöht wird, als bei niedrigen

Kolbengeschwindigkeiten. Von besonderer Bedeutung ist die eingehende Prüfung, ob Motoren von geringem Zylinderhubvolumen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit (also höherer Drehzahl) höhere Wärmeverluste aufweisen als Motoren von größerem Zylinderhubvolumen.

Weiterhin ist der Einfluß heißer Wandteile im Brennraum in Richtung auf eine Verringerung der Wärmeverluste noch zu klären.

5. Die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit

Alle Untersuchungen an Dieselmotoren hoher Drehzahl (n = 3400 U/min) haben ergeben, daß der Zündverzug hier noch ausreichend kurz ist, so daß von der Seite des Zündverzuges auch bei sehr hohen Drehzahlen keine erheblichen Schwierigkeiten zu erwarten sind. Demgegenüber hat eine genauere Untersuchung der verschiedenen Arbeitsverfahren gezeigt, daß bei hohen Drehzahlen die Durchbrennzeit des Gemisches für höchste Drehzahlen zu groß ist. Hierdurch wird der spezifische Brennstoffverbrauch erhöht, da die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit um so unvollkommener ist, je kleiner das Ausdehnungsverhältnis im Augenblick der Verbrennung ist. Bekanntlich verbrennt der Brennstoff mit einem um so besseren thermodynamischen Wirkungsgrad, je mehr die Verbrennung sich in der Nähe des oberen Totpunktes abspielt.

Weiterhin ist zu beobachten, daß eine ausreichend kurze Durchbrennzeit im allgemeinen schon dann vorhanden ist, wenn eine gute Makrogemischbildung vorhanden ist, dies bedeutet, daß der Brennstoff an allen Stellen eine für die Verbrennung ausreichende Sauerstoffmenge findet. Da auch beim Strahleinspritzungsverfahren mit Spezialdüsen eine ausreichende Makrogemischbildung ($\lambda = 1$ bis 1,4) zur Zeit noch nicht erreicht wird, so ist auch bei Verwendung von Spezialdüsen eine bestimmte, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig, um den nötigen Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Es ist von großer Bedeutung, den bei Verwendung von Einspritzdüsen verschiedener Bauart für eine ausreichende Gemischbildung unbedingt notwendigen Aufwand an Luftbewegung (für Längsstrom, Querstrom, Gegenstrom) der Größe und Richtung nach zu untersuchen, da jede größere Luftbewegung erhöhte hydraulische und Wärmeübergangsverluste zur Folge hat. Am Maschinenlaboratorium laufen daher zur Zeit Versuche an, die der genaueren Erforschung des Einflusses der Luftbewegung auf Gemischbildung und Durchbrennzeit gewidmet sind.

Obige Ausführungen über die zu große Durchbrennzeit bei rasch laufenden Dieselmotoren lassen erkennen, daß zur Zeit eine Steuerung des Brenngesetzes bei hohen Drehzahlen noch nicht möglich ist. Es ist leider fast immer zu beobachten, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit verhältnismäßig kurzen Durchbrennzeiten auch zu Beginn der Verbrennung eine rasche Energieumsetzung aufweisen, so daß sehr hohe Gasspitzendrücke und beträchtliche Druckanstiege erreicht werden. Demgegenüber leiden die dieselmotorischen Arbeitsverfahren meist an einer zu großen Durchbrennzeit, wenn zur Erreichung eines weichen Druckanstieges zu Beginn der Verbrennung eine langsame Energieumsetzung angestrebt wird.

Die experimentelle Untersuchung der Durchbrennzeit ist nicht einfach. Wird die Energieumsetzung während der Verbrennung aus genauen Indikatordiagrammen ermittelt, so sei darauf hingewiesen, daß diese Diagramme außerordentlich genau sein müssen. Das Oszillogramm von Bild 14 wurde an einem rasch laufenden Dieselmotor genommen, dessen Verbrennungsablauf an zu großer Durchbrennzeit litt, obgleich dem Diagramm dieser Fehler augenscheinlich nicht anzusehen ist. Das Diagramm zeigt einen kräftigen Druckanstieg im oberen Totpunkt und ist in der Nähe des Druckmaximums gut füllig. Nur eine genaue Polytropenbetrachtung im Gebiet von 30 bis 100° KW nach oberem Totpunkt bringt die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit zutage. Da hierbei schon geringfügige Fehler in der Druckanzeige die auf dem Druckdiagramm aufgebauten thermodynamischen Untersuchungen entwerten, so muß nachdrücklich darauf hingewiesen werden, daß auf der Druckmessung aufbauende thermodynamische Rechnungen nur dann zulässig sind, wenn mittels dynamischer Eichung des gesamten Druckmeßgerätes der Nachweis geführt worden ist, daß die Druckmessung richtig ist. Aus diesem Grunde wurde am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden bei der Entwicklung des piezoelektrischen Druckmeßverfahrens der Hauptwert auf die Entwicklung von Methoden der dynamischen Eichung von Geber, Verstärker und auf Zeichengerät gelegt. Es war daher möglich, Druckmeßgeräte zu entwickeln, die auch bei sehr hohen Drehzahlen nachweislich richtig anzeigen, so daß solche Diagramme der thermodynamischen Auswertung zugänglich gemacht werden können. Hierdurch ist eine eingehende Untersuchung der Energieumsetzungen während der Verbrennung möglich geworden!

6. Betrachtungen über die Schnelläufigkeit der Motoren

Um die Literleistung der Verbrennungsmotoren zu erhöhen bzw. um das Leistungsgewicht zu senken, wird insbesondere bei nicht zu hohen Leistungen ein geringes Zylinderhubvolumen bei hoher Drehzahl angestrebt. Da bei den handelsüblichen Dieselmotoren für Lastkraftwagen nur in wenigen Fällen das Zylinderhubvolumen weniger als 1 l beträgt, so sind für die Entwicklung von Dieselmotoren kleinerer Leistung (z. B. Personenwagendiesel) bei einem Zylinderhubvolumen von 400 cm³ bis 700 cm³ in dieser Richtung durchgeführte Versuche wertvoll.

Ein weiterer Weg für die Erreichung hoher Literleistungen ist durch eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit gegeben. Sowohl eine Verringerung des Zylinderhubvolumens bei einer entsprechenden Erhöhung der Drehzahl (wobei die Kolbengeschwindigkeit in üblichen Grenzen bleibt) als auch eine Erhöhung der Drehzahl bei üblichem Zylinderhubvolumen (Kolbengeschwindigkeit höher als normal) führt zu einer Veränderung der einzelnen Verluste. Die zu erwartenden Veränderungen sollen im folgenden kurz besprochen werden.

