

V. Messung der mittleren Flammgeschwindigkeit

Nachdem Schnauffer festgestellt hat, daß die normalen Verbrennungsgeschwindigkeiten (bei nicht klopfendem Betrieb) der gebräuchlichen Kraftstoffe für Ottomotoren in gleicher Größenordnung liegen¹³⁾ und daß die Flammgeschwindigkeiten nach Klopfbeginn fast unendlich große Werte annehmen¹⁴⁾, ist zu erwarten, daß die mittlere Flammgeschwindigkeit gute Anhaltswerte für die Größe des Ladungsteiles liefert, der bis zum Klopfbeginn bereits verbrannt ist. Daß diese Werte allein die Klopfbarkeit genau bestimmen, ist nicht zu erwarten, denn die Wirkung des hinter der Flammenfront etwa noch vorhandenen brennbaren Restgases kann darin nicht enthalten sein. Trotzdem gibt die mittlere Flammgeschwindigkeit wesentlich bessere Anhaltswerte für die Klopfbarkeit, als sie etwa mit Springstabilitätsindikatoren gefunden werden.

Grundsätzlich läßt sich die Messung mit Hochvakuumröhren etwa mit einer Versuchsanlage, wie sie Bild 39 darstellt, durchführen. Als Eingangsröhre wurde hier eine RE 074 d gewählt, deren Anodenstrom J von der Gitterspannung U etwa nach dem Diagramm in Bild 40 beeinflusst wird.

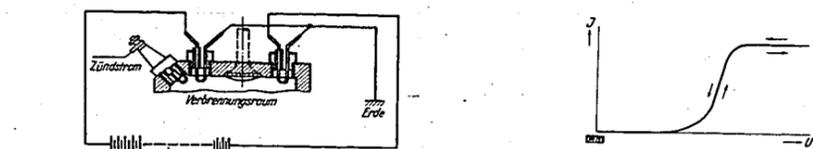


Bild 40.
Kennlinie einer Hochvakuumröhre.

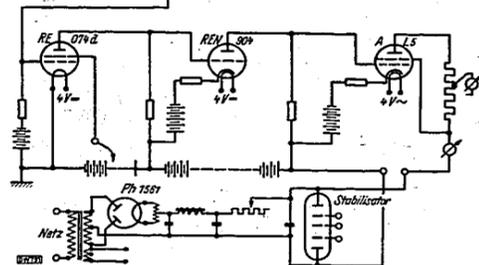


Bild 39. Versuchsanordnung zur Messung der Verbrennungszeiten mit Ionisationsstrecken und Hochvakuumröhren.

festen Gittervorspannung für dieses Rohr wird so gewählt, daß der Arbeitspunkt im unteren waagerechten Ast der Kennlinie liegt. Durch das Ansprechen einer Ionisationsstrecke I wird er nach rechts auf den oberen waagerechten Ast verschoben, so daß dann der konstante, höchstmögliche Anodenstrom fließt. Mit der abnehmenden Ionisationsspannung wandert der Arbeitspunkt wieder nach links. Durch die Spannung der ersten Ionisationsstrecke muß also die Eingangsröhre soweit übersteuert werden, daß sich der Arbeitspunkt noch auf dem oberen waagerechten Teil der Kennlinie befindet, wenn eine zweite Ionisationsstrecke II anspricht, die die Röhre dann wieder sperrt. Bei der Durchführung von Messungen mit dieser Versuchsanlage hat sich ergeben, daß bei Klopfbetrieb die erste Ionisationsstrecke beim Klopfbeginn in den weitaus meisten Fällen noch einmal anspricht, wie es das Diagramm in Bild 41 zeigt, in dem zur Verdeutlichung der Verlauf nochmals schematisch angegeben ist. Das Diagramm wurde mit einer Doppelstrahlröhre in der gleichen Weise gewonnen, wie es bereits in Bild 16 für eine Ionisationsstrecke angegeben ist. Im Kurvenzug für die Ionisationsstrecke II sind Zünd- und Totpunktmarken enthalten. Das zweite Ansprechen der ersten Ionisationsstrecke wird wahrscheinlich durch die brennbaren Restgase veranlaßt, die zunächst hinter der Flammenfront zurückbleiben und erst beim Klopfen verbrennen. Es hat zur Folge, daß die Spannung der zweiten Ionisationsstrecke oft nicht ausreicht, um die Wirkung der ersten restlos aufzuheben, weil diese erst später zusammenbricht als die zweite. Andererseits sind mit dieser Versuchsanordnung längere Verbrennungszeiten, etwa bei nicht klopfendem Betrieb, nicht zu messen, weil jetzt die Spannung der

¹³⁾ K. Schnauffer, VDI-Sonderheft Dieselmotoren V, Berlin: VDI-Verlag 1931, S. 127.
¹⁴⁾ K. Schnauffer, Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 456.

ersten Ionisationsstrecke, die dann stets nur einmal anspricht, bereits zusammengebrochen ist, ehe die zweite einsetzt. Die Anwendung von Speichergliedern ist zwar grundsätzlich möglich, erfordert aber eine umfangreiche Anlage, weil die durch die Ionisationsstrecken fließenden Ströme bei weitem nicht hinreichen, um die notwendigen Kondensatoren aufzuladen. Es wäre eine mehrstufige Vorverstärkung nötig.

In diesem Zusammenhang soll noch eine Beobachtung erwähnt werden, für die z. Z. keine schlüssige Erklärung gegeben werden kann. Es wurde festgestellt, daß die Ionisationsspannung sehr verschiedene Beträge annimmt, wenn unter sonst gleichen Bedingungen die Batterie (Bild 16) umgepolt wird, d. h., wenn einmal der Plus-, das anderemal der Minuspol an die Ablenkplatte des Braun'schen Rohres gelegt wird. Vielleicht spielt hier die Temperatur der beiden Elektroden eine Rolle, die beide in Platin ausgeführt sind. Da die Wärmeleitungsbedingungen der an der Masse liegenden Elektrode besser sind, wird sie kälter bleiben als die isolierte Elektrode.

Zur Vermeidung der beschriebenen Mängel wurde eine Versuchsanlage entwickelt, wie sie in Bild 42 dargestellt ist. Die Anordnung der Ionisationsstrecke und Zündkerze im Zylinder zeigt Bild 43, in dem auch eine Quarzkammer zu sehen ist, die Kontrollen gestattet. Als Verbrennungsbeginn wird der Zeitpunkt angenommen, in dem eine unmittelbar neben der Zündkerze angeordnete Ionisationsstrecke I anspricht. Durch sie wird die gittergesteuerte Glimmlampe A (Thyatron) gezündet, die bisher durch eine negative Gitterspannung gesperrt war. Der nun durch A fließende Anodenstrom heizt den Widerstand 1 und wird durch Änderungen der Gitterspannung (Ionisation) nicht mehr beeinflusst. Bei Klopfbeginn spricht die Ionisationsstrecke II an, die im Verbrennungsraum am äußersten Ende der Zündkerze entgegen angeordnet ist. Durch die Ionisationsstrecke II wird eine zweite Glimmlampe B gezündet. Der hier nun fließende Anodenstrom heizt den Widerstand 2 auf. Nach Zündung von B wird durch den von der Kurbelwelle betätigten Schalter S die Anodenspannung

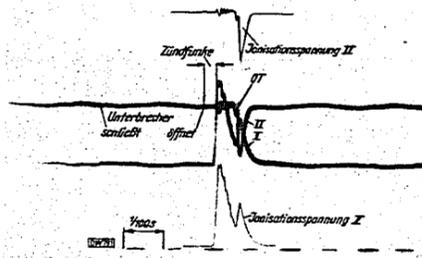


Bild 41.

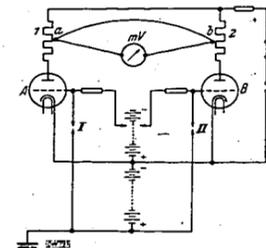


Bild 42.

Bild 41. Ionisationsspannungen, zeitlicher Verlauf für 1 Arbeitsspiel.

Bild 42. Versuchsanordnung zur Messung der Verbrennungszeiten mit Ionisationsstrecken und gittergesteuerten Glimmlampen.

Bild 43. Anordnung von Meßgeräten im Zylinderkopf (vgl. Bild 39 und 42).

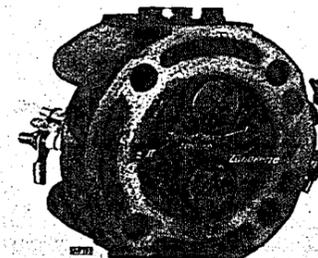


Bild 43.

unterbrochen und beide Röhren werden so gleichzeitig gelöscht. Da die Ionisationsstrecke I zeitlich früher anspricht als II, erreicht der Widerstand 1 eine höhere Temperatur als 2. Beide Widerstände sind völlig gleich und durch beide Stromkreise fließen gleiche Ströme. Der Temperaturunterschied zwischen 1 und 2 wird durch ein Thermolement gemessen, dessen Warmlötstelle *a* von 1 und dessen Kaltlötstelle *b* von 2 umgeben wird. Dieser Temperaturunterschied ist nur von der Zeit abhängig, um die I früher anspricht als II. Er gibt also die Zeit an, die vom Verbrennungsbeginn bis zum Klopfbeginn verstreicht. Damit läßt sich leicht die Größe des Ladungsteiles bestimmen, der bis zum Klopfbeginn unter normalen Bedingungen verbrannt ist, wenn die normale Flammengeschwindigkeit bekannt ist und nach Klopfbeginn eine unendlich große Verbrennungsgeschwindigkeit angenommen wird. Eine Ermittlung der normalen Flammengeschwindigkeit ist aber mit derselben Versuchseinrichtung möglich. Da sich beim Klopfbeginn die Verbrennungsgeschwindigkeit sprunghaft ändert, zeichnet er sich meist durch einen deutlichen Knick in der Kurve ab, die entsteht, wenn die gemessene Thermospannung über dem Verdichtungsgrad oder der Vorzündung aufgetragen wird. In den Werten für diesen Knick erhält man eine durchaus brauchbare und ziemlich genaue Rechenunterlage.

In Bild 44 ist der Anodenstrom einer der benutzten Röhren über der Gitterspannung für eine konstante Anodenspannung schematisch aufgetragen. Beim Erreichen der Gitterspannung U_k wird die Röhre gezündet und läßt dann einen unveränderlichen Anodenstrom durch, selbst wenn sich die Gitterspannung ändert, bis die Anodenstromquelle abgeschaltet wird. In Bild 45 ist der Verlauf der Anodenströme und der Gitterspannungen über der Zeit schematisch dargestellt. Wenn es nicht möglich ist, zwei Ionisationsstrecken unterzubringen, so kann die Steuerung der beiden Glimmlampen mit einer Quarzkammer erfolgen; allerdings verliert die Anlage an Übersichtlichkeit und Einfachheit, weil Verstärker notwendig werden. Als Verbrennungsbeginn wird dann der Zeitpunkt angenommen, in dem der Gasdruck im Zylinder gerade einen zu bestimmenden Wert erreicht. Als Verbrennungsende dagegen ist der Beginn der Klopf Frequenzen im Druck-Zeitdiagramm zu werten. Daß dabei Fehler entstehen, die hier allerdings ohne große Bedeutung bleiben werden, geht aus den Ausführungen auf S. 16 hervor.

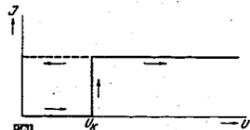


Bild 44. Kennlinie einer gittergesteuerten Glimmlampe.

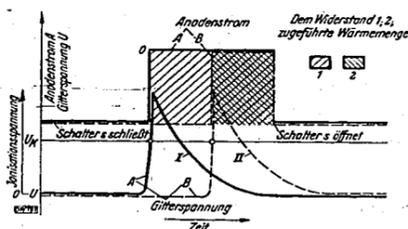


Bild 45. Schematisches Diagramm für 1 Arbeitsspiel, Versuchsordnung aus Bild 42.

In Bild 46 sind die veränderlichen Verbrennungszeiten über dem Verdichtungsverhältnis für einige Kraftstoffe dargestellt. Die Vorzündung blieb dabei mit 22° KW vor OT unverändert, auch die Höhe des Brennstoffspiegels und damit die Luftüberschusszahl wurde konstant gehalten. Die Werte für einige Vergleichsmessungen sind in Bild 47 dargestellt. In allen Kurven bildet sich der Beginn der klopfenden Verbrennung als Knick deutlich ab, so daß eine rechnerische Ermittlung des Ladungsanteiles (räumlich), der sich erst nach Klopfbeginn entzündet, möglich ist. Gleichlaufende Untersuchungen für eine größere Zahl verschiedener Kraftstoffe, die die Unterlagen für ein später vorzuschlagendes Auswertungsverfahren liefern sollen, sind noch im Gange. Es ist jedoch auf Grund bereits vorliegender Ergebnisse zu erwarten, daß das angedeutete Verfahren wertvolle Einblicke in den Verbrennungsablauf gestattet. Dabei sei darauf hingewiesen, daß die absolute Höhe der Flammengeschwindigkeit vor Klopfbeginn wahrscheinlich keinen Bewertungsmaßstab darstellt. Viel wichtiger dagegen ist die Feststellung des Verdichtungsverhältnisses, bei dem das Klopfen beginnt, was meist schon der Fall ist, ehe das Klopfgeräusch hörbar wird und ehe ein Springstabindektor anspricht. Aufschlußreich ist sicherlich auch ein Vergleich der Winkel, unter denen die beiden Äste der Kenn-

000875

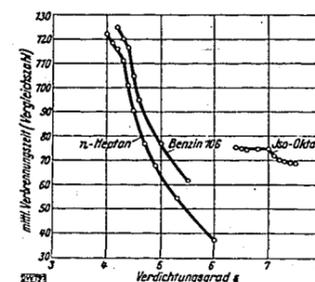


Bild 46. Verbrennungszeiten in Abhängigkeit vom Verdichtungsgrad für verschiedene Kraftstoffe.

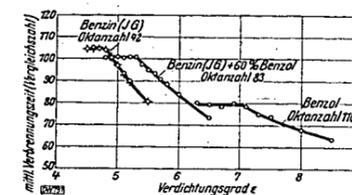


Bild 47. Verbrennungszeiten in Abhängigkeit vom Verdichtungsgrad für verschiedene Kraftstoffe.

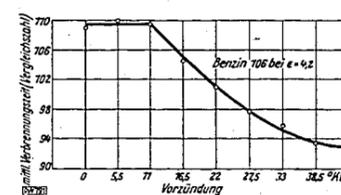


Bild 48. Verbrennungszeiten in Abhängigkeit von der Vorzündung.

linien (Bild 46 und 47) eine Horizontale schneiden, die durch den Knick zu legen ist.

Mit der beschriebenen Anlage ist die Bestimmung der Klopfgrenzwerte, wie sie Berg¹⁵⁾ vorschlägt, eindeutig möglich. In Bild 48 sind die mittleren Verbrennungszeiten für einen Kraftstoff in Abhängigkeit von der Vorzündung (für eine feste Vergaseinstellung) dargestellt. Auch hier ist wiederum der Klopfbeginn eindeutig als Knick feststellbar. Auf diese Weise ist es möglich, das Klopfverhalten einzelner Zylinder bei Vielzylindermaschinen nachzuprüfen und festzustellen, ob eine Maschine mit einem bestimmten Kraftstoff ober- oder unterhalb der Klopfgrenze läuft. Da diese Feststellung bei der vorgeschriebenen Prüfung der Klopfestigkeit von Motoren verlangt wird, ist man dann nicht mehr auf das menschliche Ohr als Meßgerät angewiesen.

VI. Zusammenfassung

1. Auf die erreichbare Meßgenauigkeit von Springstabindektoren, die in zahlreichen Sonderausführungen benutzt werden, wirkt sich grundsätzlich die Membraneigenschwingung sehr ungünstig aus. Der Stromübergang wird durch Brandstellen auf den Kontaktflächen oft plötzlich gestört. Die Eigenschwingungen der verschiedenen Federn, die als Kontakthalter usw. Verwendung finden, verfälschen die Meßergebnisse.

2. Meßergebnisse, die sich mit Springstabindektoren ergeben, werden außer durch die Druckanstiegsgeschwindigkeit ($dp/d\alpha$) meist auch durch die Größe des Verbrennungsenddruckes und durch die Druckabfallgeschwindigkeit (Expansion) beeinflusst. Da keiner dieser drei Faktoren eindeutig vom Klopfvorgang abhängt, ist nicht anzunehmen, daß die Klopfstärke mit Springstabindektoren richtig veranschaulicht werden kann.

3. Gleichgültig, ob eine „Klopferschwingung“ im Druckdiagramm sichtbar wird oder nicht, können durch geeignete Verstärkerschaltungen die „Klopf Frequenzen“ aus den Maschinerschütterungen und aus dem Druckdiagramm ermittelt werden, die eine Bestimmung der Klopfstärke gestatten. Dabei kann aber nur die Bestimmung von Mittelwerten zum Erfolg führen, weil für die einzelnen Arbeitsspiele sowohl die Schwingungsweite als auch die Höhe der Klopf Frequenz schwankt.

4. Die Bestimmung der Lage des Klopfzentrums oder die Ermittlung der mittleren Flammengeschwindigkeit im Verbrennungsraum gestattet eine Veranschaulichung des Verbrennungsablaufes. Zum gleichen Ziele führt die Festlegung des Kurbelwinkels, bei dem das „Klopfen“ beginnt, d. h. bei dem die „Klopf Frequenz“ einsetzt. Auch hier kann nur die Messung von Mittelwerten wirklich zum Erfolg führen.

¹⁵⁾ Autom.-techn. Z. Bd. 42 (1939) S. 41.

Schrifttumzusammenstellung¹⁶⁾

- von Ardenne, M., Die Kathodenstrahlröhre, Berlin: J. Springer 1931.
- Auer, L., Untersuchungen über das Klopfen von Vergasermotoren, VDI-Forschungsheft 340, Berlin: VDI-Verlag 1931.
- Barkhausen, H., Elektronen-Röhren, Leipzig: S. Hirzel 1928.
- Bartholomew, E., H. Chalk und B. Brewster, Carburetion, Manifolding and Fuel Antiknock Value S. A. E. J. Bd. 42 (1938) S. 141.
- Becker, A. E., Effect of Test Conditions on Fuel Rating, S. A. E. J. Bd. 42 (1938) S. 63.
- Bergold, F., Hilfsbuch für Rundfunk und Verstärkertechnik, Berlin: Weidmannsche Verlagsbuchhandlung 1938.
- Blackwood, A. J., C. B. Kass und G. H. B. David, A Practical Approach to the Road Detonation Problem, S. A. E. J. Bd. 43 (1938) S. 427.
- Campbell, J. M. und G. Lovell, Application of Statistical Concepts to the Knock-Rating Problem, S. A. E. J. Bd. 43 (1938) S. 421.
- Cranz, C., Lehrbuch der Ballistik, Bd. 2, Berlin: J. Springer 1926.
- Drinkard, W. E. u. J. B. Macauley jr., Spark Advance and Octane Number-A Road-Test Technique, S. A. E. J. Bd. 43 (1938) S. 436.
- Fuchs, Fr., Grundriß der Funktechnik, München: R. Oldenbourg 1937.
- Geiger, J., Über mechanische bzw. elektrische Geräte zum Messen rasch veränderlicher Vorgänge, Autom.-techn. Z. Bd. 42 (1939) S. 1.
- Gießmann, W., Die Klopfestigkeit der Leichtkraftstoffe, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 833.
- Kamm, W., Das Kraftfahrzeug, Berlin: J. Springer 1936.
- Kamm, W. u. C. Schmid, Versuchs- und Meßwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeugs, Berlin: J. Springer 1938.
- Lindner, W., Entzündung und Verbrennung von Gas- und Brennstoffdampf-Gemischen, Berlin: VDI-Verlag 1931.
- MacCoul, N. u. G. T. Stanton, The Measurement of Engine Knock by Electro-Acoustic Instruments, S. A. E. J. Bd. 38 (1936) S. 70.
- MacGregor, J. R., The Influence of Humidity on Knock Ratings, S. A. E. J. Bd. 40 (1937) S. 243.
- Mache, H., Die Physik der Verbrennungserscheinungen, Leipzig: Veith & Co. 1918.
- Neue Kraftf.-Z. Bd. 11 (1936) S. 799 (Ethyl-Benzin).
- Oldberg, S., G. Way und J. B. Macauley, A Spark-Advance Indicator and Knock-Rating Observations, S. A. E. J. Bd. 41 (1937) S. 521.
- von Philippovich, A., Vergleichende motorische Prüfung der Kompressionsfestigkeit von Kraftstoffen, Erdöl u. Teer 7 (1931) S. 526.
- Püschel, J., Rennbetriebsstoffe, Motor-Kritik 18 (1938) S. 491.
- Rachel, A., Grundlagen und Anwendungen der Stromrichter, AEG-Sonderdruck.
- Rassweiler, G. M. u. L. Withrow, Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards, S. A. E. J. Bd. 42 (1938) S. 25.
- Rathgeber, L., Rundfunkröhren, Berlin: Union Deutsche Verl.-Ges. 1938.
- Reichel, H., Einfluß motorischer Versuchsbedingungen auf die Klopfestigkeitsbestimmung, Diss. T. H. Breslau 1934.
- Sabina, J. R., Correlation of Road and Laboratory Octane Numbers, S. A. E. J. Bd. 43 (1938) S. 416.
- Seiler, E., Elektrische Zündung, Licht und Anlasser der Kraftfahrzeuge, Halle: W. Knapp 1938.
- Scheibe, A., Piezoelektrizität des Quarzes, Dresden: Th. Steinkopff 1938.
- Schmidt, F. A. F., Theoretische Untersuchungen und Versuche über Zündverzögerung und Klopfvorgang, VDI-Forschungsheft 392, Berlin: VDI-Verlag 1938.
- Thiemann, A. E., Verbrennung und Brennraumgestaltung in seitengesteuerten Motoren, Motor-Kritik 18 (1938) S. 40.
- Timoshenko, S., Schwingungsprobleme der Technik, Berlin: J. Springer 1932.
- Wilke, W., Untersuchungen am Hesselman-Motor, Autom.-techn. Z. Bd. 41 (1938) S. 25.
- Withrow, L. u. G. M. Rassweiler, Slow Motion Shows Knocking and Non-Knocking Explosions, S. A. E. J. Bd. 39 (1936) S. 297.
- Zinke, O., Hochfrequenz-Meßtechnik, Leipzig: S. Hirzel 1938.

¹⁶⁾ Die in den Fußnoten bezeichneten Literaturstellen sind hier nicht nochmals aufgeführt.

000877

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 33

89

**Untersuchung
der Klopfgeräusche von Ottomotoren
mit elektroakustischen Meßgeräten**

Prof. Dr. Albert Wolfgang Schmidt
Dr.-Ing. Kurt Generlich VDI
Institut für Chemische Technologie und
Versuchslaboratorium für Mineralöle
der Technischen Hochschule München

1939

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

1.740

000878

Die Deutsche
Technische
Vereinigung
D. V. T. V.
Vereinigung
deutscher
Techniker
und
Ingenieure

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 33

Untersuchung
der Klopfgeräusche von Ottomotoren
mit elektroakustischen Meßgeräten

Prof. Dr. Albert Wolfgang Schmidt
Dr.-Ing. Kurt Generlich VDI
Institut für Chemische Technologie und
Versuchslaboratorium für Mineralöle
der Technischen Hochschule München

Bibliothek
der
Ruhchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 1939
198

1939

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

INHALTSVERZEICHNIS

I. Einführung, Zweck der Versuche	1
II. Beschreibung der benutzten Versuchseinrichtung	2
III. Versuche im Einzylindermotor	4
1. Vergleich von Treibstoffen unter Veränderung der Verdichtung	5
2. Prüfung des Zusammenhanges zwischen der Intensität des Klopfens und seinem Einsatzpunkt gegenüber dem Zündpunkt	8
IV. Versuche in Mehrzylindermotoren	10
1. Klopferhalten eines Sechszylindermotors	11
2. Oktanzahlbestimmung im Mehrzylindermotor	13
V. Zusammenfassung	14
VI. Schrifttum	15

Untersuchung der Klopfgeräusche von Ottomotoren mit elektroakustischen Meßgeräten

Von Prof. Dr. Albert W. SCHMIDT und Dr.-Ing. KURT GENERLICH VDI

I. Einführung, Zweck der Versuche

Die Ergebnisse der motorischen Kraftstoffuntersuchungen haben gezeigt, daß ein großer Teil der im Laboratorium ermittelten Analysenwerte keinen genügend zuverlässigen Bewertungsmaßstab für das Verhalten der Kraftstoffe im Motor darstellt. Die wichtigste Eigenschaft eines Leichtkraftstoffes, nämlich seine Klopfestigkeit, kann bis heute nur durch Versuche im laufenden Motor bestimmt werden. Weder Versuche, die sich mit der Aufklärung der Zusammenhänge zwischen Selbstzündungstemperatur und Klopfestigkeit befassen [1, 2]¹⁾, noch die neueren Arbeiten von Heinze und Harter [3], in denen die Klopfestigkeit zu einem empirischen Wert, dem Parachor, in Beziehung gesetzt wird, brachten eine befriedigende Lösung, sondern gestatteten lediglich eine Bestimmung der Klopfestigkeit in roher Annäherung. Der Aufstellung einer besseren Prüfmethode steht vor allem entgegen, daß es bisher weder möglich ist, die sich während der Verbrennung abspielenden chemischen Vorgänge genau zu erklären, noch die Treibstoffe, die ja stets Mischungen einer großen Anzahl verschiedenster Kohlenwasserstoffe sind, bezüglich ihrer konstitutionellen Zusammensetzung zu analysieren. Infolgedessen kommt in der Kraftstoffbewertung eine wichtige Stelle der motorischen Untersuchung zu. Es ist das Verdienst von Ricardo [2] als Erster einen Laboratoriumsmotor mit veränderlicher Verdichtung entwickelt zu haben, um darin Klopfestigkeitsbestimmungen vorzunehmen. Aus einer Reihe ähnlicher Motoren hat sich heute der amerikanische C. F. R.-Motor sowie der deutsche J. G.-Prüfmotor weitgehende Geltung verschafft. Die Erkenntnis, daß das Klopferhalten der einzelnen Treibstoffe in ganz verschiedenem Maße von betrieblichen Einflüssen abhängig ist, zwang dazu, die Brennstoffprüfung unter genau festgelegten Normalbedingungen vorzunehmen, um reproduzierbare Werte zu erhalten.

Von der Bestimmung des günstigsten Verdichtungsverhältnisses, die Ricardo vornahm, ging man zum Vergleich der zu prüfenden Stoffe mit Normalstoffen über, die stets in gleicher Qualität herstellbar sind. Als Normalkraftstoffe haben sich bekanntlich das klopfeste Iso-Oktan und das klopfreudige Normal-Heptan allgemein durchgesetzt. Die Oktanzahl eines Kraftstoffes besagt, wie viel Hundertteile Oktan ein Oktan-Heptan-Gemisch enthalten muß, um im C. F. R.-Motor unter den genannten Prüfbedingungen der A. S. T. M. die gleiche Klopfreudigkeit zu besitzen wie der betreffende Kraftstoff. Der Nachteil dieser Prüfmethode liegt vor allem darin, daß die Oktanzahl über das Verhalten eines Treibstoffes im Gebrauchsmotor keine genaue Auskunft zu geben vermag, was in Anbetracht der wesentlich verschiedenen Betriebsverhältnisse der Gebrauchsmotoren erklärlich ist. Es wurde infolgedessen mehrfach versucht, andere Meßmethoden einzuführen [4, 5, 6], wobei man sich bemühte, an die Stelle des Vergleiches der Kraftstoffe mit Testgemischen wieder Messungen der Verbrennungsdrücke, der Leistung an der Klopfgrenze oder der zulässigen Verdichtung zu setzen.

Von anderen Seiten wurden Versuche gemacht, bei denen als Maßstab für die Güte von Kraftstoffen wieder unmittelbar das auftretende Klopfgeräusch benutzt wurde. Dabei erfolgte die Geräuschmessung jedoch nicht mehr gehörmäßig, wie es früher bereits vielfach üblich war, sondern mittels elektrischer Meßgeräte. Beim Strobophonometer der Engländer Carpenter und Stansfeld [7] handelt es sich um ein Gerät, das gestattet, die Stärke eines innerhalb eines Arbeitsspieles auftretenden Geräusches zu messen. Die Geräuschaufnahme erfolgt mit einem neben dem Motor aufgestellten Mikrophon, zur Anzeige dient ein gedämpftes Milliamperemeter. Die Amerikaner Mac Coull und Stanton [8] arbeiteten mit einem in den Zylinderkopf eingebauten, dem kapazitiven Indikator ähnlichen Mikrophon. Sie maßen ebenfalls mit einem gedämpften Milliamperemeter die Intensität der Klopf-

¹⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Ende der Arbeit.

schwingungen unter besonderer Berücksichtigung der Frequenz derselben. Eine ähnliche Versuchseinrichtung, wie sie bei den Untersuchungen der vorliegenden Arbeit verwendet wurde, benutzte bereits Wawrzyniak [9]. An Stelle der Messung der Mikrofonströme mit dem Amperemeter machte er die Geräuschschwingungen auf dem Schirm einer Braunschen Röhre sichtbar. Die Klopfgeräusche hoben sich im Oszillogramm — besonders bei Einschaltung eines Resonanzgliedes — sehr gut hervor und konnten in bezug auf ihre Frequenz, ihre Dauer und den Zeitpunkt ihres Einsatzes gegenüber dem Zündzeitpunkt untersucht werden.

Wie nun im folgenden gezeigt werden soll, konnten mit Hilfe einer Meßeinrichtung, die eine Weiterentwicklung der von Wawrzyniak benutzten darstellt, neue Möglichkeiten zur Bewertung des Klopfverhaltens von Treibstoffen und Motoren angegeben werden [10]. Für die Wahl dieser von uns in den Jahren 1934/35 entwickelten Methode war in erster Linie die Tatsache von Wichtigkeit, daß das Klopfen eines Treibstoffes nicht nur unter genormten Bedingungen im Laboratoriumsmotor gemessen werden konnte, sondern daß auch die Möglichkeit bestand, an jedem beliebigen mehrzylinderigen Gebrauchsmotor ohne Einbau besonderer Einrichtungen (also ohne Anbohren der Zylinder u. dgl.) den Einfluß betrieblicher Veränderungen auf das Kraftstoffverhalten zu untersuchen.

II. Beschreibung der benutzten Versuchseinrichtung

Die Klopfgeräusche wurden bei den Untersuchungen durch ein Kondensatormikrophon aufgenommen und nach entsprechender Verstärkung auf dem Leuchtschirm einer Braunschen Röhre sichtbar gemacht. Aus den Bildern 1 und 2 ist die benutzte Versuchsanordnung zu erkennen. Im Gegensatz zu Wawrzyniak wurde zunächst auf die Frequenz des Geräusches sowie auf die Dauer des Klopfes nicht weiter eingegangen, weil in erster Linie die Geräuschintensität von Interesse war, für deren Maß die größte Amplitude innerhalb eines Klopfes benutzt wurde. Bei der photographischen Aufzeichnung der Klopfgeräusche mittels einer Spezialfilmkamera war deshalb eine solche Geschwindigkeit ausreichend, welche die einzelnen Klopferschläge im Oszillogramm lediglich soweit voneinander entfernte, daß sie einzeln meßbar waren. In Bild 3 ist dargestellt, wie aus einer Reihe aufeinanderfolgender Klopferschläge die mittlere Klopfamplitude bestimmt wurde. Derartige

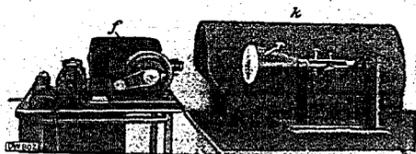


Bild 1. Ansicht des Aufnahmeapparates.
a Filmkamera; b Braunsche Röhre; c Schutzkasten für die Braunsche Röhre.

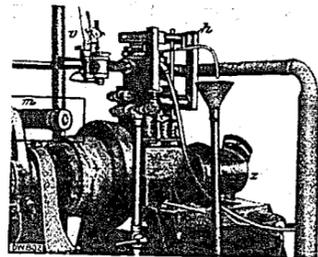


Bild 2. Ansicht des Versuchsmotors
m Mikrophon; v Vergaser; z Zündversteller; h Hebelvorrichtung zum Ausgleichen der Ventilspieländerung bei Verstellung des Ventilspiels.

Bild 3. Aufnahme einer Reihe von aufeinanderfolgenden Klopferschlägen zur Feststellung des mittleren Ausschlags. Als mittlerer Klopferschlag ergibt sich durch arithmetische Mittelung der Wert 24,4 mm.
Wiedergabe in Originalgröße



25,0 27,0 25,0 25,0 28,5 23,5 24,0 24,5 26,5 18,5 24,0 20,5 22,0 20,0 22,5 26,5 26,5 26,5 28,5 27,5 24,5 26,5 23,5 21,0 21,5 26,0 19,5 27,5

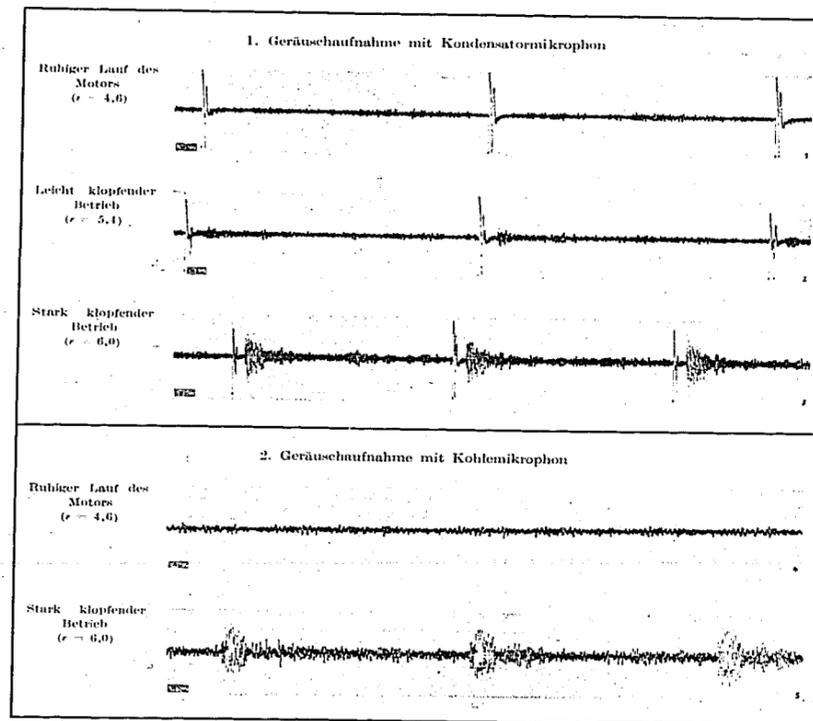


Bild 4. Oszillogramme der Motorengeräusche eines Einzylinder-Motors.
Betriebsbedingungen: Drehzahl 820 U/min; Ansaugluft-Temperatur 50°, Vorzündung 26° v. o. T., Wasseraustritts-Temperatur 70°, Schmieröl-Temperatur 10°.

Messungen der Klopf lautstärke wurden vor allem bei Untersuchungen vorgenommen, die sich mit der Prüfung des Einflusses betrieblicher Veränderungen auf das Klopfverhalten von Treibstoffen befaßten. Es wurde jeweils nach einer Betriebsänderung ein kurzes, etwa 30 Klopferschläge enthaltendes Filmstück aufgenommen und daraus der mittlere Ausschlag als Maßstab des betreffenden Zustandes bestimmt.

In Bild 4 ist gezeigt, daß bei der Geräuschaufnahme mit dem Kondensatormikrophon eine von der Zündung des Motors induzierte Störung mit aufgezeichnet wird, die bei der Verwendung des Kohlenmikrophons nicht auftritt. Beim Registrieren mit niedriger Filmgeschwindigkeit würde dieser Ausschlag stören, doch kann er leicht durch Abschirmen der Zündanlage beseitigt werden. Bei hoher Filmgeschwindigkeit gibt er eine Marke für den Zündpunkt und ermöglicht bei Mehrzylindermotoren eine Kontrolle der einzelnen Zylinder. Wenn man hier die Zündleitung eines bestimmten Zylinders unabgeschirmt beläßt, so ist dieser im Oszillogramm durch die besondere Größe seiner Zündmarke kenntlich. Es gelang nämlich beim Mehrzylindermotor nicht, durch Abschirmung der Hochspannung führenden Teile der Zündanlage die Beeinflussung des Kondensatormikrophons völlig zu vermeiden. Dadurch ergab sich jedoch der Vorteil, daß für alle Zylinder Zündmarken vorhanden waren, und daß sich ein Zylinder durch die besondere Größe seiner Marke aus den übrigen Zylindern heraushob.

III. Versuche im Einzylindermotor

Der Versuchsmotor stellt eine Nachbildung des C. F. R.-Motors dar und wurde im „Versuchslaboratorium für motorische Eignung flüssiger Brennstoffe und Schmiermittel der Technischen Hochschule Breslau“ entwickelt. Bei einem Hubraum von etwa 500 cm³ hat der Motor 78,6 mm Bohrung und 104 mm Hub. Die Verdichtung ϵ kann mittels gleicher Einrichtungen wie beim C. F. R.-Vergasermotor verändert werden, und zwar zwischen $\epsilon = 4:1$ und $10:1$, wobei die zylindrische Gestalt des Verbrennungsraumes nicht verändert wird. Es sind Einrichtungen vorhanden, die eine Überwachung und beliebige Veränderung des Zündzeitpunktes, der Zu- und Abflußtemperatur des Kühlwassers sowie der Temperaturen der Ansaugluft und des Gemisches gestatten.

Bild 5. Vergleich der Klopfausschläge einzelner ungedoppter Kraftstoffe

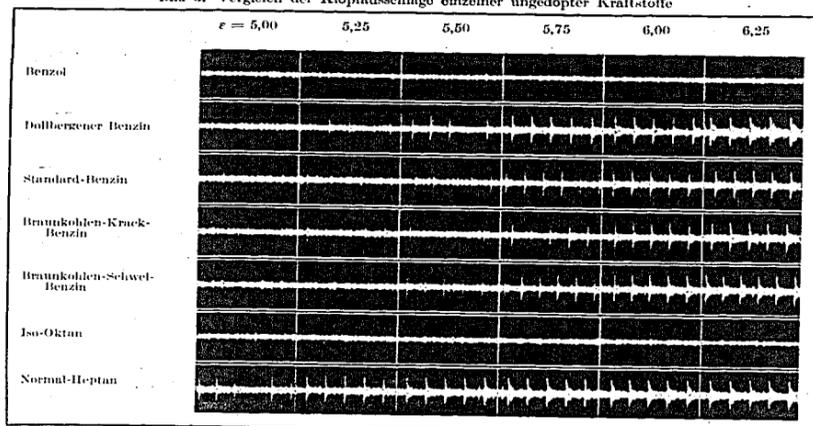
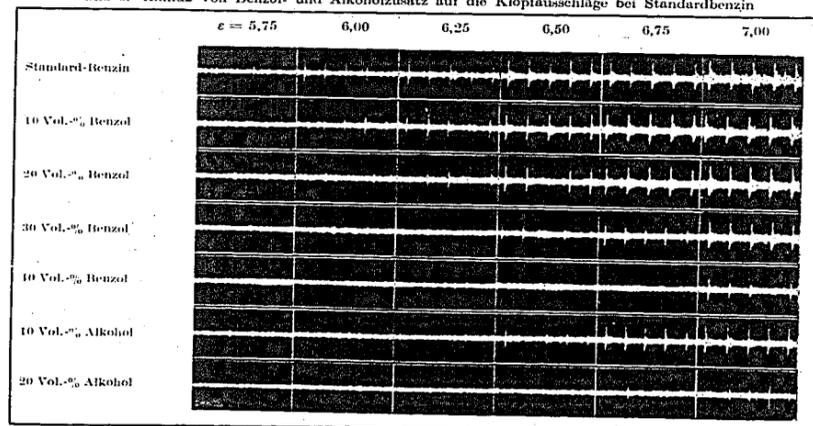


Bild 6. Einfluß von Benzol- und Alkoholzusatz auf die Klopfausschläge bei Standardbenzin



000881

1. Vergleich von Treibstoffen unter Veränderung der Verdichtung

In den Bildern 5 und 6 sind Klopfgeräusch-Oszillogramme der ersten größeren Versuchsreihen zusammengestellt. Bei diesen Versuchen wurde allerdings noch ein Kohlemikrofon verwendet, das die Geräusche weniger gut überträgt als das später verwendete Kondensatormikrofon. Zur Registrierung diente eine Filmkamera, die mit Normalkinofilm arbeitete, während später auf 6 cm breitem Papierfilm photographiert wurde.

In Bild 5 ist das Ergebnis eines Versuches gezeigt, in dem unter Steigerung des Verdichtungsverhältnisses bei Gleichhaltung der sonstigen Betriebsbedingungen das Klopfverhalten verschiedenartiger ungedoppter Treibstoffe innerhalb eines gleichen Verdichtungsgebietes zu prüfen war. Zum Versuch war der Motor zunächst warm gefahren worden, um ihn auf gleichmäßige Betriebstemperaturen zu bringen. Während der Untersuchungen wurden dann folgende Verhältnisse konstant gehalten:

Drehzahl	800 U/min
Vorzündung	20° KW v. o. T.
Temperatur	
der Ansaugluft	50°
des eintretenden Kühlwassers	rt. 20°
des austretenden Kühlwassers	rt. 70°
des Schmieröls im Kurbelgehäuse	rt. 50°

Man sieht aus den Oszillogrammen, daß Oktan und Benzol, die beiden bekannten klopfesten Testkraftstoffe, auch durch die höchste angewandte Verdichtung nicht zum Klopfen gebracht werden konnten. Andererseits zeigt das klopfreudige Heptan bereits bei einer Verdichtung von 5:1 verhältnismäßig lautes Klopfen. Die übrigen Treibstoffe sind aus den Oszillogrammen bezüglich ihrer Klopfbeständigkeit leicht zu ordnen.

Bild 6 zeigt, wie mit der elektroakustischen Methode die Wirksamkeit des Zusatzes von Benzol und Sprit auf das Klopfen untersucht werden konnte. Die Betriebsbedingungen des Versuchsmotors waren bei diesem Versuch die gleichen, wie schon bei Bild 5 beschrieben wurde. Die Bilder zeigen in

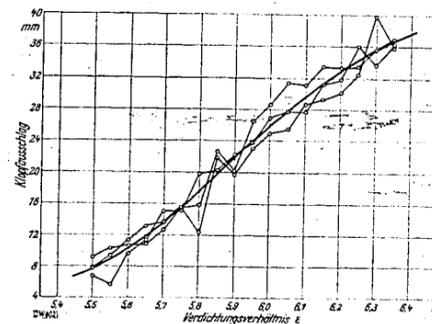


Bild 7. Klopfverhalten eines Benzins in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis, ermittelt aus drei aufeinanderfolgenden Versuchsreihen

anschaulicher Weise die bekannte Tatsache, daß einerseits das Benzol erst beim Zusatz einer verhältnismäßig großen Menge eine wesentliche Wirkung zeigt und daß andererseits Alkoholzusatz fast die gleiche Wirkung hat wie der Zusatz einer doppelten Menge Benzol.

Eine wesentlich bessere Möglichkeit zur quantitativen Auswertung boten die später auf 6 cm breitem Papierfilm aufgenommenen Oszillogramme. Es konnte durch Auftragung der gemessenen mittleren Klopfamplitude über den veränderten Betriebsbedingungen die Klopfkurve eines Kraftstoffes gewonnen werden. In Bild 7 ist auf diese Weise das Klopfverhalten eines Benzins in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis, wie es sich in drei aufeinanderfolgenden Versuchsreihen ergab, kurvenmäßig dargestellt. Die mittlere Kurve ähnelt in ihrer Form den bereits früher von Stansfield und Carpenter [7] angegebenen; doch konnte natürlich durch die vorliegende Methode der von jenen gezeigte Kurventeil des unruhigen Laufes der Maschine nicht miterfaßt werden.

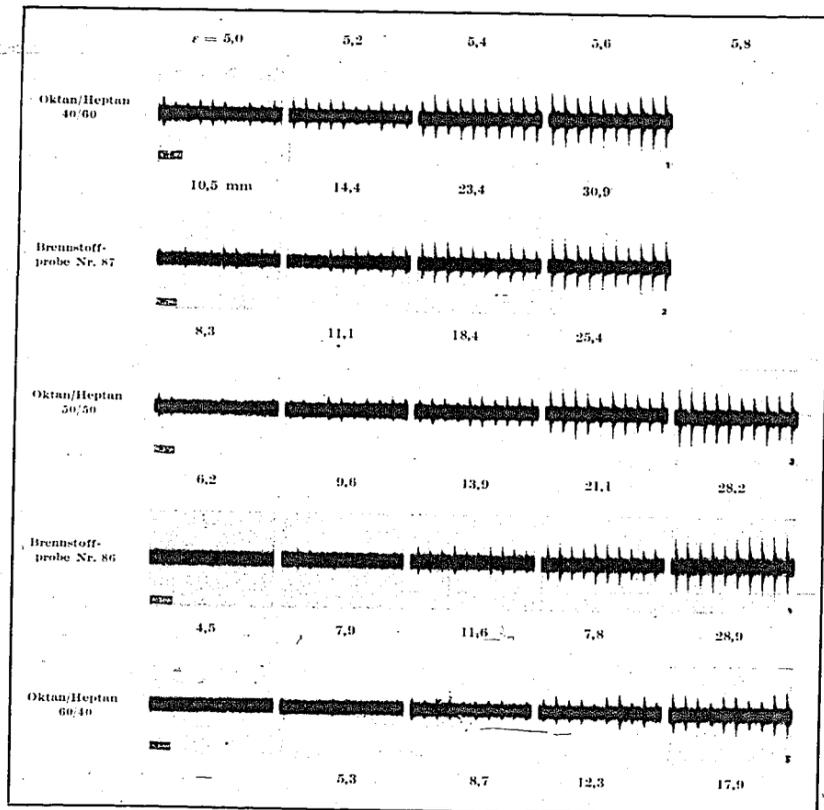
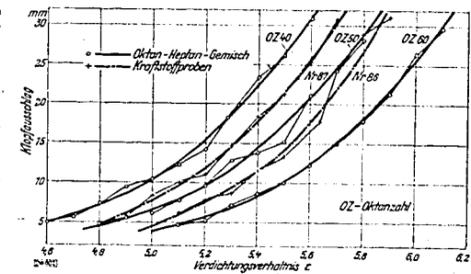


Bild 8. Vergleich der Klopfanschläge verschiedener Kraftstoffproben mit denen von Testgemischen unter Veränderung des Verdichtungsverhältnisses.
Unter den einzelnen Bildern sind jeweils die mittleren Klopfanschläge angegeben.