I. Erhöhung der Drehzahl und der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei üblichem Zylinderhubvolumen

a) Die mechanischen Reibungsverluste nehmen bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit nur unwesentlich zu. Bild 7 zeigt für das Viertaktverfahren, daß bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9 m/s auf 13 m/s die

000684

Reibungsverluste bei Vollastbetrieb von $p_{r1} = 1{,}64$ kg/cm² auf $p_{r2} = 1{,}85$ kg/cm² anwachsen. Diese Reibungszunahme von $\Delta p_r = 0{,}21$ kg/cm² ist unerheblich, wenn man bedenkt, daß hierbei die Drehzahl von $n = 2040$ U/min auf $n = 3020$ U/min, also um fast 45 % erhöht wurde. Für das Zweitaktverfahren zeigt Bild 8, daß hierbei der Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die mechanische Reibung nicht vorhanden ist, da die mechanische Reibung bei mittleren und hohen Kolbengeschwindigkeiten annähernd konstant verbleibt. Zahlenmäßig fast das gleiche Verhalten haben Motoren von einem Zylinderhubraum von 270 cm³ bis 1600 cm³ gezeigt, so daß für Maschinen innerhalb dieser Grenzen des Zylinderhubraumes ausgesagt werden kann, daß die mechanischen Reibungsverluste keinen Hinderungsgrund für eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit auf annähernd 13 m/s darstellen.

b) Die Pumpverluste beim Ansaug- und Auspuffhub wachsen bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9 m/s auf 13 m/s von $(p_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0{,}30$ kg/cm² auf $(p_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0{,}52$ kg/cm², wie Bild 15 zeigt, wobei bei $c_m = 13$ m/s noch ein Liefergrad von $\eta_L = 80$ % erreicht wurde. Bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit ist daher den Pumpverlusten eine gesteigerte Aufmerksamkeit zu schenken.

c) Die Wärmeübergangsverluste nehmen auf das Arbeitsspiel bezogen ab. Nur dadurch ist es z. B. möglich, daß bei einer Erhöhung der Drehzahl (mittlere Kolbengeschwindigkeit erhöht von $c_m = 4{,}0$ m/s auf 9 m/s) der spezifische Brennstoffverbrauch sich fast gar nicht ändert, obwohl bei dieser Drehzahlerhöhung sowohl die mechanischen Reibungsverluste in geringfügigem Maße als auch die Pumpverluste in stärkerem Maße zugenommen haben. Da der Einfluß der Wärmeverluste erheblich ist, so wirkt daher eine Drehzahlerhöhung entsprechend kräftig in günstigem Sinne.

d) Die Verluste durch zu große Durchbrennzeit wachsen bei zunehmender Drehzahl bei schnellaufenden Dieselmotoren rasch auf solche Beträge an, daß eine eingehende Untersuchung des Arbeitsverfahrens mit dem Ziel einer raschen Durchbrennzeit notwendig wird. Hierbei ist zu bedenken, daß eine rasche Durchbrennzeit mit einem möglichst geringen Aufwand an Luftbewegung erreicht werden muß, da jede stärkere Luftbewegung zusätzliche hydraulische und thermodynamische Verluste zur Folge hat.

Zusammenfassend kann ausgesagt werden, daß bei üblichem Zylinderhubvolumen die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Gleitlagermaschinen mittels Drehzahlerhöhung auf etwa 13 m/s gesteigert werden kann, ohne daß eine übermäßige Erhöhung des spezifischen Brennstoffverbrauches zu erwarten ist. Vorausgesetzt ist hierbei eine ausreichend kurze Durchbrennzeit beim Dieselverfahren. Bei Motoren mit Wälzlagern kann die mittlere Kolbengeschwindigkeit sogar bis auf etwa 15 m/s gesteigert werden, da an mechanischer Reibung so viel eingespart wird, daß etwas höhere Pumpverluste in Kauf genommen werden können. Auch dies Ziel ist nur erreichbar, wenn beim Dieselverfahren genügend kurze Durchbrennzeiten erreicht werden.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von c_m = 10 m/s das Zweitaktverfahren gegenüber dem Viertaktverfahren nennenswerte Ersparnisse an Triebwerkreibung und Pumpverlusten bringt (Vergleich der Bilder 8 mit 7, 10 mit 9, dazu Bild 15), so daß ein erheblicher Teil der Spülarbeit des Zweitaktverfahrens hierdurch wieder wettgemacht wird. Beläßt man es bei heute üblichen Kolbengeschwindigkeiten von c_m = 9 bis 11 m/s, so kann die Schnelläufigkeit der Motoren dadurch gesteigert werden, daß Maschinen von kleinen Zylinderhubvolumen bei entsprechend hoher Drehzahl entwickelt werden. Wir kommen daher zum nächsten Abschnitt.

II. Erhöhung der Drehzahl bei Konstanthaltung der mittleren Kolbengeschwindigkeit und Verringerung des Zylinderhubvolumens

Von seiten der zu erwartenden Verluste kann folgendes ausgesagt werden:

a) Die mechanischen Reibungsverluste sind bei gleichen mittleren Kolbengeschwindigkeiten weitgehend unabhängig vom Zylinderhubvolumen. Die Bilder 7, 8, 9 und 10 zeigen die Triebwerkreibung bei Vollast für Motoren von 270 cm^3 bis 1600 cm^3 Zylinderhubvolumen, wobei die Versuchsergebnisse der einzelnen Motortypen bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit verhältnismäßig nur wenig voneinander abweichen, und zwar auch dann, wenn hohe Gasdrücke den Kolben belasten. Unter Berücksichtigung der Triebwerkreibung können daher Bestrebungen nicht abgelehnt werden, die die Entwicklung von rasch laufenden Dieselmotoren bei einem Zylinderhubvolumen von nur 400 cm^3 bis 800 cm^3 zum Ziel haben.

b) Die Pumpverluste dürften bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit eigentlich bei Motoren von geringem Zylinderhubvolumen und hoher Drehzahl nicht größer sein, als bei Motoren von größerem Zylinderhubvolumen und entsprechend geringerer Drehzahl, da die Gasgeschwindigkeiten im Ventilquerschnitt die gleichen sind. Da aber bei hohen Drehzahlen je Minute eine große Anzahl von Gaswechseln stattfindet, so müssen die Strömungsvorgänge im Ventilquerschnitt mehr dynamisch als statisch betrachtet werden. Es hat den Anschein, daß die Gaswechselarbeit insbesondere beim Auspuffhub bei Motoren von geringem Zylinderhubvolumen und hoher Drehzahl größer ist als bei langsamer laufenden Maschinen mit entsprechend größerem Zylinderhubvolumen, selbst wenn in beiden Fällen die mittlere Kolbengeschwindigkeit die gleiche ist. Die Frage der Abhängigkeit der Pumpverluste von der Größe des Zylinderhubraumes bedarf noch der Antwort. Zur Zeit werden am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden eingehende Untersuchungen mittels Schwachfederindizierung durchgeführt, wobei die Angabe des piezoelektrischen Druckmeßgerätes mittels dynamischer Eichung sichergestellt ist.

c) Die Wärmeübergangsverluste können beim Schnelläufer von geringem Zylinderhubvolumen nur unwesentlich höher sein als beim Langsamläufer. Werden alle Abmessungen eines Motors auf den a-ten Teil verringert, so nehmen die für den Wärmeübergang maßgebenden Flächen auf den a^2-ten Teil ab, während das Gewicht des arbeitenden Gases auf den a^3-ten Teil sinkt. Da für die Wärmeverluste das Verhältnis von Wärmeübergangsfläche zu dem arbeitenden Gasgewicht eine Rolle spielt, so ergibt sich, daß beim kleineren Motor gilt

000685

$$\frac{\text{Wärmeübergangsfläche}}{\text{Gewicht des arbeitenden Gases}} = 1/a^2 : 1/a^3 = a.$$

Hieraus folgt, daß beim kleineren Motor verhältnismäßig größere Wärmeübergangsflächen auftreten. Haben beide Motoren die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, so besitzt der kleinere Motor eine a-mal größere Drehzahl als der größere Motor. Die Folge ist, daß die je Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit beim kleineren Motor nur den a-ten Teil beträgt. Obgleich daher beim kleinen Schnelläufer, bezogen auf das Gewicht des arbeitenden Gases, größere Wärmeübergangsflächen vorhanden sind, so wird dieser ungünstige Einfluß wieder dadurch ausgeglichen, daß bei einer bestimmten mittleren Kolbengeschwindigkeit die für ein Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit entsprechend der höheren Drehzahl kürzer ist. Diese Feststellung gilt aber nur dann, wenn bei den Motoren verschiedener Größe die Wärmeübergangszahlen den gleichen Wert besitzen. Rechnungen und Versuche zeigen jedoch, daß der kleinere Motor etwas höhere Wärmeübergangszahlen aufweist. Abschließend kann daher ausgesagt werden, daß der kleine schnellaufende Motor gegenüber einem größeren langsam laufenden Motor keine wesentlich größeren Wärmeverluste zeigt, da der Unterschied der Wärmeverluste, bezogen auf ein Arbeitsspiel und 1 kg arbeitendes Gas, nur etwa 5 bis 20 % beträgt. Die Wärmeverluste werden daher beim kleinen Schnelläufer gegenüber einer größeren entsprechend langsamer laufenden Maschine sowohl den spezifischen Brennstoffverbrauch in g/PSeh als auch den erreichbaren mittleren Nutzdruck p_e in kg/cm^2 nur unwesentlich verschlechtern, wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit zugrunde gelegt wird.

d) Die zu große Durchbrennzeit ist beim kleinen Dieselschnelläufer mit die wesentlichste Verlustquelle, während beim Ottoverfahren ausreichend kurze Durchbrennzeiten auch bei sehr hohen Drehzahlen verhältnismäßig leicht zu erreichen sind. Da die für ein Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit beim kleinen Schnelläufer entsprechend der höheren Drehzahl wesentlich kürzer ist als bei einer größeren langsam laufenden Maschine, so verbrennt ein nicht unbeträchtlicher Teil des Brennstoffes so schleppend, daß hierdurch eine erhebliche Verminderung des Wirkungsgrades eintritt. Ein Weg für die Verkürzung der Durchbrennzeit beim Dieselverfahren ist dadurch gegeben, daß der Einspritzdüse ein wesentlicher Teil der Gemischbildungsarbeit übertragen wird, so daß die zusätzlich erforderliche Luftbewegung mit verhältnismäßig geringen Luftgeschwindigkeiten auskommt.

e) Beim schnellaufenden Ottomotor von geringem Zylinderhubvolumen wird beobachtet, daß der spezifische Brennstoffverbrauch nicht unerheblich höher ist als bei einer größeren langsam laufenden Maschine. Es hat den Anschein, daß hierbei eine bisher verhältnismäßig wenig beachtete Verlustquelle eine wichtige Rolle spielt. Schon Ricardo wies darauf hin, daß die in unmittelbarer Nähe der Zylinderdeckelflächen befindlichen Teile des Brennstoffluftgemisches nur sehr schleppend verbrennen, da der Einfluß der Wand sehr

stark ist. Dieser schleppend verbrennende Brennstoffanteil senkt naturgemäß den thermodynamischen Wirkungsgrad. Die einzigen Gegenmittel sind gegeben durch eine geringe Brennraumoberfläche (annähernd halbkugeliger Brennraum) und durch eine lebhafte Turbulenz der Ladung, da hierdurch die Bildung langsam reagierender Ladungsschichten in der Nähe kalter Wandteile wesentlich vermindert wird.

Es ist weiter oben gezeigt worden, daß beim kleinen Schnellläufer das Verhältnis der Brennraumoberfläche zum arbeitenden Gasgewicht wesentlich höher ist als bei einer Maschine von großem Zylinderhubraum. Diese Wandwirkung wird daher bei kleinen schnellaufenden Ottomotoren verhältnismäßig größere zusätzliche Verluste verursachen als bei größeren Motoren, da verhältnismäßig mehr Brennstoff in Wandnähe langsam verbrennt. Am Maschinenlaboratorium laufen zur Zeit Versuche an rasch laufenden Motoren, die diese Verlustquelle in Abhängigkeit vom Zylinderhubvolumen näher erforschen sollen.