Es lag nun nahe, verschiedenartige Treibstoffe hinsichtlich ihrer Klopfkurven zu vergleichen und gleichzeitig zu prüfen, ob Verdichtungssteigerungen auf das Klopfverhalten aller Treibstoffe den gleichen Einfluß haben. Bild 8 zeigt, wie unter Veränderung der Verdichtung zwei Kraftstoffproben mit entsprechenden Testgemischen verglichen wurden. Die aus den mittleren Klopfanschlägen gewonnenen Klopfkurven der geprüften Stoffe sind in Bild 9 einander gegenübergestellt. Offenbar sind nun die Kurven der Testkraftstoffe wesentlich flacher als die der beiden Kraftstoffproben, zweier rumänischer Leichtbenzine. Dies bedeutet, daß es keineswegs gleichgültig ist, bei welcher Klopfintensität Oktanzahlbestimmungen vorgenommen werden, sondern daß das Ergebnis von der angewandten Lautstärke abhängig ist. Während den beiden Treibstoffen aus der Prüfung bei leichtem Klopfen Oktanzahlen von 50 bzw. 57 zuzuordnen wären, ergeben sich aus der Prüfung bei heftigem Klopfen Oktanzahlen von etwa 44 bzw. 52. Das umgekehrte Ergebnis, nämlich ein Steigen des Oktanwertes mit der Klopfintensität, die beim Vergleich verwendet wurde, konnte ebenfalls mehrfach beobachtet

Bild 9. Die aus Bild 8 gewonnenen mittleren Klopfamplituden in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis.



werden, und zwar besonders bei verschiedenen Braunkohlenkrackbenzinen. Auch dies scheint also mit ein Grund für die bekannte Tatsache zu sein, daß die Kraftstoffprüfung im C. F. R.-Motor keinen genauen Aufschluß über das Verhalten der Kraftstoffe im Gebrauchsmotor zu erbringen vermag.

In einem weiteren Versuch wurde es unternommen, den Einfluß verschiedener Ansauglufttemperaturen auf die sich ergebende Kompressionsbeständigkeit und Oktanzahl von Treibstoffen zu untersuchen; denn gerade in der Anwendung verschiedener Luft- und Gemischvorwärmung scheint der wesentlichste Unterschied in den Normalbedingungen der verschiedenen Laboratoriumsmotoren zu liegen. Es wurden verschiedene Treibstoffe von ungefähr gleicher Klopfintensität unter Veränderung des Verdichtungsverhältnisses bei Vorwärmung der Ansaugluft auf 50 bzw. 150 mit entsprechenden Testgemischen verglichen. Da die Kraftstoffe Versuchen entstammen, die im Rahmen der Straßenklopfversuche des „Deutschen Benzolverbandes Bochum“ durchgeführt wurden, können zum Vergleich auch die nach der C. F. R.-Motor-Methode bestimmten Oktanzahlen und die mittleren Werte der Straßenversuche angegeben werden. In einzelnen wurden für den Versuch folgende Stoffe benutzt:

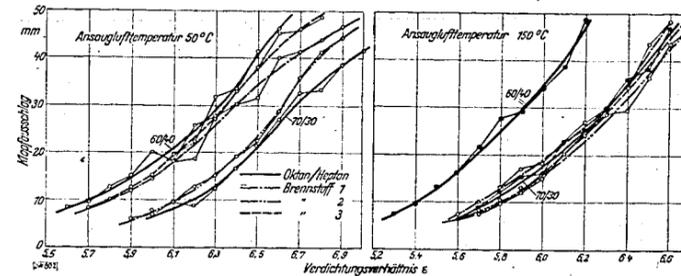
Nr.	Kraftstoff
1	Benzin 40 Vol.-% Motorenbenzol
2	Benzin 20 Vol.-% Äthylalkohol
3	Benzin 0,5 cm ³ /l Tetramethylblei
4	Oktan Heptan 60/40
5	Oktan Heptan 70/30

Die Betriebsbedingungen des Versuchsmotors waren:

Drehzahl	800 U/min
Vorwärmung	26° KW v. o. T.
Temperatur	
des eintretenden Kühlwassers	20
des austretenden Kühlwassers	70
des Schmieröls im Kurbelgehäuse	50

Die erhaltenen Klopfkurven sind in Bild 10 aufgetragen. Sie zeigen, wie stark die Oktanzahl der untersuchten Stoffe von der benutzten Luftvorwärmung abhängig ist. Besonders die Testgemische verlieren mit höherer Vorwärmung stark an Verdichtungsbeständigkeit. Es wurde nun allerdings für sämtliche die gleiche Vergasereinstellung angewendet, nämlich diejenige, die beim Betrieb

Bild 10. Einfluß der Ansauglufttemperatur auf das Klopfverhalten.



unter den obigen Bedingungen und mit Vorwärmung der Ansaugluft auf 50° zwischen bester Leistung und günstigstem Verbrauch lag. Auf besondere Einstellung des Vergasers für jeden Treibstoff und Betriebszustand wurde verzichtet, weil auch im Gebrauchsmotor die feste Brennstoffzuteilung nicht verändert wird. Im folgenden sind nun die auf elektroakustischem Wege gefundenen Oktanzahlen und die beim Benzolverband ermittelten einander gegenübergestellt (Zahlentafel 1). Die ersteren wurden durch Interpolation aus den Klopfkurven bei einem Klopfausschlag von 25 mm bestimmt, wobei also vernachlässigt wurde, daß die einzelnen Kurven etwas verschiedene Steigung aufweisen.

Untersuchungsverfahren	Kraftstoff Nr.		
	1	2	3
C. F. R.-Motor-Methode	63	67	67
Straßenklopfversuche	68 bis 75	64 bis 75	59 bis 68
Elektroakustisch bei 100°	62 bis 63	68 bis 69	61 bis 62
Luftvorwärmung 100°	69 bis 70	71	70 bis 71

Zahlentafel 1. Zusammenstellung über die nach der C. F. R.-Methode und nach der elektroakustischen Methode im Einzylindermotor, sowie die nach den Straßenklopfversuchen des Benzol-Verbandes ermittelten Oktanzahlen.

Die Werte zeigen eindringlich, wie wenig die Oktanzahl geeignet ist, eine zuverlässige Bewertung eines Kraftstoffes in einem beliebigen Motor anzugeben. Weder die C. F. R.-Oktanzahl noch die elektroakustisch bestimmten Oktanzahlen geben für sämtliche Kraftstoffe den Mittelwert der Straßenversuchszahlen an. Aber auch wenn tatsächlich eine bessere Übereinstimmung durch geeignete Wahl der Betriebsgrößen bei der Laboratoriumsprüfung erreicht werden könnte, so wäre damit noch nicht bewiesen, daß diese Werte auf jeden beliebigen Gebrauchsmotor leicht umzurechnen wären.

Eine bessere Möglichkeit der Kraftstoffbewertung zu schaffen, gelänge wohl in erster Linie dadurch, daß die Kenntnisse der sich während des Verbrennungsablaufes abspielenden chemischen und physikalischen Vorgänge beträchtlich erweitert werden, wobei besonders auch den von den baulichen und betrieblichen Verhältnissen des Motors bedingten Einflüssen Beachtung zu schenken sein wird. Auch in dieser Richtung wurden nun nach der vorliegenden Untersuchungsmethode einige Messungen durchgeführt, über die im folgenden Abschnitt berichtet werden soll.

2. Prüfung des Zusammenhanges der Intensität des Klopfens und seinem Einsatzpunkt gegenüber dem Zündpunkt

Wenn bei nichtabgeschirmter Zündung die Klopfgeräusche mit einer hohen Filmgeschwindigkeit registriert werden, so ist die Möglichkeit geboten, aus den erhaltenen Oszillogrammen den Zusammenhang zwischen der Stärke des Klopfgeräusches und seinem Einsatzpunkt gegenüber dem Zündpunkt zu prüfen. Dies wurde dazu verwertet, um zu untersuchen, welchen Einfluß die Anwendung von zwei Zündstellen auf das Klopfen des Versuchsmotors hat. Durch die Arbeiten von Ricardo, Schmauffer und anderen Forschern ist bekannt, daß die Anwendung zweier Zündstellen die Verbrennungsverhältnisse stark beeinflußt und insbesondere das Klopfen zu beseitigen bzw. stark herabzusetzen imstande ist.

Bild 11 zeigt, daß der Versuchsmotor die Anbringung zweier gegenüberliegender Zündkerzen gestattet. Zum Betriebe dieser beiden Zündkerzen wurden zwei Zündspulen primärseitig unter Verwendung der gleichen Stromquelle und des gleichen Unterbrechers parallel geschaltet, so daß also ein gleichzeitiges Auslösen der beiden Zündfunken gewährleistet war. In Bild 12 sind Ausschnitte aus den Oszillogrammen zusammengestellt.

Die Betriebsverhältnisse des Versuchsmotors waren hierbei folgende:

Drehzahl	820 U/min
Vorzündung vor o. T.	26° KW
Temperatur	
der Ansaugluft	20°
des eintretenden Kühlwassers	rd. 20°
des austretenden Kühlwassers	70°
des Schmieröls im Kurbelgehäuse	52°
Abstand des Mikrophons vom Motor	60 cm
Kraftstoff: Tankstellenbenzin amerikanischer Herkunft.	

Die Zeit zwischen dem Zündpunkt und dem Einsatz des Klopfgeräusches — gemessen in Kurbelwinkelgraden — konnte dadurch bestimmt werden, daß die betreffende Länge im Oszillo-

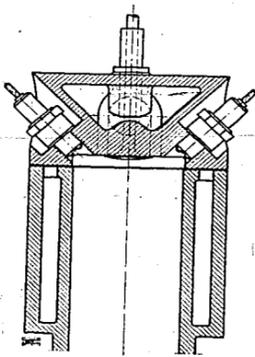


Bild 11. Zylinderraumform des Versuchsmotors.

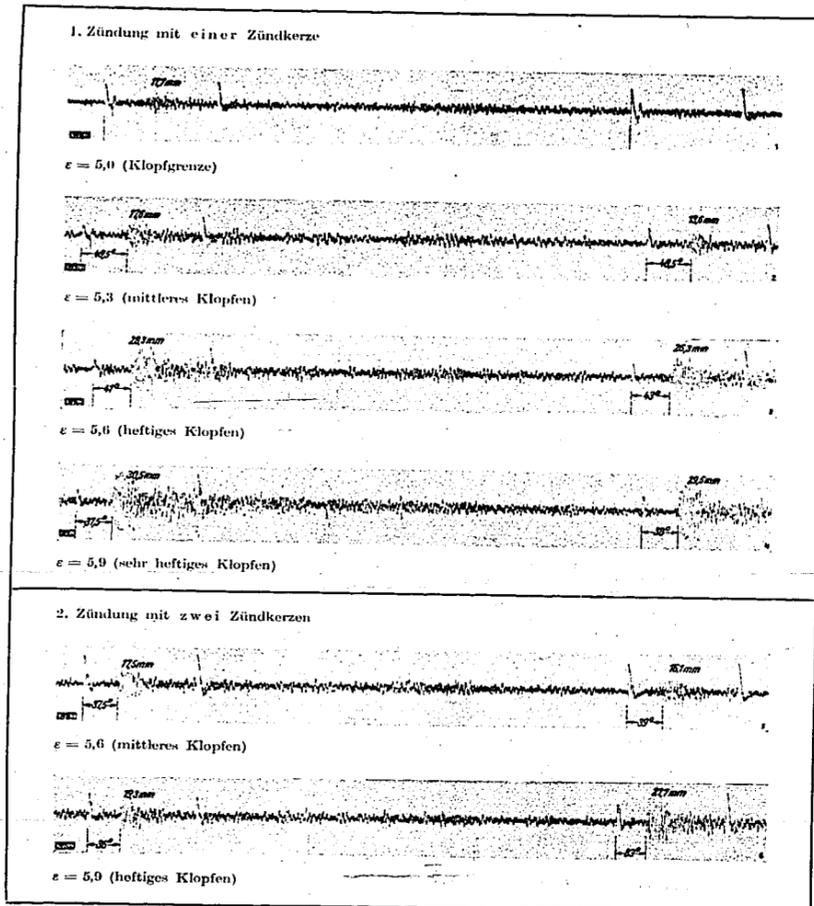


Bild 12. Zusammenhang zwischen Klopfintensität und -intensität.

Von den gestrichelten senkrechten Linien bedeuten jeweils die ersten den Zündzeitpunkt, die zweiten den Beginn des Klopfens. Die angegebenen Winkelgrade enthalten bereits die im Text angeführte Korrektur (9° KW). Die über den Diagrammen stehenden mm-Angaben stellen die Maximalwerte der Klopfamplituden dar. Beim obersten Bild fehlt die Winkelangabe, da hier die Klopfanschlüsse zu gering sind (links) oder ganz fehlen (rechts).

gramm zur Länge des gesamten Viertaktspiels in Beziehung gesetzt wurde. Der so berechnete Winkelweg muß dann aber noch entsprechend der Zeit vermindert werden, die der Schall benötigt, um vom Motor zum Mikrophon zu gelangen. Die Motordrehzahl von 820 Umläufen je Minute entspricht der Zurücklegung eines Winkelweges von 4920° KW/s. Bei der Mikrophonentfernung von 60 cm und einer

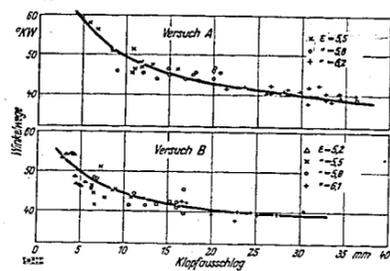


Bild 13. Zusammenhang zwischen Klopfintensität und -intensität: Zwischen Zündpunkt und Klopfintensität verstrichene Zeit in Abhängigkeit vom Klopfausschlag.
Versuch A: Eine Zündstelle. Versuch B: Zwei Zündstellen.

Schallgeschwindigkeit von 333 m/s berechnet sich der Winkelweg s , den die Kurbel in der Zeit t zurücklegt, in welcher der Schall vom Motor zum Mikrophon gelangt, wie folgt:

$$t = \frac{0,6}{333} = 0,0018 \text{ s;} \\ n = 4920 \cdot 0,0018 = 8,9 \text{ KW.}$$

Von den aus den Längen in den Oszillogrammen berechneten Winkelwegen wurden also jeweils 9° KW abgezogen. In Bild 13 sind die so berichtigten Winkelwege zwischen Zündung und Klopfintensität für den Betrieb mit einer und mit zwei Zündstellen über der gemessenen Klopfamplitude aufgetragen. Es zeigt sich, daß sowohl bei Anwendung einer wie auch der von zwei Zündstellen das Klopfgeräusch um so lauter auftritt, je mehr es am Zündpunkt liegt. Da festgestellt ist, daß das Klopfen durch eine beschleunigte Verbrennung eines Gemischrestes hervorgerufen wird, war dieses Ergebnis zu erwarten; denn — wie schon von Schnauffer [11] festgestellt wurde — wird das Klopfen um so heftiger auftreten, je früher die normale Verbrennungsgeschwindigkeit sich erhöht bzw. je größer der Restanteil ist, der mit erhöhter Geschwindigkeit verbrennt.

Gegenüber der Anwendung von nur einer Zündkerze erbringt die gleichzeitige Zündung mit zwei Kerzen eine nicht unwesentliche Verminderung der Lautstärke des auftretenden Klopfens. Außerdem zeigt sich aber, daß das Klopfen nunmehr früher nach dem Zündpunkt einsetzt. Da beim Betrieb mit zwei Zündstellen die normale Verbrennung von zwei gegenüberliegenden Seiten des Zylinderraumes beginnt, wird nunmehr ein in der Mitte desselben befindlicher Gemischrest klopfend verbrennen und nicht mehr ein solcher, der sich auf der der Zündkerze gegenüberliegenden Seite des Verbrennungsraumes befindet. Dadurch ist es erklärt, daß nun die klopfende Verbrennung bereits früher nach der Zündung einsetzt als bei der Benutzung von nur einer Zündkerze.

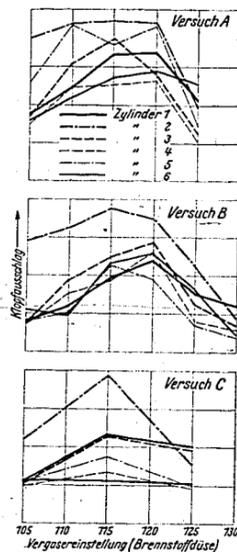
IV. Versuche in Mehrzylindermotoren

Besonders aufschlußreich waren die Ergebnisse der Untersuchungen, die in Mehrzylindermotoren durchgeführt wurden. Dadurch, daß es mittels des vorliegenden Prüfverfahrens erstmals möglich wurde, das Klopfen eines jeden einzelnen Zylinders zu überwachen, ergaben sich völlig neue Gesichtspunkte. Wie im folgenden gezeigt werden soll, konnten Einflüsse der Ansaug- und Zündverhältnisse der Motoren festgestellt werden, deren Vorhandensein an sich zwar bereits bekannt ist, die jedoch bisher nicht mit gleicher Genauigkeit qualitativ und quantitativ untersucht werden konnten.

Bild 14. Mittlere Klopfintensität der einzelnen Zylinder eines Sechszylindermotors in Abhängigkeit von der Vergasereinstellung.

Zahlentafel 2. Betriebsverhältnisse für die drei Versuchsreihen A, B und C.

Versuch	Drehzahl U/min	Vorzündung °KW	Kühlwasser- eintritts- temperatur	Kühlwasser- austritts- temperatur
A	1200	30	25°	70°
B	1240	25	25°	80°
C	1240	22	20°	75°

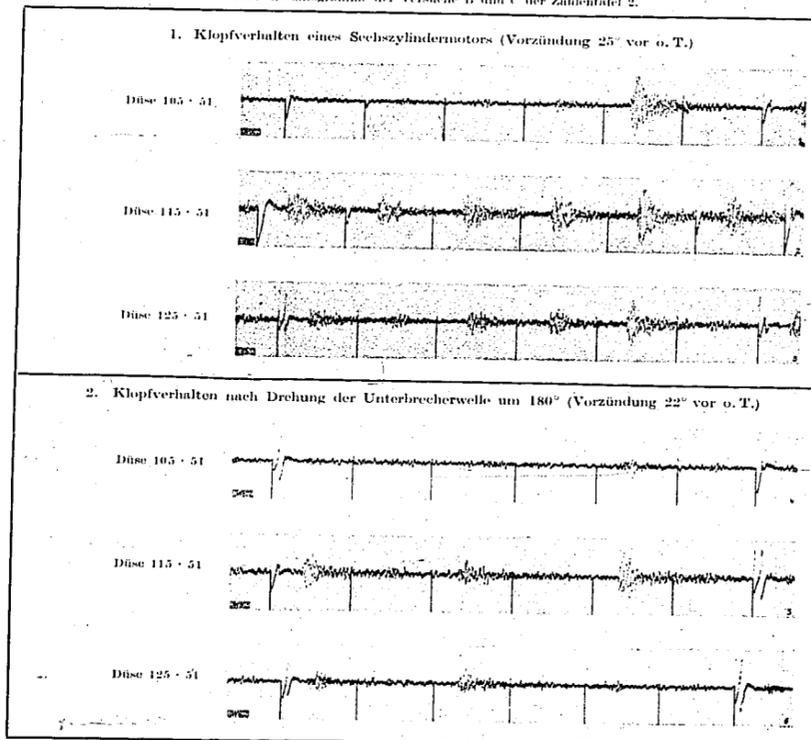


1. Klopfverhalten eines Sechszylindermotors

Bereits bei den ersten Vorversuchen an einem Mehrzylindermotor — Sechszylindermotor von 2 l Hubraum — konnte festgestellt werden, daß die einzelnen Zylinder des Motors verschieden starkes Klopfen zeigten, wobei aber immer wieder die gleichen Zylinder durch besondere Heftigkeit des Klopfens aus der Reihe der übrigen hervortraten. Neben Ungleichmäßigkeiten mechanischer Art, wie im Verdichtungsverhältnis und Zündpunkt, konnten hierfür ungleiche Gemischversorgung und ungleiche thermische Verhältnisse verantwortlich sein. Die Versuche ergaben, daß weitaus in erster Linie die ungleiche Gemischversorgung das verschiedene Verhalten der einzelnen Zylinder verursacht. In Bild 14 sind die bei drei Versuchen gemessenen mittleren Klopfintensitäten der sechs Zylinder, wie sie unter Veränderung der Vergasereinstellung ermittelt wurden, aufgetragen. Ausschnitte aus drei Oszillogrammen der Versuche B und C zeigt Bild 15. Da die Versuche nicht unter den gleichen Versuchsbedingungen des Motors und des elektroakustischen Meßgerätes durchgeführt wurden, sind sie quantitativ untereinander nicht vergleichbar, weshalb in Bild 14 die Maßstäbe der Ordinaten nicht eingetragen sind.

Die Betriebsverhältnisse bei den drei Versuchsreihen sind in Zahlentafel 2 zusammengestellt.

Bild 15. Klopfverhalten eines Sechszylindermotors. Geräuschoszillogramme der Versuche B und C der Zahlentafel 2.



Da bei den beiden ersten Versuchsreihen festgestellt worden war, daß die Zündung der einzelnen Zylinder nicht in gleichmäßigen Abständen nacheinander erfolgte, wurde für den Versuch C die Welle des Unterbrechers um 180° gedreht, wodurch die Zündung eines jeden Zylinders vom entgegengesetzten Nocken wie bisher gesteuert wurde. Aus den Oszillogrammen des Versuches A hatte sich nämlich gezeigt, daß die Vorzündung der sechs Zylinder in folgender Reihenfolge verlief:

Zyl. 1	Zyl. 5	Zyl. 3	Zyl. 6	Zyl. 2	Zyl. 4
30°	29,6°	31,3°	32,1°	33,1°	31,6° KW

Über der Zeit aufgetragen, ergeben diese Werte eine Sinuskurve, woraus hervorgeht, daß die Unterbrecher-Nockenwelle nicht genau rund lief. Beim Versuch C wurde diese Sinuskurve durch die Drehung der Unterbrecherwelle um 180° in der Zündfolge um drei Zylinderphasen verschoben.

Aus der Betrachtung der in Bild 14 zusammengestellten Ergebnisse kann man nun folgende Schlüsse ziehen:

Am lautesten klopft stets der Zylinder 2, der außerdem — ebenso wie der Zylinder 5 — bereits bei einer weniger fetten Vergasereinstellung gegenüber den anderen Zylindern sein Klopfmaximum zeigt. Eine Erklärung hierfür ergibt sich aus den Ansaugverhältnissen des Motors. Zur Besprechung derselben ist in Bild 16 eine Darstellung des Zylinderblocks mit dem Ansaugstutzen gegeben. Es ist daraus ersichtlich, daß die Zylinder in Gruppen zu zweien angeordnet sind, die wie üblich nur eine Ansaugleitung besitzen, die sich erst innerhalb des Zylinderblocks kurz vor den Ventilen gabelt. Die Ansaugleitung führt vom Vergaser in die Mitte eines waagerechten Rohrstückes, das durch je einen Stichkanal mit den drei Ansaugkanälen des Zylinderblocks in Verbindung steht. Die Zündfolge des Motors (1-5-3-6-2-4) könnte man bezüglich des Ansaugens durch diese drei Stichkanäle in I-III-II-III-I-II umformen. Vor dem Ansaugen des Zylinders 2 durch den Stichkanal I hat also der Zylinder 6 durch den Kanal III angesaugt. Nach dem Schließen des Einlasses von 6 erfolgt nun durch den Stichkanal III und das glatte Hauptrohr ein Rückstau des in Strömung befindlichen Gemisches, wodurch der in diesem Moment bereits ansaugende Zylinder 2 eine Überladung erhält. Ganz entsprechend verhält es sich mit dem Zylinder 5, der nach dem Zylinder 1 ansaugt. Weiterhin dürften nun aber die Zylinder 2 und 5 nicht nur mengenmäßig eine stärkere Ladung bekommen als die anderen, sondern gleichzeitig eine fettere Ladung und zwar daher rührend, daß sich z. B. während des Ansaugens der Zylinder 5-3-6 durch die Kanäle II und III in dem Teil der Ansaugleitung, der zu den Zylindern 1 und 2 führt, kleine Fremdstoffteilchen ablagern. Saugt dann im Anschluß an 5-3-6 der Zylinder 2 an, so werden diese Tröpfchen mitgerissen und der Zylinder 2 bekommt dadurch auch eine fettere Ladung. Entsprechende Verhältnisse liegen wiederum für den Zylinder 5 vor. Daß die Zylinder 2 und 5 tatsächlich eine fettere Ladung erhalten, ist auch aus den Kurven des Bildes 14 ersichtlich, wo sie bereits bei einer weniger fetten Vergasereinstellung gegenüber den anderen Zylindern ihr lautestes Klopfen zeigen.

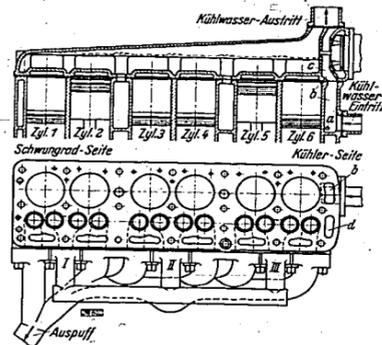


Bild 16. Zylinderblock des untersuchten Sechszylindermotors.

Vollkommen erscheint allerdings das Klopfverhalten des Motors durch die ungleiche Gemischversorgung der einzelnen Zylinder nicht geklärt. Es ist anzunehmen, daß noch weitere Einflüsse, die sich aus den vorliegenden Versuchen nicht klar ergeben, wirksam sind. Eine gewisse, jedoch nicht zu überschätzende Bedeutung wird sicherlich der bis zu 3° KW betragende Unterschied in der Vorzündung der einzelnen Zylinder besitzen. Infolge der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit konnten hierüber eingehendere Versuche nicht mehr durchgeführt werden.

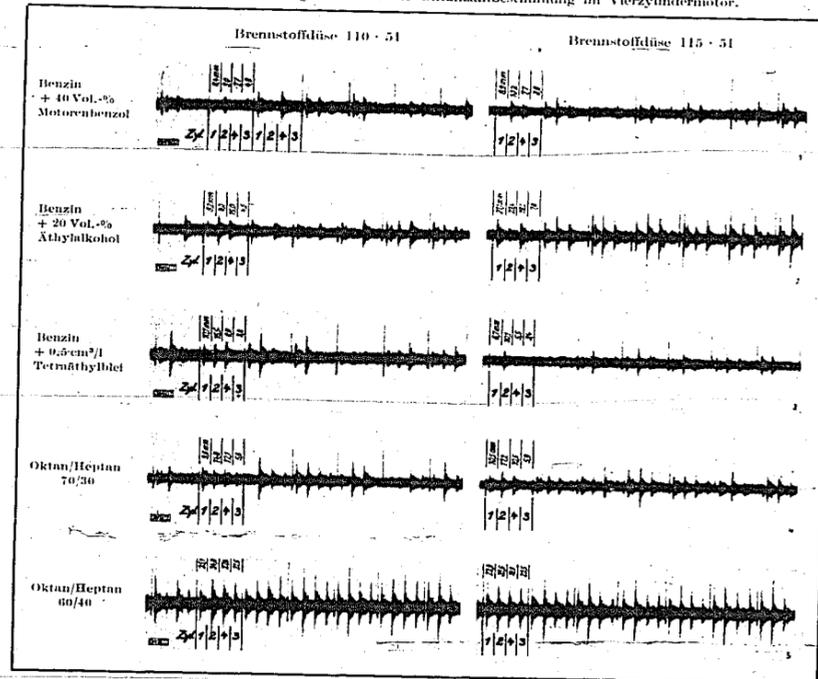
Eine weitere Beeinflussung mag durch die Kühlwasserführung des Motors hervorgerufen werden. In Bild 16 ist zugleich eine Darstellung der Kühlräume gegeben. Das Wasser kann sich bei seinem Eintritt in den Zylinderblock nur durch die kleinen Löcher α über den gesamten Kühlraum verteilen. Besonders bei höherer Drehzahl, wenn der Wirkungsgrad der Kühlwasserpumpe wegen der kleineren Spaltverluste höher liegt, wird das ein-

tretende Wasser von der Pumpe durch den Kanal b angesaugt und durch das Spiralgehäuse c und einen Kanal im Zylinderkopf durch das Loch d wieder in den Zylinderblock gedrückt. Die Wasserpumpe erhöht also die Thermosyphonwirkung des Kühlers. Betrachtet man die Kühlverhältnisse der einzelnen Zylinder, so wird zunächst einmal der Zylinder 6 mit dem kältesten Wasser gespült. Es scheint leicht möglich, daß bereits neben dem Zylinder 6 ein verhältnismäßig zu großer Anteil des Wassers emporsteigt. Dadurch wird insbesondere der Zylinder 1 von einer zu geringen Wassermenge bestrichen, die möglicherweise außerdem eine etwas höhere Temperatur hat, da sie durch das Vorbeifließen an den übrigen Zylindern bereits aufgewärmt ist. Durch diese ungleiche Kühlung kann es verursacht werden, daß die drei ersten Zylinder lauter klopfen als die entsprechenden auf der anderen Seite des Motors.

2. Oktanzahlbestimmung im Mehrzylindermotor

Im folgenden soll gezeigt werden, daß Oktanzahlbestimmungen mittels der neuen Methode in Mehrzylindermotoren ähnlich wie im Einzylindermotor vorgenommen werden können. In Bild 17 sind Oszillogramme eines Versuches zusammengestellt, in dem in einem Vierzylindermotor bei zwei Vergasereinstellungen eine Reihe von Kraftstoffen mit Testgemischen verglichen wurde. Zu diesem Versuch wurden wiederum die bereits erwähnten, den Straßenversuchen des Benzolverbandes entstammenden drei Kraftstoffe benutzt. Die Oszillogramme wurden mit niedriger Filmgeschwindigkeit aufgenommen, worauf in gleicher Weise, wie bei den Einzylinderversuchen, der mittlere Klopfanschlag für jeden Kraftstoff und Zylinder festgestellt wurde. Als Testkraftstoffe wurden Oktan-Heptan-

Bild 17. Geräuschozsillogramme für die Oktanzahlbestimmung im Vierzylindermotor.



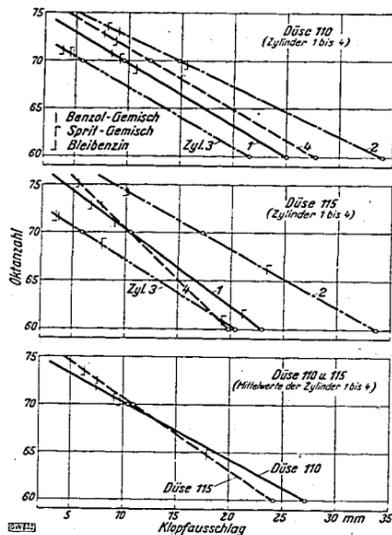


Bild 13. Oktanzahlbestimmung im Vierzylindermotor.

Zahlentafel 3. Zusammenstellung über die nach der C. F. R.-Methode im Einzylindermotor, sowie die nach Straßenversuchen und nach der elektroakustischen Methode im Mehrzylindermotor ermittelten Oktanzahlen.

Untersuchungsverfahren	Kraftstoff Nr.		
	1	2	3
C. F. R.-Motormethode	63	67	67
Straßenklopfversuche	68 bis 75	64 bis 75	56 bis 68
1,7 l 4-Zyl.-Motor	72	75	68
(Straßenversuch)			
Elektroakustisch bestimmt			
in den 4 Zyl. (Düse 110)	70 bis 73	68 bis 74	69 bis 72
in den 4 Zyl. (Düse 115)	71 bis 74	61 bis 69	71 bis 75
Mittelwert (Düse 110)	72	70,5	70,5
Mittelwert (Düse 115)	72,5	65	73,5

V. Zusammenfassung

Es wurde über Klopfversuche an Ottomotoren mit einer neuen Untersuchungsmethode berichtet, bei der die Klopfgeräusche mit einem Mikrophon aufgenommen und nach entsprechender Verstärkung als Schwingungen des Leuchtfleckes auf dem Schirm einer Braunschen Röhre sichtbar gemacht werden. Die Klopfgeräusche konnten bezüglich ihrer Stärke und ihres Einsatzzeitpunktes innerhalb des Arbeitsspieles untersucht werden. Der besondere Vorteil des Verfahrens ist es, nicht nur auf den Einzylindermotor beschränkt zu sein, sondern auch ohne nennenswerte Vorbereitungen (wie Anbohren der Zylinder u. dgl.) an jedem beliebigen Mehrzylindermotor verwendet werden zu können, wobei es möglich ist, das Verhalten eines jeden einzelnen Zylinders zu untersuchen.

Die Tatsache, daß die C. F. R.-Oktanzahl eine voll befriedigende Möglichkeit der Kraftstoffbewertung noch nicht darstellt, führte dazu, die Gründe näher zu untersuchen, welche die mangelnde Übertragbarkeit der C. F. R.-Oktanzahl auf Gebrauchsmotoren verursachen. Da eine große Zahl der Einflüsse, die auf den Verlauf der Verbrennung einwirken, nicht vom Treibstoff allein, sondern auch vom Motor und seinen baulichen und betrieblichen Eigenschaften herühren, schien es zweckmäßig, auch dem Klopfverhalten der Motoren erhöhte Aufmerksamkeit zu schenken. Es konnte gezeigt werden, daß Besonderheiten in den Ansaug- und Zündverhältnissen sowie in der Kühlung ungleichmäßiges Verhalten der einzelnen Zylinder verursachen können.

gemische 60/40 und 70/30 mit untersucht. Durch lineare Interpolation konnten dann die Oktanzahlen der Treibstoffproben aus den Werten der Testgemische bestimmt werden, was in Bild 18 einmal für die einzelnen Zylinder und außerdem unter Mittelwertbildung durchgeführt wurde. Die gefundenen Oktanzahlen werden in Zahlentafel 3 wiederum den vom Benzolverband gefundenen Werten gegenübergestellt, und zwar auch den Werten, die sich beim Straßenversuch in einem Fahrzeug mit gleichem Motor ergaben.

Wie ersichtlich, stehen die nach den verschiedenen Verfahren bestimmten Werte in keinerlei Beziehung miteinander. Daß auch die im Motor gleicher Bauart elektroakustisch und im Straßenversuch bestimmten Werte die Übereinstimmung vermissen lassen, mag daher rühren, daß die Straßenversuchsmethode veränderliche Drehzahl benutzt. Unter Beschleunigung des Versuchsfahrzeuges durch volles Durchtreten der Vergaserdrossel im direkten Gang wird nämlich hierbei die gewöhnlich bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit auftretende größte Klopf lautstärke eines Treibstoffes bestimmt und als Maßstab für seine Klopfestigkeit benutzt. Die größte Klopf lautstärke tritt aber in einem Motor nicht für sämtliche verschiedenartigen Kraftstoffe bei der gleichen Drehzahl auf.

000886

VI. Schriftumsverzeichnis

- [1] C. Zerbe u. F. Eckert, Selbstentzündungseigenschaften und chemische Konstitution. — Angew. Chem. Bd. 45 (1932) S. 593.
- [2] C. Zerbe, F. Eckert u. H. Jentsch, Über katalytische Einflüsse bei Selbstzündungsvorgängen. — Angew. Chem. Bd. 46 (1933) S. 659.
- [3] C. Zerbe u. F. Eckert, Über die Zusammenhänge zwischen Selbstzündungs- und motorischen Verbrennungsvorgängen. — Öl u. Kohle Bd. 2 (1934) S. 112.
- [4] H. R. Ricardo, Schnelllaufende Verbrennungsmotoren, 2. Aufl. (deutsch von A. Werner und P. Friedmann). Berlin: J. Springer 1932.
- [5] R. Heinze u. M. Marder, Eine Laboratoriumsmethode zur Bestimmung der Motorleistung (Oktanzahl) leichter Kraftstoffe. — Angew. Chem. Bd. 48 (1935) S. 335.
- [6] R. Heinze u. M. Marder, Über die Beziehungen zwischen der Klopfestigkeit leichter Kraftstoffe und ihren physikalischen Eigenschaften. — Angew. Chem. Bd. 48 (1935) S. 776.
- [7] R. Heinze u. M. Marder, Über die Beziehungen zwischen der Zündwilligkeit von Braunkohlendieselmotoren und ihren physikalischen Eigenschaften. — Öl u. Kohle Bd. 11 (1935) S. 724.
- [8] M. Marder, Über die Beziehungen zwischen der Klopfestigkeit der Kraftstoffe und der Motoren. — Öl u. Kohle Bd. 11 (1935) S. 923.
- [9] E. B. Evans, E. M. Dodds und F. H. Garner, The Nature of the Octane Scale. — J. Instn. Petrol. Technol. Bd. 21 (1935) S. 1000.
- [10] G. D. Boerlage, L. A. Peletier u. J. L. Tops, The „Allowable Boost Ratio“. A New Method of Knock Rating for Aviation Fuels of High Anti-Knock Value. — Aircr. Engng. Bd. 7 (1935) S. 306.
- [11] M. Serrays, Sur une échelle rationelle de classement. — C. R. Acad. Sci., Paris Bd. 201 (1935) S. 815.
- [12] R. Stansfield u. R. E. H. Carpenter, Strobofotometer. — J. Instn. Petrol. Technol. Bd. 18 (1932) S. 513.
- [13] N. Mac Coull u. G. T. Stanton, The Measurement of Engine Knock by Electro-Acoustic Instruments. — S. A. E. J. Bd. 38 (1936) S. 70.
- [14] O. Wauerzinski, Methode zur Messung der Klopfgeräusche in Verbrennungskraftmaschinen. — Autom.-techn. Z. Bd. 34 (1931) S. 544, 572, 652.
- [15] A. W. Schmidt u. K. Generlich, Untersuchungen über das Klopfverhalten von Vergasermotoren und Leichtkraftstoffen auf elektroakustischem Wege. — Diss. (d. zweit. Verf.) T. H. München 1936.
- [16] K. Schmauffer, Das Klopfen von Zündmotoren. — Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 455.
- [17] K. Schmauffer, Untersuchung von Verbrennungsvorgängen in Zündmotoren mittels elektrischer Meßverfahren. — Z. Flugtechn. (ZFM) Bd. 22 (1931) S. 526.
- [18] K. Schmauffer, Das Klopfen von Zündmotoren. — Jb. 1931 der DVL S. 375.

0.0887

Weitere Hefte der Deutschen Kraftfahrtforschung aus 1939

- Heft 20** Gestaltung und Dauerhaltbarkeit von geschlossenen Stabköpfen und ähnlichen Bauteilen
Von A. Thum VDI und E. Bruder VDI.
DIN A 4, 12 S. mit 15 Bildern und 6 Zahlentafeln. Brosch. RM 1,15, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 0,90.
- Heft 21** Korrosion durch Kraftstoffe
Von G. Beck und R. Künzelmann.
DIN A 4, 37 S. mit 52 Bildern und 21 Zahlentafeln. Brosch. RM 3,60, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 2,90.
- Heft 22** Reifenverschleiß bei Zwei- und Dreirachs-Lastwagenanhängern
Von O. Dietz und L. Huber VDI.
DIN A 4, 16 S. mit 20 Bildern und 9 Zahlentafeln. Brosch. RM 1,50, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 1,20.
- Heft 23** Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen
Von O. Lutz VDI und W. Noeggerath.
DIN A 4, 34 S. Brosch. RM 3,20, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 2,55.
- Heft 24** Gemischbildung im Saurer-Dieselmotor
Von K. Zinner VDI.
DIN A 4, 10 S. mit 16 Bildern. Brosch. RM 0,95, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 0,75.
- Heft 25** Reibungskräfte, Laufruhe und Geräuschbildung an Zahnrädern
Von G. Dietrich VDI.
DIN A 4, 42 S. mit 71 Bildern. Brosch. RM 3,95, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 3,15.
- Heft 26** Rollwiderstand von Luftreifen
Von H. Kluge VDI und E. Haas.
DIN A 4, 12 S. mit 23 Bildern. Brosch. RM 1,15, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 0,90.
- Heft 27** Korrosionsangriff durch Kraftstoffe
Von M. Marder und H. Farnow.
DIN A 4, 17 S. mit 3 Bildern. Brosch. RM 1,70, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 1,25.
- Heft 28** Gewinde in Leichtmetall (Toleranzen und Gewindefestsitze)
Von E. Lippert VDI.
DIN A 4, 48 S. mit 30 Bildern. Brosch. RM 4,50, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 3,60.
- Heft 29** Zylinder- und Kolbenringverschleiß
Von G. Beck VDI.
DIN A 4, 13 S. mit 13 Bildern. Brosch. RM 1,20, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 0,95.
- Heft 30** Nickelfreie Baustähle
Von W. Eilender, H. Cornelius und H. Arend.
DIN A 4, 15 S. mit 14 Bildern. Brosch. RM 1,25, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 1,--.
- Heft 31** Messung der Klopfestigkeit an Otto-Motoren
Von R. Schütz VDI.
DIN A 4, 24 S. mit 48 Bildern. Brosch. RM 2,25, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 1,80.
- Heft 32** Aufgaben bei der Bremsung des Lastzuges
Von O. Dietz und L. Huber VDI.
DIN A 4, 20 S. mit 40 Bildern. Brosch. etwa RM 1,90, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie etwa RM 1,50.
- Heft 33** vorliegendes Heft.
- Heft 34** Die mechanischen Verluste des schnellaufenden Dieselmotors und ihre Ermittlung mit dem Schleppversuch
Von K. Ullmann.
DIN A 4, 40 S. mit 58 Bildern. Brosch. RM 4,40, für Mitgl. d. Wirtschaftsgruppe Fahrzeugindustrie RM 3,60.



Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen entgegen!
VDI-VERLAG GMBH • BERLIN

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 34

000888

90

Die mechanischen Verluste
des schnellaufenden Dieselmotors
und ihre Ermittlung mit dem Schleppversuch

Dr.-Ing. Kurt Ullmann
Maschinenlaboratorium
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. A. Nägel VDI)

1939

VDI-Verlag GmbH . Berlin NW 7

4.40

Deutscher
Verein
für
Ingenieurwissenschaften
D.V.I.
1939

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 34

000889

**Die mechanischen Verluste
des schnellaufenden Dieselmotors
und ihre Ermittlung mit dem Schleppversuch**

Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Hoiten

Dr.-Ing. Kurt Ullmann
Maschinenlaboratorium
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. A. Nägel VDI)

Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Hoiten
Eingetragen unter
Nr. 2228/199

1939

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

INHALTSVERZEICHNIS

I. Allgemeines	1
II. Angaben über den Versuchsmotor	4
III. Kräfte am Kurbeltrieb	4
a) Kräfte an der Kolbengleitbahn	5
b) Kräfte am Pleuellager	8
c) Kräfte an den Grundlagern	10
d) Zusammenfassung der Ergebnisse der Betrachtung über die Kräfte am Kurbeltrieb	10
e) Einfluß des Gasdruckes in den Ringnuten auf die Kräfte an der Kolbengleitbahn	11
IV. Versuche mit der Versuchsanlage I	12
a) Beschreibung der Anlage und Bestimmung der durch die Massenkräfte verursachten Reibungsverluste	12
b) Bestimmung der durch konstanten Gasdruck verursachten Reibungsarbeit unter besonderer Berücksichtigung der Kolbenringreibung	14
c) Versuche mit Ölen verschiedener Zähigkeit	17
d) Zusammenfassende Betrachtung über die Ergebnisse der Versuche an Anlage I	18
V. Errechnung der durch Wärmeverluste verursachten Druckschleife mit der Wärmeübergangsformel von Nußelt	21
VI. Untersuchungen an der Versuchsanlage II	27
VII. Versuche über die Undichtigkeitsverluste der Kolbenringe	31
VIII. Versuche mit verschiedenen Verdichtungsverhältnissen unter besonderer Berücksichtigung der Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung	33
a) Versuche (mit zylindrischem Brennraum)	33
b) Versuche mit einer Wirbelkammer und engem Spalt zwischen Kolben und Zylinderdeckel	34
c) Versuche mit einer Wirbelkammer und weitem Spalt zwischen Kolben und Zylinderdeckel und Zusammenfassung der Ergebnisse	34
IX. Kritische Untersuchung der Verluste, die durch die im Verhältnis zur Kolbengeschwindigkeit endlichen Molekülgeschwindigkeiten verursacht werden	36
X. Zusammenfassung	36
XI. Schrifttum	37

D 88

Alle Rechte vorbehalten - Copyright 1939 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany - Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

000890

Die mechanischen Verluste des schnellaufenden Dieselmotors und ihre Ermittlung mit dem Schleppversuch

Von Dr.-Ing. KURT ULLMANN

I. Allgemeines

Wird die Drehzahl und die Kolbengeschwindigkeit erhöht, dann wird eine nähere Untersuchung der mechanischen Verluste bedeutungsvoll, wobei außer der Größe der mechanischen Verluste besonders ihre Aufteilung von Interesse ist. Eine solche Untersuchung ist für den Diesel-Schnellaufer wichtig, da bei diesem sehr hohe Gasdrücke auftreten. Ist b die Beschleunigung und m die Masse, während P die entstehende Massenkraft darstellt, so gilt die Gleichung:

$$P = m b,$$

wobei für b geschrieben werden kann:

$$b = k r \omega^2 = k \omega (r \omega)$$

Da r der Kurbelradius ist, während ω die Winkelgeschwindigkeit des Kurbeltriebes bedeutet, so stellt der Ausdruck $r \omega$ die Umfangsgeschwindigkeit des Pleuelzapfens dar, aus der man bei gegebenem Pleuelstangenverhältnis die mittlere Kolbengeschwindigkeit errechnen kann. Daraus folgt, daß die Beschleunigungen außer von der mittleren Kolbengeschwindigkeit auch noch von der Winkelgeschwindigkeit abhängen. Andererseits ist das Gewicht des Kolbens auf den Liter des Hubvolumens bezogen bei ähnlichen Motoren annähernd gleich, was dazu führt, daß das Kolbengewicht je cm^2 der Kolbenfläche immer kleiner wird, je kleiner die Abmessungen des Motors sind. Das Endergebnis ist, daß unabhängig von Maschinengröße und -Drehzahl die Massenkräfte je cm^2 der Kolbenfläche annähernd gleich sind, wenn die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m die gleiche ist¹⁾. Die folgenden Versuchsergebnisse können daher auch auf große Maschinen geringer Drehzahl angewendet werden, wenn dem Vergleich die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit zugrunde gelegt wird. Die Massenkräfte werden bei hoher Kolbengeschwindigkeit beträchtliche Reibungsverluste verursachen. Aus diesem Grunde wurde zunächst eine Betrachtung über die Kräfte am Kurbeltrieb angestellt, um festzustellen, ob die durch die Gasdrücke verursachten Kräfte gegenüber den Massenkräften eine wesentliche zusätzliche Belastung hervorbringen. Es sei hier vorweggenommen, daß trotz der hohen Gasdrücke beim Dieselschnellaufer eine Zunahme der Reibungsarbeit gegenüber der nur durch die Massenkräfte verursachten Reibung nicht zu erwarten ist. Weiterhin treten bei hohen Kolbengeschwindigkeiten die hydraulischen Verluste beim Ansaug- und Auspuffhub immer mehr in den Vordergrund. Es bestehen nun zwei Möglichkeiten, den ideellen Brennstoffverbrauch auszurechnen, der dann den Grad der Brennstoffausnutzung erkennen läßt, den die thermodynamische Kreisprozeßführung der vorliegenden Maschine ermöglicht. Erstens kann man mittels einer genauen Indizierung den mittleren indizierten Druck auffinden, der in Verbindung mit dem aus der Drehmomentmessung errechneten mittleren Nutzdruck den Reibungsanteil und in Verbindung mit dem gemessenen Verbrauch den indizierten Brennstoffverbrauch erkennen läßt. Zweitens kann man aber auch die mechanischen Verluste gesondert bestimmen, wobei es dann ebenfalls möglich ist, den indizierten Brennstoffverbrauch zu errechnen. Nur so läßt sich die Gefahr umgehen, besonders bei hohen Kolbengeschwindigkeiten, die Ursache hoher Brennstoffverbräuche der Unvollkommenheit des Kreisprozesses zuzuschreiben, während diese durch die mechanischen Verluste verursacht werden. Die genaue Indizierung stößt bei hohen Drehzahlen auf Schwierigkeiten, die nicht immer restlos zu überwinden sind. Sollte jedoch mittels der Indizierung eine genaue Bestimmung der Verlustarbeit vorliegen, so ist hiermit immer noch nicht die Möglichkeit gegeben, die nun bekannte Verlustarbeit zu zerlegen, um damit die Anteile der einzelnen Motorelemente an der Gesamtreibung aufzudecken. Aus diesem Grunde wurde die Verlustleistung durch Fremdantrieb der betriebswarmen Maschine mittels Pendelmotors bestimmt.