f) Obige Ausführungen zeigen, daß die nach Möglichkeit getrennte Ermittlung der einzelnen Verlustquellen bei schnellaufenden Motoren wichtig ist. Im allgemeinen wurden bisher in der Praxis die Motorverluste der Ottomotoren mit dem Schleppversuch bestimmt, wobei der fahrfertige Motor mit einem elektrischen Pendelmotor angetrieben wurde. Hierbei ist aber zu bedenken, daß kurzzeitig wirkende Gasspitzendrücke von nur etwa 10 atü auftreten, so daß die mechanischen Reibungsverluste nicht voll erfaßt werden, da der Einfluß des Gasdruckes nicht mit ermittelt wird. Aber auch die Pumpverluste sind beim Schleppversuch besonders während des Auspuffhubes wesentlich verschieden von denen bei Lastbetrieb. Da außerdem die Triebwerkreibung und die Pumpverluste gemeinsam gemessen werden, so ist eine Trennung nicht möglich, wodurch das Meßergebnis noch mehr an Wert verliert. Es sind daher diejenigen Versuchsmethoden vorzuziehen, die weitgehend die getrennte Ermittlung der einzelnen Verlustquellen ermöglichen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Es ist festzustellen, daß von seiten der mechanischen Reibungsverluste dem Verbrennungsablauf bzw. dem gewählten Arbeitsverfahren nur geringe Beschränkungen auferlegt werden, da selbst sehr hohe Gasdruckspitzen fast keine Reibungszunahme ergeben. Auch der Entwicklung sehr rasch laufender Motoren von geringem Zylinderhubvolumen wird durch die mechanischen Reibungsverluste kein Abbruch getan. Hingegen ergeben die an Dieselmotoren zum Zwecke der Gemischbildung angebrachten Brennraumzerklüftungen mit engem Maulquerschnitt beträchtliche hydraulische und zusätzliche Wärmeübergangsverluste, die den spezifischen Brennstoffverbrauch vermehren und die mögliche Leistungsausbeute herabsetzen. Notwendig sind genauere Untersuchungen der die Wärmeverluste im Motor beeinflussenden Größen wie Gasdruck, Gasgeschwindigkeit und Kolbengeschwindigkeit, da die Nusselt'sche Wärmeübergangsformel für hohe Kolbengeschwindigkeiten als nicht genügend genau angesehen werden muß und keine Antwort auf den Einfluß der Gasgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang gibt. An Dieselmotoren ist ein ausreichend kurzer Zündverzug auch bei sehr hohen Drehzahlen zu verzeichnen, während der Durchbrennzeit erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden muß. Zur Zeit ist die zu große Durchbrennzeit ein Haupthindernis für die wirtschaftliche Erreichung hoher Drehzahlen bei Dieselmotoren.

000686

Einer der möglichen Wege, um die bei der Gemischbildung und Verbrennung auftretenden hydraulischen und Wärmeübergangsverluste zu beschränken, ist dadurch gegeben, daß der Düse in größerem Umfange die Gemischbildungsarbeit übertragen wird. Dies führt zur Entwicklung von Sonderdüsen, mit denen dann in Zusammenarbeit mit einem angepaßten Brennraum günstige spezifische Brennstoffverbräuche erzielbar sind (z. B. Saurer-Verfahren). Im allgemeinen werden hierbei gleichzeitig kurze Durchbrennzeiten erreicht, die diese Arbeitsverfahren für den Schnellauf geeignet machen. Die gesamte Gemischbildungsarbeit kann jedoch auch von Sonderdüsen allein kaum geleistet werden, so daß eine gewisse, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig erscheint, um den Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Solche Arbeitsverfahren geben günstige Brennstoffverbräuche, während die Erreichung sehr hoher Nutzdrücke und entsprechend geringer Luftüberschußzahlen gewisse Schwierigkeiten macht.

Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind seit längerem Versuche in Gang, deren Ziel es ist, die einzelnen mechanischen, hydraulischen und thermodynamischen Verluste der schnellaufenden Otto- und Diesel-Motoren mit besonderen Versuchsmethoden möglichst getrennt zu ermitteln.

Außerdem soll für das Dieselverfahren festgestellt werden, inwieweit durch Verwendung von Spezialdüsen mit guten Gemischbildungseigenschaften die bei den einzelnen Arbeitsverfahren notwendige Luftbewegung auf ein Minimum gesenkt werden kann. Allgemein soll hierbei der Einfluß der Luftbewegung auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf im Dieselmotor untersucht werden. Diese grundsätzlichen Untersuchungen haben unmittelbare Bedeutung für das Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten, für das Wirbelkammerverfahren und für das Luftspeicherverfahren, während die Arbeitsergebnisse für das Vorkammerverfahren nur mittelbar übertragen werden können. Bei diesen Arbeiten wird der Erforschung der Durchbrennzeit besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, wobei insbesondere der Zusammenhang zwischen Durchbrennzeit und Luftgeschwindigkeit zu klären ist.

Für diese Untersuchungen hat sich als Hilfsmittel das piezoelektrische Druckmeßverfahren als besonders geeignet erwiesen, da hiermit die Energieumsetzung beim Verbrennungsablauf verfolgt werden kann. Am Maschinenlaboratorium ist daher in letzter Zeit mittels dynamischer Eichung von Geber, Verstärker und Aufzeichengerät das piezoelektrische Druckmeßverfahren so durchgebildet worden, daß auch bei den höchsten Drehzahlen quantitativ genaue, auswertbare Diagramme erhalten werden. Dadurch ist die Möglichkeit gegeben, mittels genauer Indizierung die Energieumsetzung beim Verbrennungsablauf zu verfolgen, wodurch ein weiterer Maßstab für die Güte der Gemischbildung erhalten wird. Insbesondere kann mit der jetzt durchentwickelten Druckdifferenzmessung das Zusammenwirken von Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilraum in bezug auf die hierbei auftretenden Verluste näher verfolgt werden.

Eine für Ottomotoren wesentliche Verlustquelle ist darin zu suchen, daß die in der Nähe der Brennraumoberflächen befindlichen Gemischteile infolge der Wandnähe nur schleppend verbrennen, so daß der thermische Wirkungsgrad absinkt. Diese Verlustquelle ist um so einflußreicher, je kleiner das Zylinderhubvolumen des Motors ist. Nähere Untersuchungen in dieser Hinsicht sind im Gange.

Es ist zu hoffen, daß durch die eingehende Untersuchung der oben angedeuteten grundsätzlichen Probleme den Entwicklungsabteilungen der Industrie Unterlagen verschafft werden, die diese für die Weiterentwicklung der motorischen Arbeitsverfahren benötigen.

Versuchsanlage III.

Im Zweitakt pulsierende Gasdrücke bei beliebigem Spitzendruck. Die Pumpverluste sind ausgeschaltet u. der Wärmeverlustdruckabfall ist gering.