¹⁾ Vgl. Hütte 26. Aufl. Bd. II, S. 90.

Sollen die Reibungsverluste mittels Fremdantriebes der Maschine für sich allein bestimmt werden, so muß eine Versuchsanlage gewählt werden, die die Pumpverluste vermeidet, da diese beim schnelllaufenden Motor auch beim Schleppversuch hohe Werte annehmen. Weiterhin treten beim Dieselmotor während des Verdichtungshubes beträchtliche Wärmeverluste an die Zylinderwand und an den Kolben auf, so daß beim Schleppversuch die Ausdehnungslinie tiefer als die Verdichtungslinie zu liegen kommt. Hierdurch wird eine negative Arbeitsfläche verursacht. Diese durch Wärmeundichtheit verursachte Verlustarbeit muß vom Pendelmotor aufgebracht werden und wird daher fälschlicherweise den mechanischen Verlusten zugezählt. Auch diese Verlustarbeit infolge Wärmeabflusses muß vermieden werden, wenn die Reibungsverluste allein untersucht werden sollen. Es wurde daher bei Versuchsanlage I (Bild 20) der Zylinderkopf entfernt und ein gegenüber dem Hubvolumen sehr großer Druckbehälter an seiner Stelle angebracht. In dem Druckkessel können beliebige Drücke bis zu 16 ata eingestellt werden, die während aller vier Hübe konstant auf den Kolben wirken. Da der Druckkessel mit dem Zylinderraum des Motors durch ein kurzes Rohrzwischenstück mit einem Durchmesser größer als der der Zylinderbohrung verbunden ist, so können keine nennenswerten Drosselungsverluste auftreten. Bei Versuchsanlage I sind also die Pumpverluste und die durch die Wärmeverluste verursachte Druckschleife ausgeschaltet, so daß die mechanischen Reibungsverluste für sich allein näher untersucht werden können.

Die Versuchsanlage I eignet sich besonders zur Bestimmung der Kolbenringreibung. Da in den Ringnuten sehr hohe Gasdrücke auftreten, so werden die Ringe entsprechend kräftig gegen die Zylinderwand gepreßt. Werden nun verschiedene Ringzahlen und Ringformen unter den gleichen Bedingungen untersucht, so muß es sich zeigen, wie groß der Anteil der Kolbenringreibung an der Gesamtreibung ist.

Um weiterhin einer Bestimmung der Pumpverluste und der Wärme-Druck-Schleife näherzukommen, wurde die Versuchsanlage II (Bild 44) aufgebaut. Der Motor saugt hierbei aus einem großen Druckbehälter Stickstoff an, den er beim Ausschubhub wieder in den Behälter zurückdrückt. Durch eine Veränderung des Gasdruckes im Behälter kann die Dichte des angesaugten und ausgeschobenen Gases und damit die Größe der Pumpverluste weitgehend verändert werden. Wird nun außerdem noch das Verdichtungsverhältnis des Motors variiert, so gibt Versuchsanlage II auch die Möglichkeit, der durch Wärmeabfluß entstandenen Verlustarbeit näherzukommen.

Man kann nun die mechanischen Verluste ausdrücken durch die Reibungsleistung N_r in PS. Leider geht aber in diese Zahl die Drehzahl und das Hubvolumen ein, so daß eine allgemeine vergleichbare Angabe dadurch nicht gewonnen wird. Es empfiehlt sich daher, den bekannten Begriff des mittleren Reibungsdruckes p_r [kg/cm²] einzuführen, auf dem die ganze folgende Untersuchung aufgebaut werden soll. Unter p_r ist derjenige Druck in kg/cm² zu verstehen, der — konstant während des Arbeitshubes auf den Kolben wirkend — eine Arbeit leisten würde, die der Verlustarbeit eines ganzen Arbeitsspieles entspricht. Der mittlere Reibungsdruck p_r ist also direkt vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_n bzw. mit dem mittleren indizierten Druck p_i . In den so definierten mechanischen Verlusten sollen die Pumpverluste mit enthalten sein. Aus einem Indikatorgramm läßt sich mit der Verdichtungs- und Ausdehnungslinie der mittlere indizierte Druck p_i feststellen. Um weiterhin die Ergebnisse dieser Arbeit möglichst für alle Motore vergleichbar zu machen, empfiehlt es sich, jeweils die Kräfte P bezogen auf die Kolbenfläche F anzugeben. Der Ausdruck $p = P/F$ [kg/cm²] besitzt dann eine weitgehende Allgemeingültigkeit. Dies Verfahren wurde bei vorliegender Arbeit für die Kolbenquerkräfte, die Pleuellagerkräfte und für die Grundlagerkräfte angewendet. Unabhängig von der Motorgröße gilt dann für ähnliche Motoren: wirkende Kraft $P =$ Kennziffer $p \times$ Kolbenfläche F , wobei die Kennziffer p aus den Diagrammen entnommen werden kann.

Gelänge es, die Reibungs- und Gaswechselverluste zu Null zu machen, so würde der dann gemessene Nutzdruck p_n gleich dem indizierten Druck p_i sein. Ist nun p_r bekannt, so wird der indizierte Druck zu

$$p_i = p_n + p_r$$

und

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_n}{p_i} = \frac{p_n}{p_n + p_r}$$

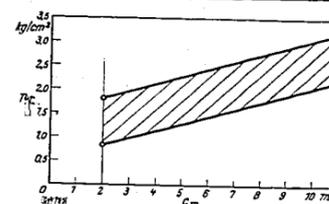
Ist b_i der indizierte Brennstoffverbrauch je PSh, und stellt b_e den gemessenen effektiven Brennstoffverbrauch dar, so folgt in Verbindung mit der Kenntnis von p_r die Beziehung:

$$b_i = \frac{N_e}{N_e + N_r} \cdot b_e = \eta_{\text{mech}} \cdot b_e = \frac{p_n}{p_n + p_r} \cdot b_e \text{ [g/PSsh]}$$

Hierin stellt der spezifische indizierte Brennstoffverbrauch b_i ein Maß für die Güte des Kreisprozesses der Maschine dar, da b_e den geringsten spezifischen Brennstoffverbrauch darstellt, der bei vorliegender Maschine bei Ausschaltung der Reibungs- und Pumpverluste erreichbar wäre.

000891

Bild 1. Feld der mittleren Reibungsdrücke p_r von Otto- und Dieselmotoren (aus deutschen, englischen und amerikanischen Versuchen) über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen.



Für Maschinen ohne Aufladung ist ein mittlerer indizierter Druck von $p_i = 9$ bis 11 kg/cm² erreichbar. Dies gilt sowohl für Otto- wie für Dieselmotoren. Vergleicht man nun die auf Bild 1 verzeichneten mittleren Reibungsdrücke p_r mit $p_i = 9$ bis 11 kg/cm², so erkennt man den starken Einfluß der Verlustleistung. In Bild 1 sind, abhängig von der Kolbengeschwindigkeit, alle mittleren Reibungsdrücke in das schraffierte Feld eingetragen, die die bisherigen Untersuchungen in Deutschland, England und Amerika ergeben haben. Die in das Kennbild fallenden mittleren Reibungsdrücke wurden fast ausschließlich aus Durchdrehversuchen am betriebswarmen Motor gefunden. Die Werte für die Dieselmotoren liegen hierbei mehr an der oberen Grenzkurve, während die Werte der Ottomotoren sich mehr an der unteren Grenzkurve befinden.

Ist M , das am Pendelmotor gemessene Drehmoment in mkg und V_h das Hubvolumen in Liter, so errechnet sich der mittlere Reibungsdruck p_r aus der Formel

$$p_r = 1,26 \frac{M}{V_h} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \text{ für den Viertaktmotor, und}$$

$$p_r = 0,63 \frac{M}{V_h} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \text{ für den Zweitaktmotor.}$$

Um außerdem von der Verlustleistung N_r in PS auf den mittleren Reibungsdruck umrechnen zu können, sei noch die Beziehung erwähnt

$$p_r = \frac{900 N_r}{V_h n} \text{ [kg/cm}^2\text{]},$$

wobei in dieser Formel die Drehzahl n in U/min und V_h in Liter eingesetzt werden muß.

Es soll noch ein Überblick über die Größen gegeben werden, die auf die Höhe der beim Schleppversuch ermittelten Verlustleistung Einfluß haben.

- Die Grundlagerreibung, die Pleuellagerreibung und die Kolbenquerkraftreibung. Diese drei Elemente werden durch die Massenkräfte und durch die Gasdruckkräfte beeinflusst.
- Die Kolbenringreibung. Diese hängt vom Eigenspreizdruck der Ringe ab und wird außerdem vom Gasdruck in den Kolbenringnuten beeinflusst.
- Der Ventilbetätigungsverlust. Durch die Massenkräfte des Ventilmechanismus erhalten wir Querkräfte an der Stößelführung und an der Ventilführung. Weiterhin ergibt das Zusammenwirken von Massenkraft und Ventildrücken eine Anpressung des Ventilstößels auf den Nocken, was bei der Nockendrehung Reibungsverluste ergibt.
- Die Verluste infolge Wärmeundichtheit. Beim Durchdrehversuch eines Dieselmotors treten während der Verdichtung Wärmeverluste an die Wand auf, so daß die Ausdehnungslinie unter der Verdichtungslinie liegt. Es wird dadurch eine negative Druckschleife erhalten, deren Arbeitswert vom Pendelmotor aufgebracht werden muß und damit als scheinbare mechanische Reibung gemessen wird.
- Die Überschiebverluste. Bei Maschinen mit Brennraumzerklüftung treten beim Durchdrehversuch Überschiebverluste auf, die ebenfalls vom Pendelmotor mit gemessen werden.
- Die Ringlössigkeitsverluste. Die Undichtigkeitsverluste der Kolbenringe führen ebenfalls dazu, daß die Ausdehnungslinie unter der Verdichtungslinie liegt. Auch dieser Arbeitsbetrag wird am Pendelmotor mitgemessen.
- Die Pumpverluste. Besonders im hohen Drehzahlgebiet nehmen die Gaswechselverluste während des Ansaug- und Auspuffhubes nennenswerte Beträge an.

Da im allgemeinen die Verlustleistung aus Durchdrehversuchen bestimmt wird, so sollen die folgenden Untersuchungen anzeigen, inwieweit die aus Durchdrehversuchen gefundenen mittleren Reibungsdrücke p_r mit den Werten übereinstimmen, die bei Vollastbetrieb auftreten.

II. Angaben über den Versuchsmotor

Es wurden eine Reihe von Dieselschnellläufern untersucht, wobei es sich herausstellte, daß in bezug auf die Reibungsarbeit alle annähernd das gleiche Verhalten zeigten. Die folgenden Versuchsergebnisse beziehen sich auf einen Oberhänsli-Einzylinder-Wirbelkammer-Dieselmotor. Die Daten des Motors sind:

Kolbenhub $s = 129,7$ mm, Zylinderbohrung $D = 80,01$ mm,
 Kolbenfläche $F = 50,3$ cm², Hubvolumen $V_A = 652$ cm³,
 Pleuelstangenverhältnis $\lambda = 1/4$.

Mit diesem Motor konnten Drehzahlen bis zu $n = 3110$ U/min erreicht werden, wobei die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 13,4$ m/s betrug. Der Motor hatte schon eine längere Betriebszeit von ungefähr 600 Betriebsstunden hinter sich. Bis zu $p_{max} = 6,0$ kg/cm² konnte der Motor rauchfrei über den ganzen Drehzahlbereich gefahren werden, wobei besonders die sehr gute Elastizität auffiel. Der geringste Brennstoffverbrauch wurde bei $p_e = 5,0$ kg/cm² und $n = 2000$ U/min mit $b_e = 203$ g/PSH erzielt. Der Anteil des Wirbelkammervolumens am Kompressionsvolumen betrug 75%. Eine genaue Indizierung mit dem Piezoquarz-Druckmeßverfahren zeigte, daß die Spitzendrücke über dem Kolben bei Vollast nur 55 bis 60 kg/cm² betragen. Weiterhin zeigte die Indizierung, daß selbst bei sehr hohen Drehzahlen verhältnismäßig kurze Durchbrennzeiten zu beobachten waren. Da durch die seitliche Lage der Wirbelkammer große Ventile im Zylinderdeckel angebracht werden konnten, so waren selbst bei $n = 2800$ U/min noch sehr gute Liefergrade zu verzeichnen, die bei dieser Drehzahl 80 bis 83% betragen.

Auf Bild 2 ist die Abweichung ΔD des Laufbuchsendurchmessers vom Nenndurchmesser der Buchse über dem Kolbenhub s aufgetragen und zwar parallel (a) und senkrecht (b) zum Kolbenbolzen.

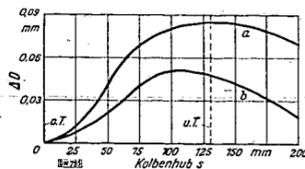


Bild 2. Abweichungen ΔD der Laufbuchsendurchmesser vom Bohrungsnennmaß $D = 80,01$ mm parallel (a) und senkrecht (b) zum Kolbenbolzen gemessen.
 Hub $s = 130$ mm (u. T.).

Der Durchmesser des Leichtmetallkolbens mit Invar-Platten betrug senkrecht zum Bolzen 79,89 mm, so daß das Kolbenspiel also 0,11 bis 0,18 mm betrug. Dies ist ein sehr reichliches Spiel, wie es bei Fahrzeugmotoren erst nach längerer Betriebszeit auftritt.

Der Durchmesser der beiden Grundlager wurde mit 44,80 mm festgestellt, wobei das eine Grundlager eine Länge von 52 mm und das andere Grundlager eine Länge von 70 mm besaß. Für den Pleuellagerdurchmesser ergab sich der Wert 49,57 mm und für die Länge dieses Lagers der Betrag 47 mm. Bei all diesen Lagern betrug das Lagerspiel in kaltem Zustand 0,08 mm. Das Gewicht der hin- und hergehenden Massen betrug $G_A = 1,255$ kg, das Gewicht der rotierenden Pleuelmassen $G_{rot} = 0,940$ kg. Der Ersatz der Pleuelstangen durch 2 Massen ist bei Pleuelstangen der vorliegenden Form mit ausreichender Genauigkeit möglich. Das Litergewicht der hin- und hergehenden Teile beträgt (G_i) = 1,92 kg/l, der rotierenden Teile (G_r) = 1,44 kg/l.

III. Kräfte am Kurbeltrieb

Da beim Schnellläufer die Massenkräfte große Beträge annehmen, so soll jetzt untersucht werden, inwieweit die durch die Gasdrücke verursachten zusätzlichen Kräfte die Belastung der einzelnen Reibungsstellen beeinflussen. Die Untersuchung der Kräfte am Kurbeltrieb wurde für folgende Fälle durchgeführt (vgl. Bild 3):

- Nur Massenkräfte. Der auf den Kolben wirkende Gasdruck ist stets 0 atü (a in Bild 3).
- Massenkräfte und reiner Verdichtungsbetrieb. Hierbei werden Verdichtungsdiagramme ohne Zündung gefahren. Auf den Kolben wirken dabei stark veränderliche Gasdrücke, wobei sich die Ausdehnungslinie mit der Verdichtungslinie decken soll (Kompression b und Expansion c in Bild 3). Der Verdichtungshöchstdruck betrage 45 atü.
- Massenkräfte und Betrieb bei Vollast. Die während des Ausdehnungshubes auf den Kolben wirkenden Gasdrücke sind wesentlich größer als die Gasdrücke des Verdichtungshubes (Kompression c und Expansion e in Bild 3). Der Druck der Zündspitze beträgt 55 atü.

000892

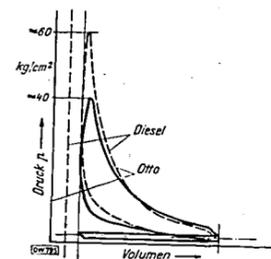
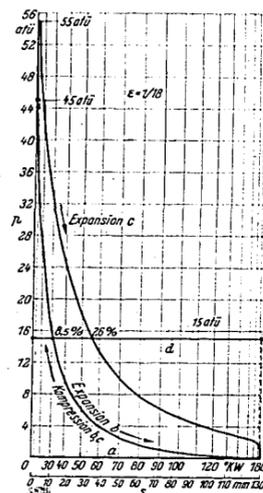


Bild 4. Druck-Volumen-Diagramm für den Otto- und Dieselprozess.

Bild 3 (links). Druckverlauf der vier untersuchten Fälle über dem Hub s (bzw. dem Kurbelwinkel) aufgetragen.
 Fall a: Nur Massenkräfte wirksam.
 Fall b: Massenkräfte und Kräfte bei reinem Verdichtungsbetrieb wirksam (keine Zündung).
 Fall c: Massenkräfte und Kräfte bei Vollastbetrieb wirksam (Zündung).
 Fall d: Massenkräfte und Kräfte bei Betrieb bei konstantem Druck wirksam. (Nähere Erläuterung siehe Text.)

d) Massenkräfte und Betrieb bei konstantem Druck. Auf den Kolben wirkt während des ganzen Hubes ein konstanter Gasdruck bis zu $p_{konst} = 15$ atü (d in Bild 3). Die Untersuchung der Kräfte am Kurbeltrieb unter Zugrundelegung eines über den Kolbenhub konstanten Gasdruckes ist notwendig, da Versuchsanlage I es ermöglicht, über den Kolbenhub konstante Gasdrücke auf den Kolben wirken zu lassen.

Aus Bild 3 ist ferner zu ersehen, daß bei Verdichtungsbetrieb nur 8,5% des Kolbenhubes und bei Lastbetrieb nur 26% des Kolbenweges höhere Drücke als 15 atü aufweisen. Wenn auch die Untersuchung sich auf Dieseldiagramme erstreckt, so erkennt man aus Bild 4, daß die Ergebnisse auch ungefähr für den Ottomotor gelten, der nur auf sehr kurze Strecken des Kolbenweges wesentlich geringere Drücke aufweist.

a) Kräfte an der Kolbengleitbahn

In Bild 5 sind die durch die Massenkräfte verursachten Kolbenquerkräfte N über dem Kolbenhub aufgetragen. Auch hier wurde außer den Kräften N in kg auch die auf die Kolbenfläche bezogenen Kennziffern $p_N = N/F$ [kg/cm²] angegeben. Das gleiche Verfahren wurde ebenfalls für die Kräfte am Pleuellager und an den Grundlagern angewendet. Es ist zu erkennen, daß diese Kräfte nicht groß sind. So erreicht z. B. die mittlere Kolbenquerkraft erst bei $c_m = 6,5$ m/s ($n = 1500$ U/min) die Werte, die die Kolbenringe durch ihre Eigenspreizkraft besitzen. Es soll nun der Einfluß des Gasdruckes für die gezeigten drei Diagramme festgestellt werden. Bei reinem Verdichtungsbetrieb erhält man Kolbenquerkräfte wie sie aus Bild 6 zu ersehen sind. Bild 7 und Bild 8 zeigen die Kolbenquerkräfte bei Vollastbetrieb bzw. bei Betrieb mit konstantem Druck. Bei diesen drei Diagrammen sind die Massenkräfte nicht berücksichtigt. Da bis zu mittleren Kolbengeschwindigkeiten von $c_m = 6,5$ m/s ($n = 1500$ U/min) der Einfluß der Massenkräfte sehr gering ist, so geben diese Bilder die Kräfte an der Kolbengleitbahn an, wenn die mittlere Kolbengeschwindigkeit unter 6,5 m/s (1500 U/min) bleibt, da die Massenkräfte die Kraftverteilung nur ganz unwesentlich verändern. Es ist zu erkennen, daß bei niedrigeren Kolbengeschwindigkeiten bei reinem Verdichtungsbetrieb nur geringe Kolbenquerkräfte entstehen, während bei Lastbetrieb schon wesentlich größere auftreten. Fährt man jedoch Diagramme konstanten Druckes, so erhält man hierbei außerordentlich große Kolbenquerkräfte, die diejenigen bei Vollastbetrieb wesentlich übersteigen.