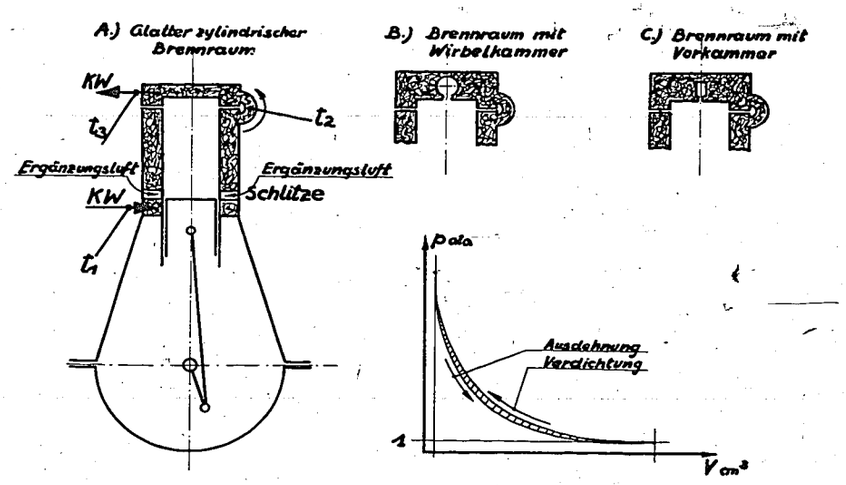


Bild 1

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher, im Zweitakt pulsierender Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Schlitze in der Laufbuchse ergeben bei Kolbenlage im unteren Totpunkt stets den Gasdruck der äußeren Atmosphäre im Zylinderinneren. Der Gasspitzendruck hängt vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab und ist daher frei wählbar. (p_{max} wurde bis auf 92 atü gesteigert.) Pumpverluste treten nicht auf. Die Schlitze in der Laufbuchse dienen lediglich der Ergänzung der Gaslässigkeitsverluste der Kolbenringe, es erfolgt also keine Zylinderspülung durch die Schlitze. Infolge der Wärmeverluste des Gases an die Wand sind die Gasdrücke während des Ausdehnungshubes etwas geringer als während des Verdichtungshubes, wie das gezeichnete p-V-Diagramm zeigt. Versuche mit Zylinderdeckeln mit und ohne Brennraumzerklüftungen ergeben beim Schleppversuch die hydraulischen Überschiebverluste.

Eine für Ottomotoren wesentliche Verlustquelle ist darin zu suchen, daß die in der Nähe der Brennraumoberflächen befindlichen Gemischteile infolge der Wandnähe nur schleppend verbrennen, so daß der thermische Wirkungsgrad absinkt. Diese Verlustquelle ist um so einflußreicher, je kleiner das Zylinderhubvolumen des Motors ist. Nähere Untersuchungen in dieser Hinsicht sind im Gange.

Es ist zu hoffen, daß durch die eingehende Untersuchung der oben angedeuteten grundsätzlichen Probleme den Entwicklungsabteilungen der Industrie Unterlagen verschafft werden, die diese für die Weiterentwicklung der motorischen Arbeitsverfahren benötigen.

000687

Versuchsanlage III.

Im Zweitakt pulsierende Gasdrücke bei beliebigem Spitzendruck. Die Pumpverluste sind ausgeschaltet u. der Wärmeverlust druckabfall ist gering.

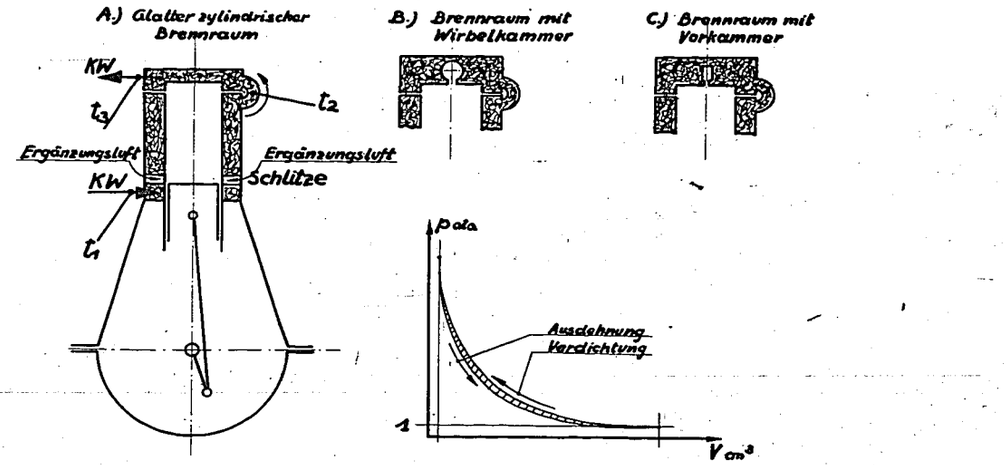


Bild 1

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher, im Zweitakt pulsierender Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Schlitze in der Laufbuchse ergeben bei Kolbenlage im unteren Totpunkt stets den Gasdruck der äußeren Atmosphäre im Zylinderinneren. Der Gasspitzendruck hängt vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab und ist daher frei wählbar. (p_{max} wurde bis auf 92 atü gesteigert.) Pumpverluste treten nicht auf. Die Schlitze in der Laufbuchse dienen lediglich der Ergänzung der Gaslässigkeitsverluste der Kolbenringe, es erfolgt also keine Zylinderspülung durch die Schlitze. Infolge der Wärmeverluste des Gases an die Wand sind die Gasdrücke während des Ausdehnungshubes etwas geringer als während des Verdichtungshubes, wie das gezeichnete p-V-Diagramm zeigt. Versuche mit Zylinderdeckeln mit und ohne Brennraumzerklüftungen ergeben beim Schleppversuch die hydraulischen Überschiebverluste.

Eine für Ottomotoren wesentliche Verlustquelle ist darin zu suchen, daß die in der Nähe der Brennraumoberflächen befindlichen Gemischteile infolge der Wandnähe nur schleppend verbrennen, so daß der thermische Wirkungsgrad absinkt. Diese Verlustquelle ist um so einflußreicher, je kleiner das Zylinderhubvolumen des Motors ist. Nähere Untersuchungen in dieser Hinsicht sind im Gange.

Es ist zu hoffen, daß durch die eingehende Untersuchung der oben angedeuteten grundsätzlichen Probleme den Entwicklungsabteilungen der Industrie Unterlagen verschafft werden, die diese für die Weiterentwicklung der motorischen Arbeitsverfahren benötigen.

000687

Versuchsanlage III.

Im Zweitakt pulsierende Gasdrücke bei beliebigem Spitzendruck. Die Pumpverluste sind ausgeschaltet u. der Wärmeverlust druckabfall ist gering.

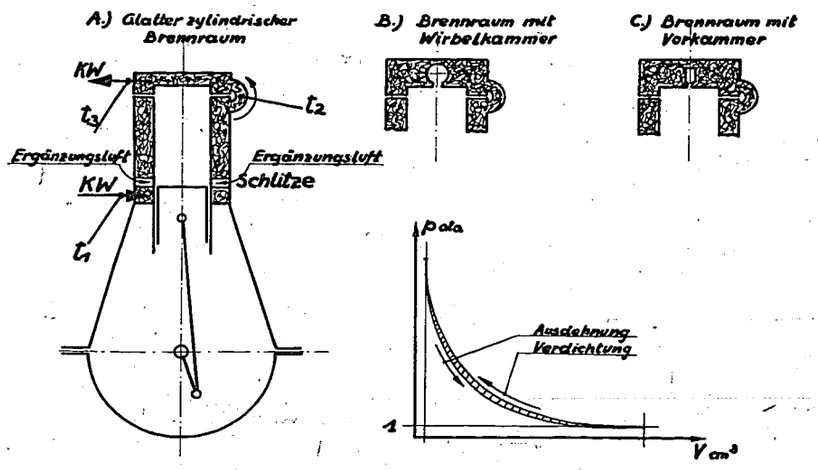


Bild 1

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher, im Zweitakt pulsierender Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Schlitze in der Laufbuchse ergeben bei Kolbenlage im unteren Totpunkt stets den Gasdruck der äußeren Atmosphäre im Zylinderinneren. Der Gasspitzendruck hängt vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab und ist daher frei wählbar. (p_{max} wurde bis auf 92 atü gesteigert.) Pumpverluste treten nicht auf. Die Schlitze in der Laufbuchse dienen lediglich der Ergänzung der Gaslässigkeitsverluste der Kolbenringe, es erfolgt also keine Zylinderspülung durch die Schlitze. Infolge der Wärmeverluste des Gases an die Wand sind die Gasdrücke während des Ausdehnungshubes etwas geringer als während des Verdichtungshubes, wie das gezeichnete p-V-Diagramm zeigt. Versuche mit Zylinderdeckeln mit und ohne Brennraumzerklüftungen ergeben beim Schleppversuch die hydraulischen Überschiebverluste.

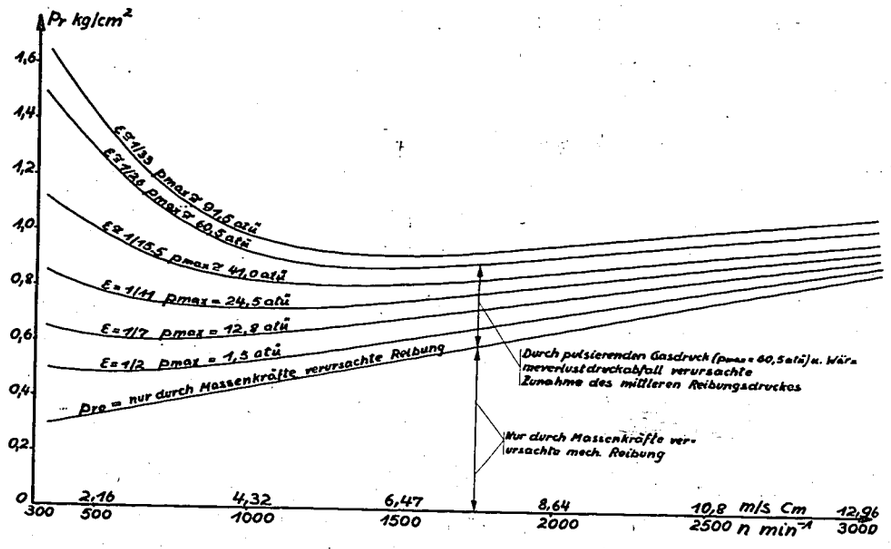


Bild 2

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r vom Gasspitzendruck und von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m. Der mittlere Reibungsdruck p_r ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e. Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Die Kurve p_{ro} gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzendruck wieder.

000688

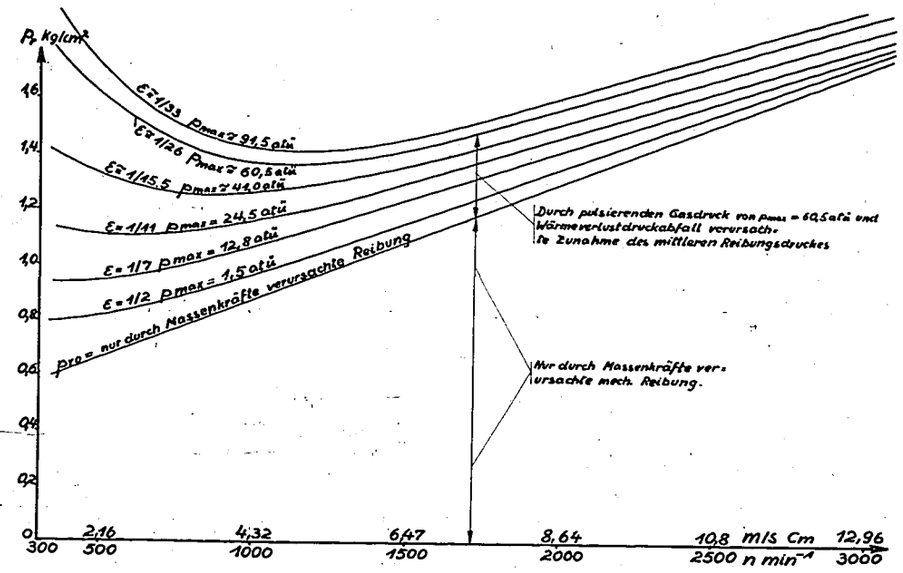


Bild 3

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r vom Gasspitzendruck und von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m. Der mittlere Reibungsdruck p_r ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e. Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Die Kurve p_{ro} gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzendruck wieder.

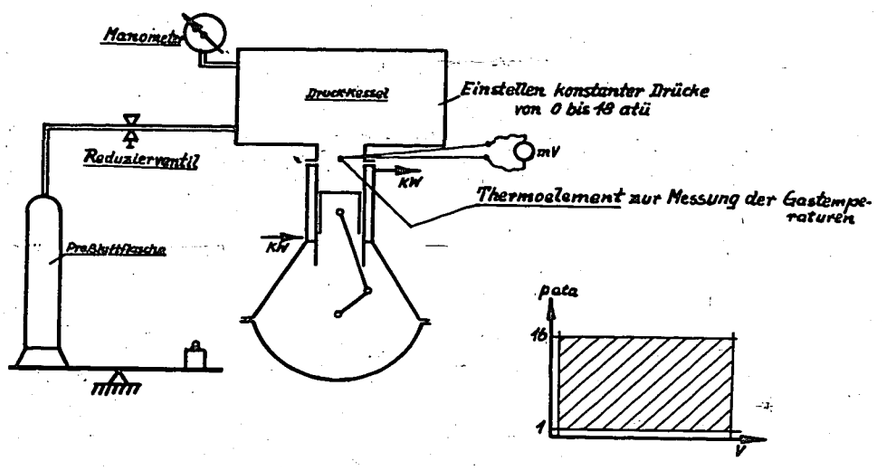


Bild 4

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher konstanter Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Ein im Verhältnis zum Hubvolumen großer Druckbehälter wird mit einer kurzen drosssellosen Leitung mit dem Arbeitszylinder verbunden. Bei der Kolbenbewegung wird ein p-V-Diagramm von weitgehend konstantem Gasdruck erhalten. Für den Ersatz der Kolbenringlässigkeitsverluste wird von einer Preßlustflasche über ein Reduzierventil Ergänzungsluft zugeführt.