Bei wachsender Kolbengeschwindigkeit wird jedoch der Einfluß der Massenkräfte rasch größer, wie aus Bild 5 zu erkennen ist. Setzt man nun z. B. für die Kolbengeschwindigkeit $c_m = 12,1$ m/s ($n = 2800$ U/min) die aus Massenkräfte und Gasdruck resultierenden Kolbengleitbahnkräfte zusammen,

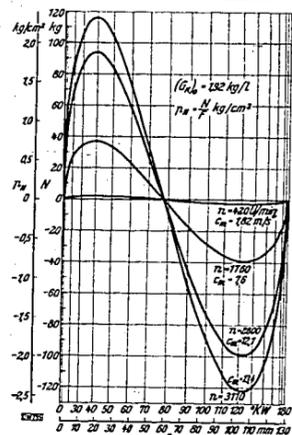


Bild 5. Durch die Massenkräfte verursachte Kolbenquerkräfte N für vier Drehzahlen n (entspricht vier mittleren Kolbengeschwindigkeiten c_m) über dem Hub s (bzw. dem Kurbelwinkel) aufgetragen.

Außerdem sind hier und in den folgenden Bildern die auf den cm^2 der Kolbenfläche F bezogenen Kräfte (Drücke) durch einen besonderen Maßstab angedeutet, um die Umrechnung auf Maschinen anderer Größen zu ermöglichen; im vorliegenden Fall $p_N = N/F$.

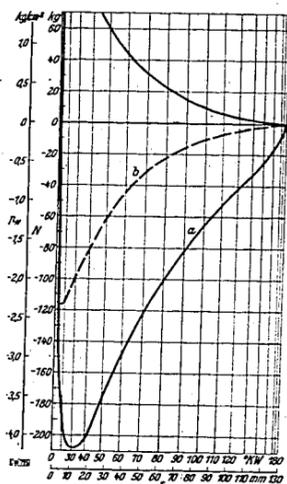


Bild 7. Durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb erzeugte Kolbenquerkraft N (bzw. p_N) über dem Hub s aufgetragen, bei Zündung (a) und bei Expansion = Kompression (b).

Der Einfluß der Massenkräfte ist auf diesem Diagramm nicht berücksichtigt.

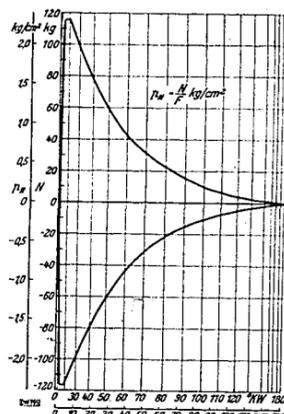


Bild 6. Durch den Gasdruck bei reinem Verdichtungsbetrieb erzeugte Kolbenquerkraft N (bzw. p_N) über dem Hub s aufgetragen.

Der Einfluß der Massenkräfte ist auf diesem Diagramm nicht berücksichtigt. Kompression = Expansion.

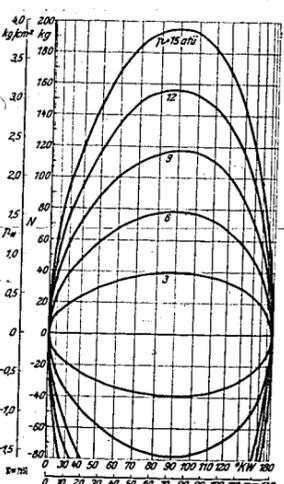


Bild 8. Durch einen während des ganzen Hubes konstanten Gasdruck erzeugte Kolbenquerkräfte N (bzw. p_N) über dem Hub s aufgetragen.

Es wurden fünf konstante Drücke von 3 bis 15 atü gewählt. Der Einfluß der Massenkräfte ist auf diesem Diagramm nicht berücksichtigt.

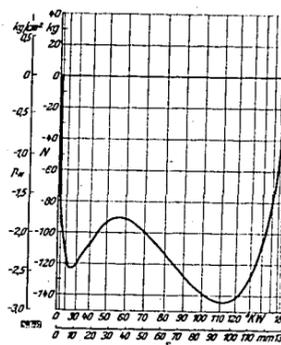


Bild 9. Durch die Massenkräfte und durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb entstehende resultierende Kolbenquerkraft N (bzw. p_N) über dem Hub s aufgetragen.

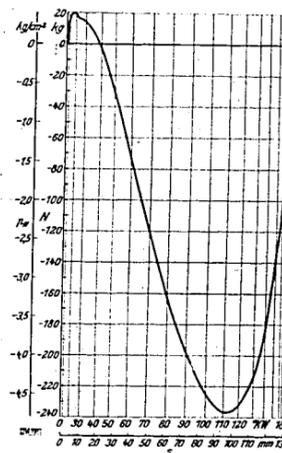
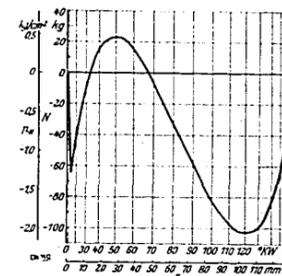
Drehzahl $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s).

Bild 9 (oben rechts). Durch die Massenkräfte und durch den Gasdruck bei Verdichtungsbetrieb entstehende resultierende Kolbenquerkraft N (bzw. p_N) über dem Hub s aufgetragen.

Drehzahl $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s).

Bild 11. Durch die Massenkräfte und durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugte resultierende Kolbenquerkraft N (bzw. p_N) über dem Hub s aufgetragen.

Drehzahl $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s).



so sieht man, daß für Verdichtungsbetrieb die mittlere Kolbenquerkraft nicht zugenommen hat gegenüber den nur durch die Massenkräfte verursachten Gleitbahnkräften, wie ein Vergleich des Bildes 9 mit 5 ergibt. Bei Vollastbetrieb ist die Zunahme der mittleren Kolbenquerkraft gegenüber der nur durch Massenkräfte verursachten Kolbenquerkraft nur sehr geringfügig, wie Bild 10 zeigt. Bei Betrieb mit konstantem Druck aber wächst die mittlere Kolbenquerkraft ganz außerordentlich an. Sie wird größer als die Kolbenquerkraft bei Vollastbetrieb und wesentlich größer als die Kolbenquerkraft, die durch die Massenkräfte allein verursacht wird, was ein Vergleich des Bildes 11 mit den vorherigen zeigt.

Für die Kolbenleitbahn kann zusammenfassend ausgesagt werden: Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten wird die mittlere Kolbenquerkraft durch die Gasdrücke bei Verdichtungsbetrieb gar nicht beeinflußt. Bei Vollastbetrieb tritt eine nur geringfügige Zunahme der Querkraft auf, während bei Betrieb mit konstantem Druck die stärkste Zunahme der Gleitbahnkraft zu verzeichnen ist. Es ist also nicht zu erwarten, daß bei Verdichtungsbetrieb und Vollastbetrieb eine nennenswerte Zunahme der Kolbenreibung auftreten wird. Eine Zunahme kann höchstens beim Versuch mit konstantem Druck beobachtbar sein. Diese Feststellung ist wichtig, da hiermit beim Schleppversuch eine Trennung der Reibungseinflüsse ermöglicht wird. — Bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten ist der Einfluß der durch die Gasdrücke verursachten Kräfte sehr groß. Aber

auch hier ist die ungünstigste Belastung diejenige, die bei Betrieb mit konstantem Druck erhalten wird. Diese müßte also die höchsten Reibungen ergeben.

Nicht berücksichtigt wurden bei obiger Untersuchung die Kolbenquerkräfte, die dadurch verursacht werden, daß die Pleuelstange nicht im Endpunkte der reduzierten Pendellänge bewegt wird, wodurch im Pleuelzapfen gewisse Querkräfte abgegeben werden. Es ist anzunehmen, daß diese Kräfte klein sind gegenüber den oben festgestellten Beträgen.

b) Kräfte am Pleuellager

Es sollen nun die am Pleuellager angreifenden Kräfte näher untersucht werden. Auch hier wurde der Ausdruck $p_s = P/F$ eingetragen. Bild 12 zeigt die nur durch die Massenkräfte verursachte Pleuellagerkraft R von der Richtung der Zentrifugalkraft C , die mit der durch die hin- und hergehenden Massen verursachten Pleuelstangenkraft S zu der resul-

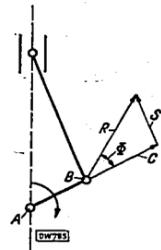


Bild 12. Belastung des Pleuellagers durch die Massenkräfte allein unter Berücksichtigung der durch die rotierenden Massen verursachten Zentrifugalkraft C . ϕ ist der Abweichungswinkel der resultierenden Pleuellagerkraft R von der Richtung der Zentrifugalkraft C . A Grundlagerzapfen, B Pleuellagerzapfen.

tierenden Kraft R zusammengesetzt wird. Bezeichnet man die Verbindungslinie vom Grundlagerzapfen zum Pleuelzapfen als positive Richtung ($\frac{+}{-}$), so sieht man, daß die resultierende Massenkraft verursachten Pleuellagerkräfte R über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist zu ersehen, daß die Pleuellagerkräfte im Verhältnis zu den Kolbenquerkräften ganz außerordentliche Beträge annehmen, da sie ungefähr 15mal so groß sind wie jene. Bild 14 zeigt, daß der Winkel ϕ keine großen Beträge annimmt. Die resultierende Pleuelstangenkraft R wirkt also mit nur ganz geringen Winkeländerungen in Richtung Grundlagerzapfen—Pleuellagerzapfen. Das Pleuellager ist daher durch die Massenwirkung keinerlei hin- und herschlagenden Kräften ausgesetzt, sondern vielmehr einer gleichförmig umlaufenden Kraft, deren Größe gewisse Schwankungen aufweist. Belastet ist immer nur die den Grundlagern zugekehrte Seite des Pleuelzapfens. Es sei noch erwähnt, daß bei $c_m = 13,45$ m/s ($n = 3100$ U/min) der Ausdruck p_v den sehr hohen Wert von 438 erreicht. Da die hydrodynamische Lagertheorie in diesem Falle sehr wohl angewendet werden kann, so errechnet sich eine geringste Schmierstärkstärke von 0,008 mm, wenn das Rechenverfahren von Gümbel und Falz angewendet wird.

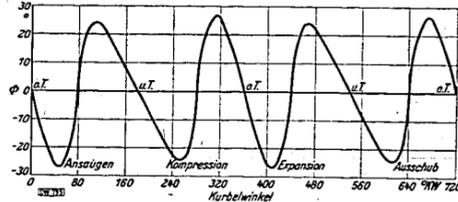


Bild 14. Abweichung ϕ der resultierenden Pleuellagerkraft R von der Richtung der Zentrifugalkraft C (also von der Verlängerung der Verbindungslinie vom Grundlagerzapfen zum Pleuellagerzapfen) über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

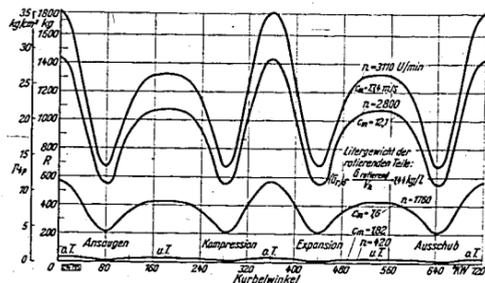


Bild 13. Durch die Massenkräfte erzeugte resultierende Pleuellagerkraft R über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Es wurden die Drehzahlen $n = 420, 1760, 2800$ und 3110 U/min gewählt. (Eingetragen wurden außerdem die den Drehzahlen entsprechenden mittleren Kolbengeschwindigkeiten c_m). Auch hier wurde der zusätzliche Maßstab $p_{R/P} = R/P$ eingetragen, mit dessen Hilfe man die Pleuellagerkräfte für ähnliche Maschinen anderer Größe errechnen kann.

Auf zwei Umdrehungen bezogen betragen die Reibungswege an der Pleuellagerbahn 518 mm, am Pleuellager 313 mm und am Grundlager 282 mm.

Auf Bild 15 und 16 sind die Pleuelstangenkräfte S aufgetragen, die durch die Gasdrücke verursacht werden, wenn Versuche bei Verdichtungsbetrieb (S_K), Vollastbetrieb (S_V) oder aber bei Betrieb mit konstantem Druck von 3 bis 15 atü gefahren werden. Die beiden Diagramme zeigen den Einfluß der Gasdrücke allein. Da nun bei Pleuellagergeschwindigkeiten bis $c_m = 6,5$ m/s ($n = 1500$ U/min) der Einfluß der Massenkräfte sehr gering ist, so geben diese Diagramme gleichzeitig ungefähr die Pleuelstangenbelastung bei niedrigen Pleuellagergeschwindigkeiten an. Es ist zu ersehen, daß bei Gleichdruckbetrieb die größte mittlere Pleuellagerkraft auftritt. Bei dieser Belastungsart ist daher die größte Reibungsarbeit zu erwarten. Bei Verdichtungsbetrieb und Höchstlastbetrieb treten zwar wesentlich höhere Kräfte auf, aber nur während sehr kleiner Kurbelwinkel, so daß nennenswerte Reibungsarbeiten dadurch nicht verursacht werden können. Hiervon unberührt bleibt jedoch die Abnutzungsfrage.

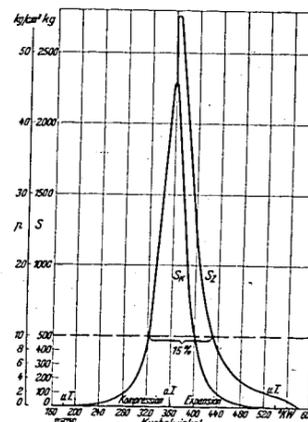


Bild 15. Pleuelstangenkräfte S (bzw. $p = S/P$), erzeugt durch den Gasdruck bei Verdichtungsbetrieb (S_K) und Vollastbetrieb (S_V), über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Der Einfluß der Massenkräfte ist auf diesem Diagramm nicht berücksichtigt. Die Stangenkraft S stellt in diesem Fall gleichzeitig die Belastung des Pleuel- und Grundlagers dar.

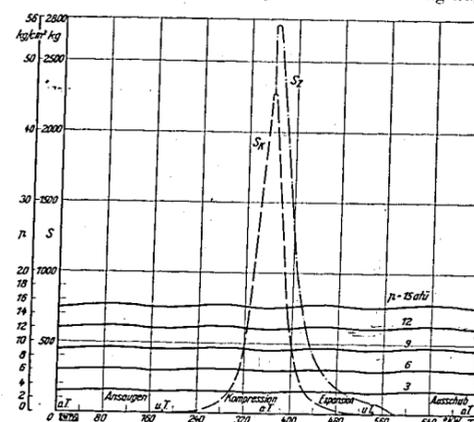


Bild 16. Durch konstanten Gasdruck von 3 bis 15 atü erzeugte Pleuelstangenkräfte S (bzw. $p = S/P$) über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

Der Einfluß der Massenkräfte ist auf diesem Diagramm nicht berücksichtigt. Die Stangenkraft S stellt in diesem Fall gleichzeitig die Belastung des Pleuel- und Grundlagers dar. Die Stangenkräfte für Verdichtungs- und Vollastbetrieb (S_K und S_V) wurden aus Bild 15 zum Vergleich eingetragen.

Um die Kraftverteilung bei hohen Pleuellagergeschwindigkeiten zu untersuchen, wurden auf Bild 17 die resultierenden Pleuellagerkräfte R eingetragen, die durch das Zusammenwirken von Massenkräften und Gasdruckkräften bei Verdichtungs- und Höchstlastbetrieb verursacht werden. Weiterhin wurde auch eine Kurve für Betrieb bei konstantem Druck (12 atü) eingetragen. Die Kraftdreiecke zeigen auch hier wieder, daß der Gasdruck das Pleuellager nicht so belastet, daß zusätzliche Reibungsarbeiten zu erwarten sind. Bei Verdichtungs- und Vollastbetrieb wirkt der Gasdruck vielmehr über einen großen Teil der Drehung direkt entlastend. Die durch die Pleuellager verursachte Anpreßkraft ist annähernd so groß wie die durch die Massenkräfte verursachte Kraft, wobei jedoch die Richtung umgekehrt ist. Es sei aber darauf hingewiesen, daß keine stoßartige Änderung der Anlage des Zapfens im Pleuellager erfolgt, sondern daß vielmehr ein Hineinrollen in die neue Lage eintritt.

Zusammenfassend kann über die Reibungsarbeit am Pleuellager ausgesagt werden, daß bei niedrigen Pleuellagergeschwindigkeiten bei Verdichtungs- und Vollastbetrieb eine nennenswerte Zunahme der Pleuellager-Reibungsarbeit zu erwarten ist, wobei jedoch bei Betrieb mit konstantem Gasdruck eine noch stärkere Zunahme der Pleuellager-Reibungsarbeit auftreten wird. Bei hohen Pleuellagergeschwindigkeiten ist jedoch bei Verdichtungs- oder Vollastbetrieb eine nennenswerte Änderung der Pleuellager-Reibungsarbeit gegenüber der durch die Massenkräfte allein verursachten Reibungsarbeit nicht zu erwarten.

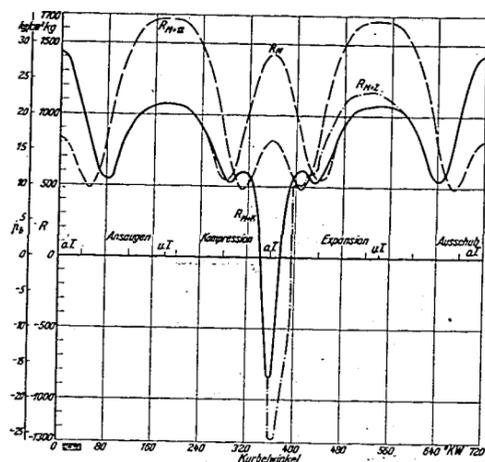


Bild 17. Durch die Massenkräfte und durch die Gasdrücke gemeinsam erzeugte Pleuellagerkräfte R (bzw. $p_R = R/F$) für $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s) über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

RM nur durch die Massenkräfte verursachte Pleuellagerkraft,
 $RM+12$ durch die Massenkräfte und konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugte Pleuellagerkraft,
 $RM+K$ durch die Massenkräfte und durch den Gasdruck bei Verdichtungsbetrieb erzeugte Pleuellagerkraft,
 $RM+Z$ durch die Massenkräfte und durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb erzeugte Pleuellagerkraft.

c) Kräfte an den Grundlagern

Auf Bild 18 sind über 720° KW die durch die Massenkräfte allein verursachten Grundlagerkräfte P_G der untersuchten Einzylindermaschine aufgetragen. In diesem Falle wurde die Lotrechte mit der Richtung nach oben als Plus-Richtung gewählt (siehe Skizze in Bild 18). Die mittleren Lagerkräfte sind zwar immer noch wesentlich größer als die Kolbenquerkräfte, jedoch viel kleiner als die Pleuellagerkräfte. Für niedere Kolbengeschwindigkeiten gelten auch hier die Bilder 15 und 16, aus denen zu ersehen ist, daß die größte Reibungsarbeit an den Grundlagern sich bei Betrieb mit konstantem Druck einstellen wird. Für hohe Kolbengeschwindigkeiten ist aus Bild 19 zu ersehen, daß bei Verdichtungs- und Zündbetrieb eine nur geringfügige Zunahme der Reibungsarbeit am Grundlager zu erwarten ist, wenn wir von der Reibungsarbeit ausgehen, die durch die Massenkräfte allein verursacht wird. Auch hier zeigen die Kraftdreiecke, daß die Gasdrücke zunächst einmal die Massenkräfte zu Null machen müssen, bevor eine erneute Lagerbelastung auftritt. Auf Bild 19 ist außerdem die Grundlagerbelastung bei Betrieb mit konstantem Druck aufgetragen.

d) Zusammenfassung der Ergebnisse der Betrachtung über die Kräfte am Kurbeltrieb

Zusammenfassend kann ausgesagt werden: Bei niederen Kolbengeschwindigkeiten bis zu $c_m = 6,5$ m/s ($n = 1500$ U/min) hat der Gasdruck ausschlaggebenden Einfluß auf die Kräfte an Kolbenleitbahn, Pleuellager und Grundlager, so daß in diesem Drehzahlgebiet ein nennenswerter Einfluß der Belastung auf die Reibungsarbeit zu beobachten sein wird. Weiterhin wird bei niederen Kolbengeschwindigkeiten bei Betrieb mit konstantem Druck die größte Reibungsarbeit zu beobachten sein. Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten ist jedoch der Einfluß der Massen-

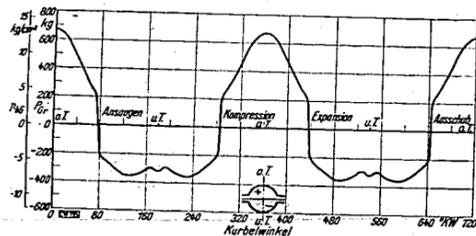
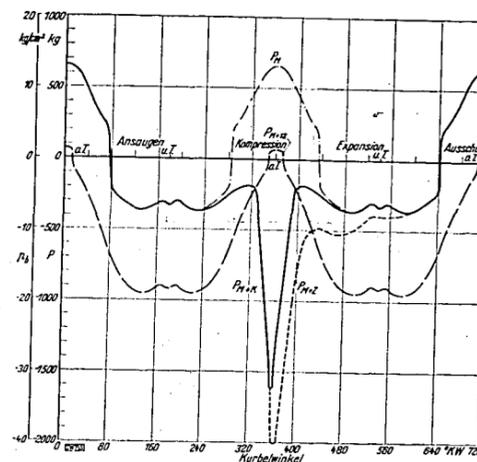


Bild 18. Durch die Massenkräfte verursachte Grundlagerkraft P_G (bzw. $p_G = P_G/F$) über dem Kurbelwinkel aufgetragen. $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s).