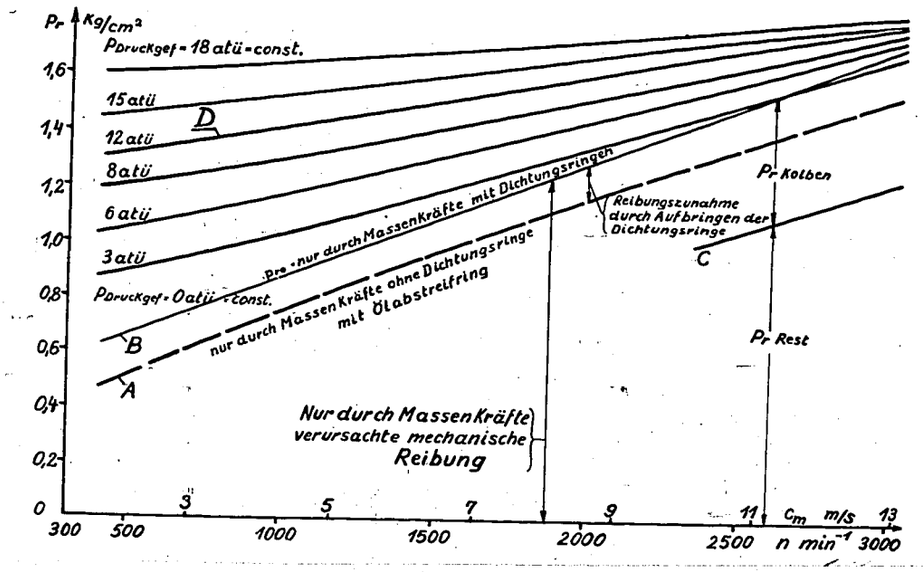


Bild 5

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m und von einem konstant den Kolben belastenden Gasdruck von 0 bis 18 atü. Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Kurve A zeigt die durch die Massenkräfte verursachten Reibungsverluste, wobei keinerlei Gasdruck den Kolben belastet und außerdem die Dichtungsringe entfernt sind. Kurve B gibt die Triebwerkreibung ohne Gasdruck, aber bei aufgebrachten Kolbenringen wieder. Der Abstand der Kurve B von der Kurve C stellt die Kolbenreibung dar. Die übrigen Kurven gelten für einen den Kolben belastenden konstanten Gasdruck von 3 atü bis 18 atü. Kurve D gibt die gesamte Triebwerkreibung einschließlich der durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugten Reibung wieder, wobei der konstante Gasdruck von 4 Hüben als während zweier Kolbenhübe wirkend gedacht ist.

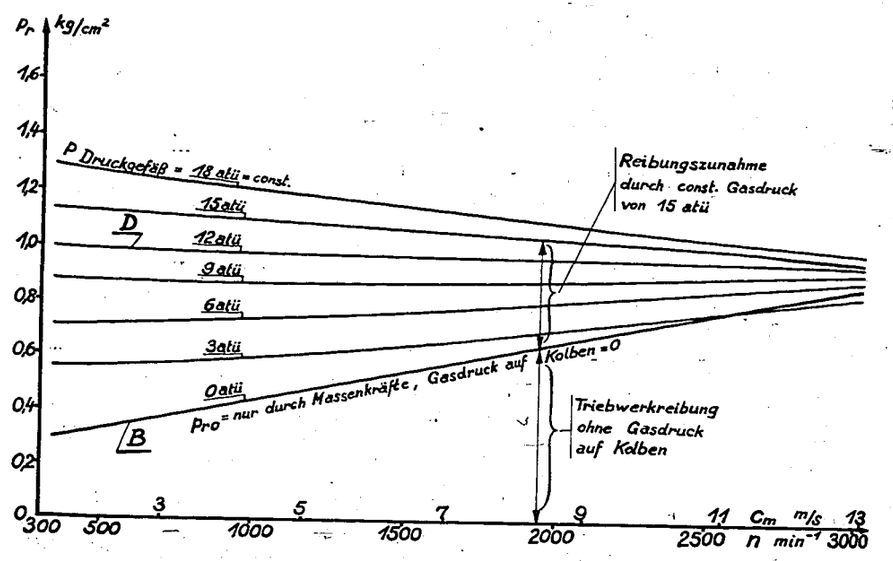


Bild 6

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m und von einem konstant den Kolben belastenden Gasdruck von 0 bis 18 atü. Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Kurve B gibt die Triebwerkreibung ohne den Kolben belastenden Gasdruck wieder, so daß am Kurbeltrieb lediglich die Massenkräfte wirksam sind. Die übrigen Kurven gelten für einen den Kolben belastenden konstanten Gasdruck von 3 bis 18 atü. Kurve D gibt die gesamte Triebwerkreibung einschließlich der durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugten Reibung, wobei der konstante Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des Ausdehnungshubes wirkt.

000690

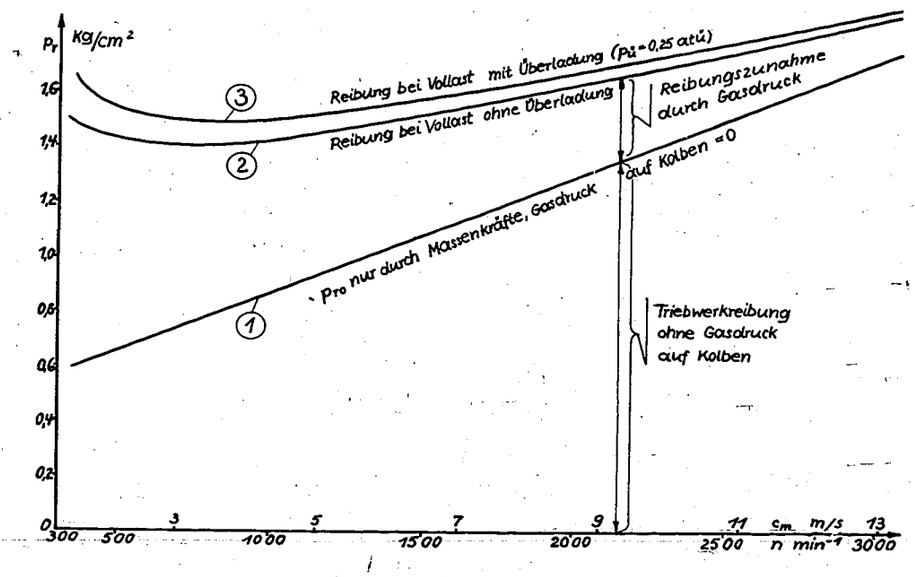


Bild 7

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb und bei Überladung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m. Die Kurven beziehen sich auf das Viertaktverfahren und auf Maschinen mit Gleitlagern.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb, also einschließlich des Einflusses des den Kolben belastenden Gasdruckes.