Bild 19. Durch die Massenkräfte und durch die Gasdrücke gemeinsam erzeugte Grundlagerkräfte P (bzw. $p_P = P/F$) für $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s) über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

PM nur durch die Massenkräfte erzeugte Grundlagerkraft,
 $PM+12$ durch die Massenkräfte und konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugte Grundlagerkraft,
 $PM+K$ durch die Massenkräfte und durch den Gasdruck bei Verdichtungsbetrieb erzeugte Grundlagerkraft,
 $PM+Z$ durch die Massenkräfte und durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb erzeugte Grundlagerkraft.



kräfte vorherrschend. Hier wirkt der Gasdruck teilweise geradezu entlastend, so daß durch den Gasdruck gegenüber der Belastung durch die Massenkräfte allein eine zusätzliche Reibung kaum auf-treten wird.

e) Einfluß des Gasdruckes in den Ringnuten auf die Kräfte an der Kolbenleitbahn

Bisher wurde der Einfluß des Gasdruckes auf die Kolbenringreibung noch nicht behandelt. Ohne Zweifel wird der Gasdruck auf die Kolbenringreibung noch nicht behandelt. Da der Gasdruck in der Nut des ersten Ringes praktisch dem Gasdruck im Zylinder folgt, so kann ausgesagt werden, wie groß ungefähr die auf den Kolbenhub bezogene mittlere Anpreßkraft des ersten Ringes ist. Der mittlere Druck während des Verdichtungs-hubes beträgt, auf den Kolbenhub bezogen, ungefähr 4 kg/cm². Bei Vollastbetrieb beträgt während des Ausdehnungs-hubes der mittlere Gasdruck ungefähr 14 at. Dies wären also die mittleren Anpreßdrücke des ersten Ringes. Wie die Untersuchungen von Illmer [11]²⁾, Eweis [6] und Englisch [12] zeigen, können unter Umständen hinter den zweiten und dritten Dichtungsring noch sehr hohe Gasdrücke gelangen. Bei Betrieb mit konstantem Druck von z. B. 15 atü werden hierdurch außerordentlich hohe Anpreßdrücke der Ringe an die Zylinderwand erzeugt. Hierbei ist besonders wichtig, daß bei Betrieb mit konstantem Druck diese hohen Anpreßdrücke auch in der Hubmitte und in der Nähe des unteren Totpunktes auftreten, was sonst nur bei Vollastbetrieb, nicht aber bei Verdichtungsbetrieb, der Fall ist. Aus einfachen Überlegungen (siehe C. Englisch [12]) folgt daß das größte Druckgefälle am letzten Dichtungsring zu beobachten ist. Die Versuche wurden durchgeführt mit drei Dichtungsringen von 3 mm Höhe. Mit der Annahme, daß in der Nut des ersten Ringes 15 atü, in der Nut des zweiten Ringes 12 atü und in der Nut des dritten Ringes 8 atü konstant vorhanden sind, errechnet sich als gesamte Anpreßkraft der Kolbenringe an die Zylinderwand eine Kraft von 266 kg. Diese Kraft ist größer als die mittlere Kolbenquerkraft während des Ausdehnungs-hubes bei Vollastbetrieb. Sie ist ungefähr dreimal so groß wie die mittlere Kolbenquerkraft bei $c_m = 12,15$ m/s ($n = 2800$ U/min) bei Verdichtungsbetrieb. Bei Verdichtungs- und Höchstlastbetrieb treten zwar wesentlich höhere Spitzendrücke als 15 atü auf, jedoch nur auf sehr kurzen Kolbenweganteilen. So werden bei Verdichtungsbetrieb nur 8,5% des Kolbenhubes und bei Höchstlastbetrieb nur 26% des Kolbenhubes von Drücken überlaufen, die höher sind als 15 atü. Dies gilt für das Dieselverfahren. Beim Ottoverfahren werden infolge der geringeren Drücke wesentlich geringere Prozentsätze des Kolbenhubes bei mehr als 15 atü Gasdruck durchlaufen. Es soll hierbei bewußt abgesehen werden von den zusätzlichen Ringreibungsverlusten, die verursacht werden durch ein Abbrennen des Ölfilmes in der Nähe des oberen Totpunktes. Die Untersuchung soll lediglich ergeben, ob gut-

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Ende der Arbeit.

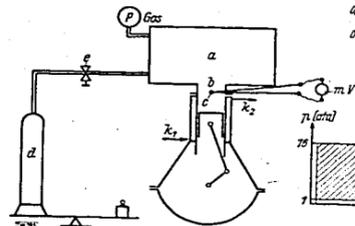
geschmierte Kolbenringe nennenswerte Reibungen verursachen, wenn sie durch einen hohen Gasdruck in den Ringnuten an die Zylinderwand gepreßt werden. Hiermit ist dann auch eindeutig festgestellt, ob überhaupt und welcher Betrag der beim Durchdrehversuche gemessenen mittleren Reibungsdrücke p_r der Kolbenringreibung zuzuschreiben ist.

IV. Versuche mit der Versuchsanlage I

a) Beschreibung der Anlage und Bestimmung der durch die Massenkräfte verursachten Reibungsverluste

Die bisher durchgeführten Überlegungen führten zum Aufbau der Versuchsanlage I (Bild 20). Mit dieser Versuchsanlage sollte es ermöglicht werden, die Pumpverluste und die durch die Wärmeverluste verursachte Druckschleife auszuschalten. Es wurde daher ein Druckkessel a durch eine kurze drossellose Leitung b mit dem Motor verbunden. Der lichte Durchmesser der Verbindungsleitung war größer als die Bohrung der Laubbuchse. In dem Druckkessel konnten beliebige Drücke bis zu 16 ata eingestellt werden. Dem Motor wurde Kühlwasser von 85° C zugeführt (k_1) und die Wassermenge so reguliert, daß das Kühlwasser mit 97° C wieder austrat (k_2). Aus der gemessenen Kühlwasserwärme konnten Rückschlüsse auf die Kolbenreibung gezogen werden. Die Ringlängigkeit konnte durch Wägen der Ergänzungsluft festgestellt werden. Die Temperatur des Schmieröls im Ölsumpf wurde konstant gehalten. Verwendet wurde das Shell-Öl CY 3, dessen Viskosität 11,5° E bei 50° C und 2,0° E bei 100° C beträgt. Mittels eines Pendelmotors wurde das auftretende Reibungsmoment festgestellt. Mit dieser Anlage wurden zunächst die Kurbeltrieblverluste ermittelt, die durch die Massenkräfte allein verursacht werden. Werden dann konstante Gasdrücke bis zu 16 ata eingestellt, so erhält man auch die durch den Gasdruck verursachten zusätzlichen Reibungsverluste. Weiterhin ermöglicht diese Versuchsanlage, den Einfluß der Kolbenringreibung festzustellen, da während aller vier Hübe ein hoher Gasdruck in den Kolbenringnuten aufrechterhalten wird, wobei gleichzeitig die

Bild 20 (unten). Versuchsanlage I.
Bei dieser Anlage war es möglich, einen über den ganzen Hub konstanten Gasdruck von 1 bis 16 ata einzustellen (vgl. das im Bilde rechts dargestellte Druck-Kolbenweg-Diagramm).
 a Druckkessel, b Leitung, c Thermoelement, d Preßluftflasche, e Reduzierventil, k_1 Kühlwasser-eintritt, k_2 Kühlwasserantritt.



Dichtungswirkung der Kolbenringe leicht kontrolliert werden kann. Es wurde ferner der Einfluß von heißem und kaltem Kühlwasser auf die Kolbenreibung untersucht. Ebenso wurde der Einfluß der Öltemperatur ermittelt, wobei dann noch der Einfluß von Ölen verschiedener Zähigkeit von 1,2° E bis 4° E bei 100° C auf die Triebwerkreibung betrachtet wurde. Die folgenden Betrachtungen beziehen sich jedoch zunächst nur auf den Betriebszustand der Maschine bei einer mittleren Kühlwassertemperatur von 90° C und einer Öltemperatur von 100° C.

Mittels eines Thermoelementes c wurde die Temperatur der Luft knapp über dem oberen Totpunkt des Kolbens gemessen.

Nach Entfernung von Kolben, Pleuelstange und Schwungrad wurde die Kurbelwelle durch ein an der Kröpfung angebrachtes Gegengewicht voll ausgewuchtet, so daß beim Durchdrehen die Kurbelwelle kraftfrei in den Grundlagern lief. Da hierbei die Steuerräder für den Nockenwellenantrieb mit

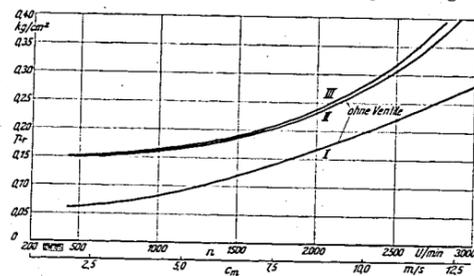


Bild 21 (oben). Beim Schleppversuch mit ausgewuchteter Kurbelwelle gemessene Reibungsdrücke p_r über der Drehzahl n (bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m) aufgetragen. Kolben und Pleuelstange waren bei diesen Versuchen ausgebaut.
I ohne Ventile, ohne Schwungrad.
II ohne Ventile, mit Schwungrad.
III mit Ventilen, mit Schwungrad.

angetrieben wurden, so wurden auch die von den Nockenwellenlagern und von der vollbelasteten Ölpumpe verursachten Reibungsarbeiten mit gemessen. Auf Bild 21 zeigt die Kurve I die gemessenen mittleren Reibungsdrücke p_r , wobei erwähnt sei, daß die Ventile bei diesem Versuch nicht mitliefen. Die gemessenen Reibungswerte sind sehr gering. Da der untersuchte Einzylindermotor ein großes Schwungrad besaß, so wurde anschließend dieses aufgebracht und die Kurbelwelle mit Schwungrad durchgedreht (Bild 21, Kurve II); hier ist zu erkennen, daß die Reibungszunahme im niederen Drehzahlgebiet ($n \approx 500$ bis 2000 U/min) nur ungefähr $\Delta p_r = 0,08$ kg/cm² beträgt, während im höchsten Drehzahlgebiet ($n \approx 2000$ bis 3000 U/min) $\Delta p_r = 0,15$ kg/cm² ausmacht, wobei diese Zunahme fast ausschließlich der Ventilation des Schwungrades zuzuschreiben ist. Bei den geschilderten Versuchen wurden gleichzeitig die Korrekturwerte für die Wärmebilanzen ermittelt.

Da diese Versuche ohne Kolben ausgeführt wurden, konnte der Druckbehälter entfernt und der normale Zylinderkopf auf die Laubbuchse gesetzt werden. Der Versuchsmotor besitzt hängende Ventile, die von unten durch Stoßstangen über Kipphebel bestätigt werden. Die bisher geschilderten Versuche wurden ohne Stoßstangen mit hochgezogenen Ventilstößeln durchgeführt, so daß die Ventile in Ruhe verblieben. Anschließend wurden die Versuche mit voll mitlaufendem Ventilmechanismus durchgeführt, wobei es sich herausstellte, daß die Reibungsarbeit des Ventilmechanismus außerordentlich gering ist. Die Daten der Ventile betragen:

Für das Einlaßventil: Ventildurchmesser 40 mm; Ventilhub 8,15 mm; Einlaßbeginn 0° KW; Einlaßende 225° KW.

Für das Auslaßventil: Ventildurchmesser 36 mm; Ventilhub 8,25 mm; Auslaßbeginn bei 141° KW; Auslaßende bei 5° KW.

Bis $c_m = 12,15$ m/s ($n = 2800$ U/min) arbeiten die Ventile vollkommen flatterfrei, so daß die Versuche mit laufenden Ventilen nur bis zu dieser Drehzahl durchgeführt wurden. Auf Bild 21 zeigt die Kurve III die Reibungsdrücke p_r bei mitlaufendem Ventilmechanismus. Nur im höchsten Drehzahlgebiet war eine geringe Reibungszunahme mit Sicherheit festzustellen. Selbst unter Einbeziehung der möglichen

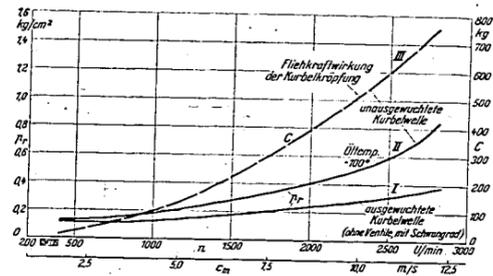
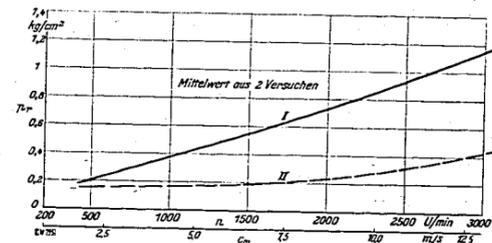


Bild 22. Beim Schleppversuch mit ausgewuchteter (I) und unausgewuchteter Kurbelwelle (II) gemessene Reibungsdrücke p_r über der Drehzahl n (bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m) aufgetragen. (Die Kurve I entspricht der Kurve II des Bildes 21.)
Kolben und Pleuelstange waren bei diesen Versuchen ausgebaut. Beim Schleppversuch mit unausgewuchteter Kurbelwelle traten die Zentrifugalkräfte C auf (Kurve III).

Bild 23. Mit der Versuchsanlage I (mit Pleuelstange und Kolben) gemessene mittlere Reibungsdrücke p_r über der Drehzahl n (bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m) aufgetragen (Kurve I).
Untersucht wurde der normale Kurbeltrieb, jedoch ohne Dichtungsringe lediglich mit einem Ölabelefring.
Luftdruck im Druckbehälter 0 ata; Öl CY 3; Öl und Kühlwasser heiß.
Zum Vergleich Kurve II: ausgewuchtete Kurbelwelle ohne Ventile, mit Schwungrad (Kurve I des Bildes 22).



Streunung der Meßergebnisse von einem Versuch zum anderen kann die durch die Ventile verursachte Zunahme des mittleren Reibungsdruckes p_r höchstens 0,025 bis 0,1 kg/cm² betragen.

Es sei also die wichtige Tatsache festgestellt, daß ein hochbelasteter Ventilmechanismus, dessen Betätigung über Stoßstangen und Kipphebel erfolgt, selbst bis zu Drehzahlen bis an den Flutter-

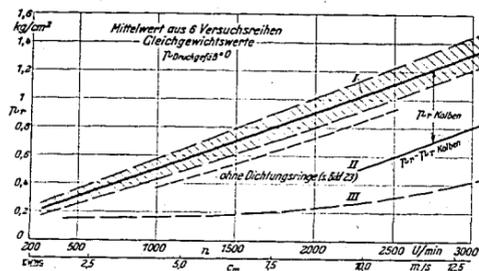


Bild 25. Mit der Versuchsanlage I gemessene mittlere Reibungsdrücke p_m über der Drehzahl n (bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m) aufgetragen (Kurve I). Untersucht wurde der normale Kurbeltrieb (Pleuelstange und Pleuellager) mit drei Dichtungsringen und einem Ölstreifring. Luftdruck im Druckbehälter 0 atü; Öl CY 3; Öl und Kühlwasser heiß. Der Anteil der Pleuelstange- und Pleuellagerreibung wurde mittels Wärmebilanz bestimmt. (Bedeutung der Kurven II und III siehe Text.)

punkt nur außerordentlich geringe Reibungsarbeiten aufweist. Es sei noch erwähnt, daß mit diesem Ventilmehanismus sehr gute Füllungsgrade erreicht wurden.

Anschließend wurde der Ventilmehanismus ausgehängt und das auf der Kurbelkröpfung angebrachte Auswuchtgewicht wieder entfernt. Wird nun die unausgewuchtete Kurbelwelle durchgedreht, so zeigt Kurve II in Bild 22, daß hierdurch eine nennenswerte Zunahme der Reibungsarbeit gegenüber ausgewuchteter Welle (Kurve I) zu verzeichnen ist, da ja beträchtliche Zentrifugalkräfte auf die Grundlager wirken. Auf Bild 22 sind auch die aufgebrachten Zentrifugalkräfte C verzeichnet (Kurve III), die bis zu 750 kg betragen, wobei der mittlere Reibungsdruck p_m auf 0,8 kg/cm² steigt. Es zeigt sich also, daß eine Belastung der Grundlager eine nennenswerte Reibungssteigerung verursacht.

Nach Entfernung des Zylinderdeckels wurde die Pleuelstange und der Pleuellager mit Ölstreifring, jedoch ohne Dichtungsringe, eingebaut und das Druckausgleichgefäß wieder angebracht. Auf Bild 23 sind die gemessenen Reibungsdrücke p_m aufgetragen (Kurve I). Da in diesem Bild auch noch die Reibungsdrücke der ausgewuchteten Kurbelwelle verzeichnet sind (Kurve II), so zeigt es sich, daß die Massenkräfte des unausgewuchteten Kurbeltriebes eine beträchtliche Steigerung der Reibungsarbeit verursachen.

Werden jetzt nacheinander 1, 2 und 3 Dichtungsringe am Pleuellager angebracht, so zeigt sich eine Zunahme der Reibung. Bei Verwendung von drei Dichtungsringen zeigten alle untersuchten Ringformen eine Zunahme des mittleren Reibungsdruckes p_m von 0,1 bis 0,2 kg/cm². Diese Reibungszunahme ist der Eigenspannung der Dichtungsringe zuzuschreiben, da ja noch kein Überdruck im Druckbehälter vorhanden ist. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß trotz sorgfältigster Einhaltung der äußeren Versuchsbedingungen — wie z. B. Kühlwasser- und Öltemperatur — kleine Veränderungen des Reibungsdruckes zu beobachten waren. Auf Bild 24 sind die Werte des Reibungsdruckes p_m eingetragen, die mit drei Dichtungsringen gemessen worden waren (Kurve I). Außerdem sind die Grenzen eingetragen, innerhalb welcher die mittleren Reibungsdrücke p_m äußerstenfalls schwanken. In diesem Bild sind auch die Ergebnisse der Wärmebilanzen verzeichnet, aus denen sich die Pleuellagerreibungswärme errechnet (Kurve II). Unterhalb einer Pleuellagergeschwindigkeit von $c_m = 10$ m/s ($n = 2300$ U/min) war die gesamte umgesetzte Wärmemenge zu klein, um daraus mit genügender Genauigkeit die Pleuellagerreibungswärme bestimmen zu können. Über $c_m = 10$ m/s ($n = 2300$ U/min) hinaus konnte die Pleuellagerreibungswärme mit einer Genauigkeit von $\Delta p_m = \pm 0,1$ kg/cm² bestimmt werden. Der durch die Pleuellagerreibung verursachte Reibungsdruck p_m beträgt ungefähr 0,5 kg/cm². Eigenartigerweise wurde eine Zunahme dieser Pleuellagerreibung nicht beobachtet, wenn die Pleuellagergeschwindigkeit von 10 m/s auf 13,4 m/s gesteigert wurde. Kurve III stellt zum Vergleich den Reibungsdruck bei ausgewuchteter Pleuellagerwelle ohne Ventile und mit Schwungrad dar (entsprechend Kurve I in Bild 22).

b) Bestimmung der durch konstanten Gasdruck verursachten Reibungsarbeit unter besonderer Berücksichtigung der Pleuellagerreibung

Während aus Bild 24 die durch die Massenkräfte verursachten mittleren Reibungsdrücke zu ersehen sind, so kommt es jetzt darauf an, festzustellen, ob bei Durchdrehversuchen mit konstantem Druck im Druckbehälter eine Zunahme der Reibung beobachtet werden kann. Hierbei ist besonders von Interesse festzustellen, ob die Pleuellager nennenswerte zusätzliche Reibungsarbeiten ergeben.

Zunächst wurde nur ein Dichtungsring verwendet, um möglichst geringe durch den Gasdruck verursachte Anpreßkräfte der Dichtungsringe an die Wand zu bekommen. Da die Berührungsfläche zwischen einem Dichtungsring und der Zylinderwand $f = 7,5$ cm² beträgt, so wird die durch den

Gasdruck in der Ringnut verursachte Anpreßkraft für einen Dichtungsring den Wert $P_{\text{Anpreßung}} = p_{\text{Gas}} \cdot f$. Die Versuche mit einem Dichtungsring wurden zunächst durchgeführt mit einem der alten ziemlich abgelaufenen Oberhänsli-Ringe. Anschließend wurde ein neuer Pleuellager eingebaut, dessen Querschnittsform der des alten Ringes entsprach. Auf Bild 25 sind die Querschnittsformen der beiden Ringe unter a) und b) eingezeichnet. Es zeigte sich hierbei, daß zwischen den beiden Ringen ein nennenswerter Unterschied in der Gaslässigkeit zu beobachten war, während ihr Verhalten in bezug auf die Zunahme der Reibungsarbeit bei einer Steigerung des Gasdruckes praktisch dasselbe war. Auf Bild 26 ist die Zunahme des mittleren Reibungsdruckes p_m bei einer Steigerung des auf den Pleuellager wirkenden Gasdruckes für sechs Pleuellagergeschwindigkeiten eingetragen. Als Abszisse wurde der während aller vier Hübe konstant auf den Pleuellager wirkende Gasdruck gewählt, während als Ordinate die durch den Gasdruck verursachte zusätzliche Reibungsarbeit bestimmt wurde. Wurde z. B. bei einer bestimmten Drehzahl für den Pleuellagerdruck 1 atü, der mittlere Reibungsdruck p_m gemessen, so wird dieser lediglich durch die Massenkräfte verursacht. Wird jetzt ein konstanter Gasdruck von z. B. 12 atü eingestellt, so zeigt sich eine Zunahme des mittleren Reibungsdruckes, der den Wert p_{m2} annimmt. Der Gasdruck hat also eine Zunahme des mittleren Reibungsdruckes von $\Delta p_{m, \text{Gas}} = p_{m2} - p_{m1}$ [kg/cm²] verursacht. Diese Zunahme ist jedoch dadurch entstanden, daß der Gasdruck von z. B. 12 atü konstant während zwei Umdrehungen, also während vier Hübten wirkt. Da nun der mittlere Druck bei einem Viertaktmotor nur während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes auftritt, wobei der mittlere Druck des Ausdehnungshubes wesentlich höher ist als der mittlere Druck beim Verdichtungshub, so empfiehlt es sich, die durch den Gasdruck verursachte Zunahme von p_m nur auf einen Hub zu beziehen. Aus diesem Grunde wurde als Ordinate $\Delta p_{m, \text{Gas}}/4$ aufgetragen. Dieser Ausdruck stellt also die durch den Gasdruck verursachte Zunahme des mittleren Reibungsdruckes p_m dar, wenn der Gasdruck konstant jeweils nur während eines Hubes wirken würde. Wir wollen den Ausdruck $\Delta p_{m, \text{Gas}}/4$ weiterhin kurz mit Zunahme bezeichnen. Ist z. B. bei einem Viertaktmotor der mittlere Gasdruck während des Verdichtungshubes 4 atü und während des Ausdehnungshubes 12 atü, so würde die mechanische Reibung unter Einbeziehung der durch den Gasdruck verursachten Verluste sich annähernd errechnen lassen aus der Beziehung

$$p_{m, \text{Last}} = p_{m1} + \left(\frac{\int p_{m, \text{Gas}}}{4} \right)_{\text{bei 1 atü}} + \left(\frac{\int p_{m, \text{Gas}}}{4} \right)_{\text{bei 12 atü}}$$

Bild 25. Die wesentlichsten der untersuchten Dichtungsringformen.

- alter Oberhänsli-Ring
- neuer Ring
- gealterter Ring
- abgesetzter Ring
- entlasteter Ring (2 Bohrungen)

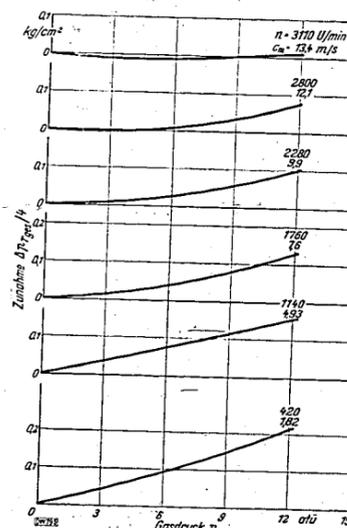


Bild 26. Mit der Versuchsanlage I gemessene Zunahme der mittleren Reibungsdrücke p_m für sechs Drehzahlen (bzw. c_m) über dem konstant wirkenden Gasdruck p aufgetragen. Die Zunahme $\Delta p_{m, \text{Gas}}/4$ bezieht sich auf den Luftdruck 0 atü und einen Hub. Die Werte gelten für einen Dichtungsring und einen Pleuellager. Öl CY 3; Öl und Kühlwasser heiß. Resultierende aus den Werten für Ring a und b in Bild 25.