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von $p_ü$ = 0.25 atü wieder.

Die Kurven gelten mit geringen Abweichungen für Otto- und Dieselmaschinen mit einem Zylinderhubvolumen von 270 cm^3 bis 1600 cm^3, wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m zugrunde gelegt wird.

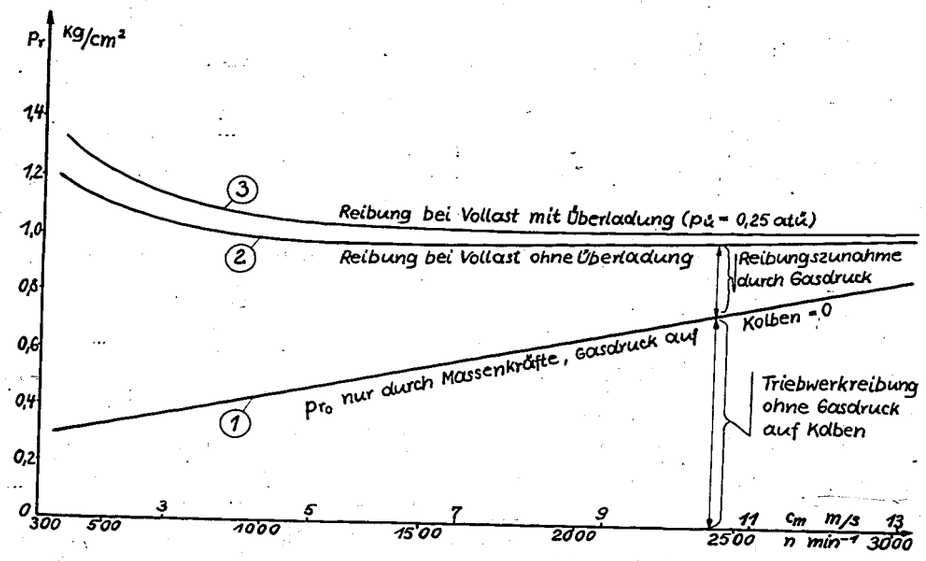


Bild 8

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb und bei Überladung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m. Die Kurven beziehen sich auf das Zweitaktverfahren und auf Maschinen mit Gleitlagern.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb, also einschließlich des Einflusses des den Kolben belastenden Gasdruckes.

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von $p_ü$ = 0,25 atü wieder.

Die Kurven gelten mit geringen Abweichungen für Otto- und Dieselmaschinen mit einem Zylinderhubvolumen von 270 cm^3 bis 1600 cm^3, wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m zugrunde gelegt wird.

000691

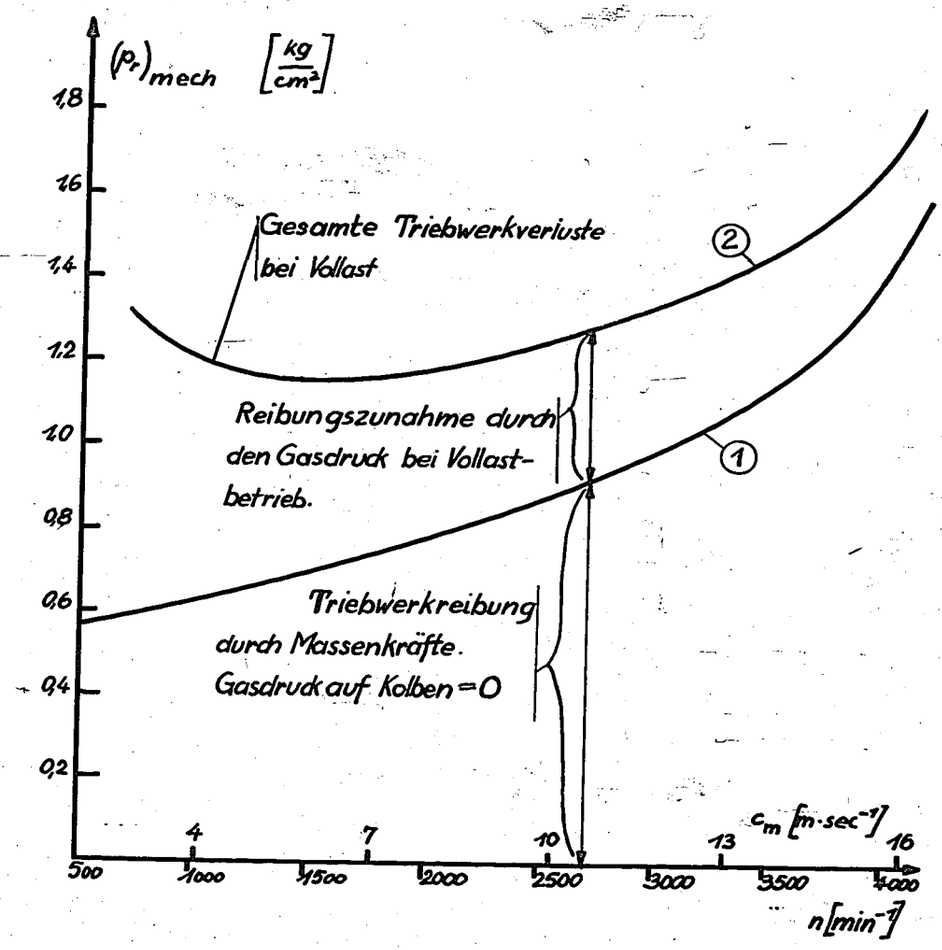


Bild 9

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m. Die Kurven beziehen sich auf das Viertaktverfahren und auf eine Maschine mit Rollenlagern. (Bohrung D = 80 mm, Hub s = 117,5 mm, Zylinderhubvolumen V_h = 590 cm^3) Die mittleren Reibungsdrücke p_r sind unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb, also einschließlich des Einflusses des den Kolben belastenden Gasdruckes wieder.