Bild 26 zeigt, daß bei einer Kolbengeschwindigkeit von $c_m = 13,4$ m/s ($n = 3110$ U/min) durch Aufbringen eines konstanten Gasdruckes eine Zunahme der Reibungsarbeit nicht verursacht wird. Bei einem Gasdruck im Druckbehälter von $p_{\text{Behälter}} = 3$ und 6 atü wurde sogar eine geringe Abnahme beobachtet. Mit abnehmender Kolbengeschwindigkeit wurde die Zunahme der Reibungsarbeit immer stärker, wenn ein konstanter Gasdruck auf den Kolben wirkt. Diese Ergebnisse erklären sich leicht aus den oben durchgeführten Kräftebetrachtungen am Kurbeltrieb. Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten ist der Einfluß der Massenkräfte überwiegend, so daß die Aufbringung eines konstanten Gasdruckes kaum eine Zunahme der Reibungsarbeit verursachen kann. Es sei hier nochmals wiederholt, daß das Aufbringen eines konstanten Druckes dabei mindestens dieselbe verschlechternde Wirkung hat wie der reine Verdichtungs- oder Vollastbetrieb. Mit abnehmender Kolbengeschwindigkeit wird der Einfluß der Massenkräfte rasch geringer, so daß die Gaskräfte von ausschlaggebender Bedeutung werden. Hieraus folgt, daß bei niederen Kolbengeschwindigkeiten sich eine immer stärker werdende Abhängigkeit des mittleren Reibungsdruckes p_r vom aufgetragenen Gasdruck einstellt. Auch hier ist die Belastung mit konstant wirkendem Druck mindestens ebenso ungünstig wie die Belastung bei Verdichtungs- und Vollastbetrieb. Dies zeigten ja schon die Betrachtungen über den Kurbeltrieb. Aus Bild 26 ist jedoch noch nicht zu erkennen, ob die beobachtete Reibungszunahme dem Kurbeltrieb oder aber der Ringreibung zuzuschreiben ist.

Es wurden daher anschließend zwei Dichtungsringe und zwar die alten Oberhänsli-Ringe, eingebaut. Da ein immerhin noch beträchtlicher Gasdruck hinter dem zweiten Dichtungsring diesen gegen die Zylinderwand preßt, so müßten jetzt größere Werte der Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ gemessen werden, wenn die Ringreibung einen nennenswerten Anteil an der Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ besitzt, die bei den Versuchen mit einem Dichtungsring gemessen worden war. Bild 27 zeigt jedoch keine größere Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ gegenüber Bild 26.

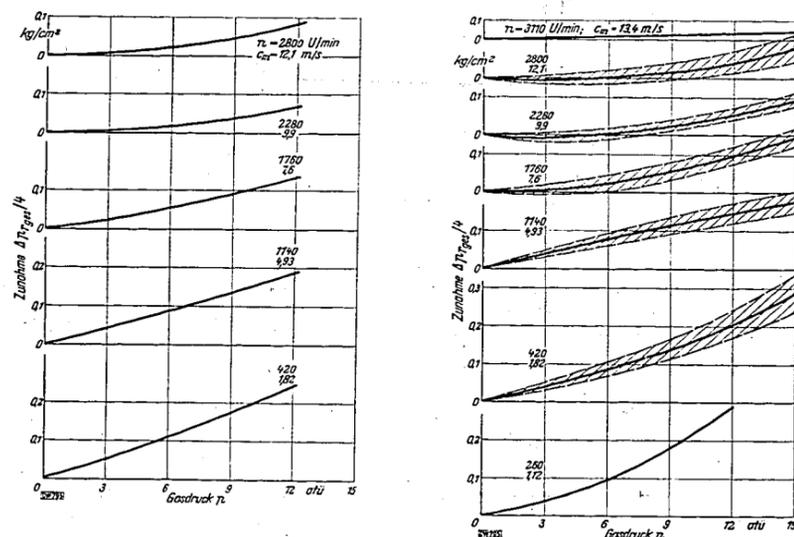


Bild 27 und 28. Mit der Versuchsanlage I gemessene Zunahme der mittleren Reibungsdrücke p_r für verschiedene Drehzahlen (bzw. c_m) über dem konstant wirkenden Gasdruck p_g aufgetragen. Die Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ bezieht sich auf den Luftdruck 0 atü und einen Hub. Öl CY 3; Öl und Kühlwasser heiß.
Bild 27 (links): Die Werte gelten für zwei Dichtungsringe und einen Ölabstreifring. Ring a.
Bild 28 (rechts): Drei Dichtungsringe und ein Ölabstreifring. Mittelwerte aus sechs Versuchsreihen. Ringe a bis c.

Anschließend wurden drei Dichtungsringe eingebaut und die Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ gemessen, die auf Bild 28 eingetragen ist. Es wurde wiederum festgestellt, daß die Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ bei drei Ringen nicht größer war als die Werte, die bei den Versuchen mit einem Dichtungsring festgestellt worden waren.

Es sei erwähnt, daß bei zwei Dichtungsringen und noch viel mehr bei drei Dichtungsringen eine außerordentliche Abnahme der Gasdurchlässigkeit gegenüber der mit einem Ring gemessenen Undichtigkeit zu beobachten war. Hiermit war stets leicht festzustellen, daß die Dichtungsringe ihrer Aufgabe, abzudichten, gerecht wurden.

Die Versuche mit drei Dichtungsringen wurden zunächst mit den beiden Ringformen a und b nach Bild 25 durchgeführt. Unter Umständen war anzunehmen, daß vielleicht bei diesen Ringen jeweils nur verhältnismäßig geringe Berührungsflächen mit der Zylinderwand vorhanden sind, so daß die Ringe größtenteils als vom Gasdruck entlastet zu betrachten sind. Da in diesem Fall die Anpresskraft an die Zylinderwand viel geringer ist als nach der oben angegebenen Formel folgt, so wurden die Versuche mit geteilten Ringen der Form c durchgeführt. Bei dieser Ringform liegt jeder Ringteil für sich an, so daß durch den Gasdruck größere Anpreßkräfte verursacht werden, wenn obige Annahme richtig wäre. Es wurde festgestellt, daß die Abdichtungswirkung der geteilten Ringe wesentlich besser ist als bei den ungeteilten Ringen. Die Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ stieg jedoch nicht an, trotzdem der konstant wirkende Gasdruck auf 15 atü gesteigert wurde. Anschließend wurden die Versuche mit den abgesetzten Ringen d durchgeführt, die auch sehr gute Abdichtung ergaben, dabei aber ebenfalls keine anderen Werte für die Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ zeigten. Zuletzt wurden die Versuche mit den Ringen e durchgeführt, die nur auf einer schmalen Ringfläche die Zylinderwand berühren. Durch 12 Bohrungen wurde erreicht, daß die Ringe vom Gasdruck fast ganz entlastet wären, da der Gasdruck in der Kolbenmitte gleich dem Gasdruck in der Ringaussparung wird. Mit diesen Ringen war eine übermäßig gute Abdichtung nicht zu erreichen. Diese entlasteten Ringe ergaben jedoch auch keine anderen Beträge für die Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$. Auf Bild 28 sind auch die Grenzlinien eingetragen, innerhalb welcher die gemessenen Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ zu schwanken pflegten.

Aus diesen Versuchen muß geschlossen werden, daß die festgestellten Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ nicht der Kolbenringreibung zuzuschreiben sind, sondern durch das Grundlager, das Pleuellager und durch die Kräfte an der Kolbengleitbahn verursacht werden. Durch lange Versuchsreihen bei Kolbengeschwindigkeiten von $c_m = 10$ m/s bis $c_m = 13,5$ m/s wurde festgestellt, daß die in diesem Drehzahlgebiet an und für sich sehr geringen Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ nur zum geringsten Teil an der Kolbengleitbahn gemessen werden konnten. Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten wird daher die nicht sehr beträchtliche Reibungszunahme am Pleuellager und an den Grundlagern entstehen, wobei wahrscheinlich besonders die Reibungszunahme am Pleuellager den größeren Anteil besitzen werden. Eine Trennung dieser geringen Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ in die Anteile des Grund- und des Pleuellagers ist jedoch nicht weiter möglich. Bei niederen Kolbengeschwindigkeiten konnten Wärmebilanzen nicht aufgestellt werden, da die gesamte umgesetzte Wärmemenge zu klein ist. Es ist jedoch anzunehmen, daß bei niederen Kolbengeschwindigkeiten die durch den Gasdruck verursachten Kolbenquerkräfte Anteil an den hier gemessenen größeren Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ besitzen.

c) Versuche mit Ölen verschiedener Zähigkeit

Anschließend wurden Versuche mit verschiedenen Ölen gemacht, deren Daten folgende sind:

Öl	Viskosität in °E bei 50° C	Viskosität in °E bei 100° C
BA 8 . . .	3,6	1,46
CY 3 . . .	11,5	2,00
BD 12 . . .	36,0	4,00

Bild 29 zeigt die mittleren Reibungsdrücke p_r , die beim Durchdrehversuch ohne Gasdruck gemessen wurden. Mit dem sehr dünnen Öl BA 8 wurden die Versuche nur bis $c_m = 12,15$ m/s ($n = 2800$ U/min) durchgeführt, um die Pleuellager nicht zu gefährden. Aus Bild 29 ist zu erkennen, daß mit dem sehr dünnen Öl eine Abnahme der Reibung um nur $\Delta p_r = 0,1$ bis $0,15$ kg/cm² zu erreichen ist, während das sehr dicke Öl BD 12 eine Reibungszunahme von 0,1 bis 0,2 kg/cm² zeigt. Wird jetzt der Kolben mit konstantem Gasdruck belastet, so zeigt Bild 30, daß die dadurch verursachte Zunahme $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ beim dicken Öl nur außerordentlich wenig höher liegt. Bei sehr niedrigen Drehzahlen sogar ergibt das dicke Öl kleinere Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$. Bild 29 und 30 beziehen sich auf den Betriebszustand der Maschine, d. h. auf Kühlwasser von 90° C und auf Öl von 100° C. Bei kaltem Kühlwasser und kaltem Öl sind die Reibungsunterschiede beim Durchdrehversuch ohne Gasdruck zwischen den Ölen kleiner und großer Viskosität viel beträchtlicher. Die durch den Gasdruck verursachten Zunahmen $\Delta p_{r, \text{ges}}/4$ sind jedoch stets die gleichen wie auf Bild 30, unabhängig davon, ob

Öl und Kühlwasser heiß, Öl heiß und Kühlwasser kalt, Kühlwasser heiß und Öl kalt, oder Kühlwasser und Öl kalt gehalten wurden.

d) Zusammenfassende Betrachtung über die Ergebnisse der Versuche an Anlage I

Auf Bild 31 sind nun die Reibungsdrücke p_r aufgetragen, die sich einstellen würden, wenn die aufgetragenen Gasdrücke nur während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes konstant wirken würden, nicht aber während des Ansaug- und Auspuffhubes. Ist p_{r1} der mittlere Reibungsdruck bei einem Versuch ohne Gasdruck, so errechnet sich z. B. für einen Gasdruck von 12 atü der eingezeichnete mittlere Reibungsdruck p_r aus der Beziehung

$$(p_{r_{ges}})_{\text{bei } 12 \text{ atü}} = p_{r1} + 2 \cdot \left(\frac{\Delta p_{r_{ges}}}{4} \right)_{\text{bei } 12 \text{ atü}}$$

Bei reinem Verdichtungsbetrieb und einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 1/18$ ist der mittlere Gasdruck während Verdichtung und Ausdehnung gleich 4 atü. Bei Vollastbetrieb ist der mittlere Gasdruck bei der Verdichtung 4 atü und bei der Ausdehnung allerhöchstens 15 atü, was schon zu einem mittleren indizierten Druck von $p_i = 11 \text{ kg/cm}^2$ führen würde. Bleibt man auf der sicheren Seite, so würde die Kennlinie, die für den Behälterdruck von 9 kg/cm^2 eingezeichnet ist, der bei reinem Verdichtungsbetrieb zu erwartenden mechanischen Reibung entsprechen. Für Vollastbetrieb würde die für einen Behälterdruck von 15 atü eingezeichnete Kennlinie die zu erwartende mechanische Reibung darstellen, wobei man ebenfalls auf der sicheren Seite bleibt, da bei Vollastbetrieb nur der Ausdehnungshub bei einem mittleren Druck von 15 atü erfolgt. Bei den Ottomotoren beträgt bei $\epsilon = 1/8$ beim Verdichtungshub der mittlere Druck ungefähr 2 atü, wobei ein Höchstdruck von nur 10 atü auftritt. Für Ottomotoren mit reinem Verdichtungsbetrieb wäre daher die Kurve der mittleren Reibungsdrücke p_r bei einem Behälterdruck von $p_{\text{Behälter}} = 3$ bis 6 atü zu wählen. Die Ausdehnungslinie bei Ottomotoren beträgt bei Vollast etwa 12 atü, so daß in diesem Falle die Kurve für $p_{\text{Behälter}} = 12$ atü die zu erwartende mechanische Reibung darstellt.

Aus Bild 31 ist zu ersehen, daß bei höchsten Kolbengeschwindigkeiten nur eine geringfügige Zunahme der mechanischen Reibung bei Belastung mit Gasdruck zu erwarten ist, während bei niedrigeren Kolbengeschwindigkeiten hierdurch eine sehr beträchtliche Zunahme der mittleren Reibungsdrücke p_r auftreten wird. Selbst bei Belastungen mit hohen mittleren Gasdrücken ist jedoch die der mechanischen Reibung des Kurbeltriebes zuzuschreibende Verlustarbeit selbst bis zu Kolbengeschwindigkeiten von $13,5 \text{ m/s}$ nicht sehr groß, da ein höchster Reibungsdruck von $1,6 \text{ kg/cm}^2$ auftritt, während die höchsten erreichbaren mittleren indizierten Drücke $p_i = 9$ bis 11 kg/cm^2 betragen.

Auf Bild 32 sind für das Zweitaktverfahren die zu erwartenden mittleren Reibungsdrücke p_r aufgetragen. Das Zweitaktverfahren ergibt besonders bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten sehr günstige Reibungsdrücke, da die durch die Massenkräfte verursachten Reibungsarbeiten von nur einer Kurbelwellenumdrehung verglichen werden mit den maximal erreichbaren p_r -Betragen von 9 bis 11 kg/cm^2 . Bei niedrigeren Kolbengeschwindigkeiten tritt der Gewinn der durch die geringen Massenkräfte verursachten Reibungsarbeit zurück gegenüber den durch die Gasdrücke entstehenden zusätzlichen Reibungsverlusten, so daß hier der Gewinn gegenüber dem Viertaktverfahren nicht so bedeutend ist.

Die zu erwartenden nur durch mechanische Reibung verursachten Arbeitsverluste sind im vorstehenden weitgehend behandelt worden. Sehr wesentlich ist hierbei die Tatsache, daß mittels verschiedener Dichtungsringanzahlen und -formen eine Beeinflussung der Gaslässigkeit und Öllässigkeit möglich ist, daß aber die Kolbenringreibung an der gesamten mechanischen Reibung einen verschwindenden Anteil besitzt.

Da die Ergebnisse aus Versuchen mit konstantem Gasdruck gewonnen werden, so wurde anschließend noch ein Kolbenringversuch mit einem Ricardo-Wirbelkammer-Dieselmotor durchgeführt, dessen Daten folgende sind:

$$\begin{aligned} \text{Kolbenhub } s &= 139,7 \text{ mm,} & \text{Bohrung} &= 120,65 \text{ mm,} \\ \text{Hubvolumen} &= 1594 \text{ cm}^3, & \text{max. Drehzahl} &= 2200 \text{ U/min.} \end{aligned}$$

Mit diesem Motor wurden zunächst bei $\epsilon = 1/18$ Durchdrehversuche bei reinem Verdichtungsbetrieb durchgeführt. Auf Bild 33 sind die gemessenen Reibungsdrücke p_r über der Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Die Versuche wurden zunächst mit vier Dichtungsringen angestellt. Anschließend wurden alle Ringe bis auf einen ausgebaut und die Versuche bei ganz genau denselben Öl- und Kühlwassertemperaturen wiederholt. Die bei einem Ring gemessenen Reibungsdrücke lagen jedoch nur um ungefähr $\Delta p_r = 0,1$ bis $0,15 \text{ kg/cm}^2$ tiefer als die mit drei Ringen festgestellten Reibungsdrücke. Dieser Unterschied wird aber durch die Eigenspreizkraft der Ringe verursacht, wie die Versuche schon weiter oben gezeigt haben. Hieraus ist zu ersehen, daß auch bei stark pulsierenden Gasdrücken, die hierbei maximal 48 atü erreichen, ein Einfluß der Kolbenringreibung nicht beobachtet werden

000899

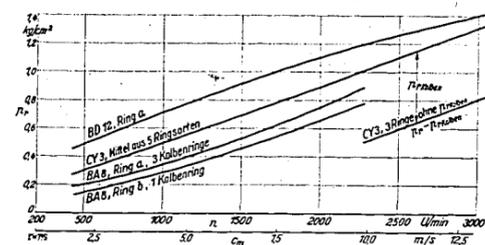


Bild 29. Vergleich der mit Versuchsanlage I gemessenen Reibungsdrücke p_r der Öle BD 12, CY 3 und BA 8 über der Drehzahl n (bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m) aufgetragen.

Die eingezeichneten Reibungsdrücke p_r werden durch die Massenkräfte allein verursacht.

Die Zunahme $\Delta p_{r_{ges}}$ bezieht sich auf den Luftdruck 0 atü und einen Hub. Die Werte gelten für einen und drei Dichtungsringe und einen Öl- und Kühlwasser heiß.

Bild 30 (rechts). Mit der Versuchsanlage I gemessene Zunahme der mittleren Reibungsdrücke p_r für fünf Drehzahlen (bzw. c_m) über dem konstant wirkenden Gasdruck p aufgetragen. Die Zunahme $\Delta p_{r_{ges}}$ bezieht sich auf den Luftdruck 0 atü und einen Hub. Die Werte gelten für einen und drei Dichtungsringe und einen Öl- und Kühlwasser heiß.

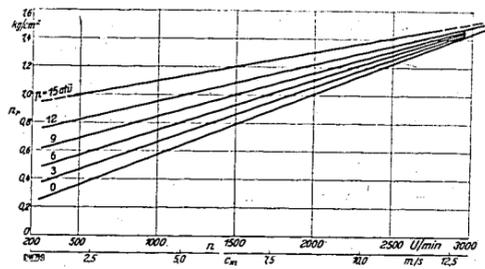
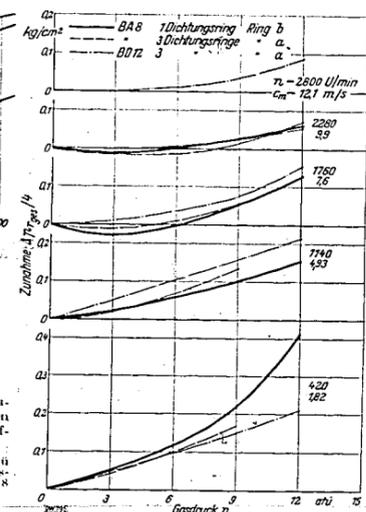
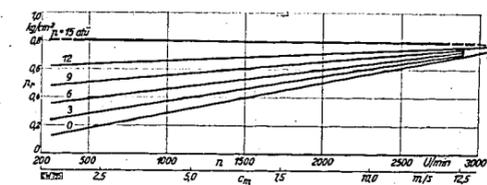


Bild 31. Mit Versuchsanlage I gemessene mittlere Reibungsdrücke p_r der mechanischen Reibung auf das Zweitaktverfahren bezogen (aufgetragen über n bzw. c_m). Das Bild zeigt die Reibungsdrücke p_r , wenn von zwei Umdrehungen zwei Hübe mit konstantem Gasdruck p von 0 bis 15 atü zurückgelegt werden. Öl CY 3; Kühlwassertemperatur 90° ; Ölttemperatur 100° .

Bild 32. Mit Versuchsanlage I gemessene mittlere Reibungsdrücke p_r der mechanischen Reibung auf das Zweitaktverfahren bezogen (aufgetragen über n bzw. c_m). Das Bild zeigt die Reibungsdrücke p_r , wenn beide Hübe einer Umdrehung mit konstantem Druck p von 0 bis 15 atü zurückgelegt werden. Öl CY 3; Kühlwassertemperatur 90° ; Ölttemperatur 100° .



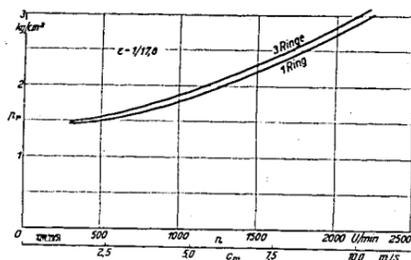


Bild 33. Schloppversuch an einem Ricardo-Winkel-Dieselmotor bei reinem Verdichtungsbetrieb (p_m über n bzw. c_m aufgetragen). Bei genau der gleichen Öl- und Kühlwassertemperatur wurden die Versuche mit drei bzw. einem Dichtungsring durchgeführt. Das Verdichtungsverhältnis betrug $\epsilon = 1/17,8$.

konnte. Wenn auch der erste Dichtungsring den höchsten Gasdruck in der Ringnut besitzt, so werden die übrigen drei Dichtungsringe doch auch noch sehr kräftig an die Zylinderwand gepreßt, so daß der Reibungseinfluß der unteren drei Ringe zusammen mindestens so groß sein wird wie der des obersten Ringes allein.

Zur Zeit werden nähere Untersuchungen über den Einfluß heißer Kolben auf die mechanische Reibung durchgeführt. Bei der vorliegenden Maschine wurden Vorversuche in dieser Richtung folgendermaßen angestellt. Der Motor wurde zunächst längere Zeit bei betriebswarmem Öl und Kühlwasser bei sehr hoher Drehzahl durchgedreht und dabei der mittlere Reibungsdruck gemessen. Anschließend wurde bei der gleichen Drehzahl mit genau denselben Öl- und Kühlwassertemperaturen Höchstlast gefahren. Sehr schnell wurde hierauf die Einspritzung abgestellt und von Generator- auf Motorbetrieb umgeschaltet. Es war möglich, innerhalb 5 bis 6 s von Vollastbetrieb auf den Durchdrehversuch bei reiner Verdichtung umzuschalten. Da nun amerikanische Versuche gezeigt haben, daß innerhalb einer Zeit von 15 s eine nennenswerte Abnahme der Kolbentemperatur nicht eintritt, so müßte nun ein höherer Reibungsdruck p_r gefunden werden, wenn der heiße Kolben eine zusätzliche Reibung verursachen würde. Eine solche Zunahme war nie zu beobachten, woraus geschlossen werden muß, daß bei dem vorliegenden großen Kolbenspiel eine zusätzliche Reibungsarbeit durch den heißen Kolben nicht verursacht wird.

Bei geringerem Kolbenspiel muß noch geklärt werden, ob die durch den Gasdruck verursachte Kolbenverformung nicht auch zusätzliche Reibungsarbeiten verursacht. Es wurden daher Versuche mit verschiedenen Kolbenspielen in Angriff genommen, über die zu gegebener Zeit berichtet werden wird.

Versuche mit Leichtmetall-Pleuelstangen werden ergeben, ob die dadurch verursachte Verminderung der rotierenden Massen im hohen und höchsten Drehzahlgebiet zu einer Abnahme der Reibungsarbeit am Pleuellager führt, da das Pleuellager sehr großen Kräften ausgesetzt ist, die besonders der Zentrifugalkraft C zuzuschreiben sind.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß die Versuchsanlage I sich sehr gut für Verschleißmessungen von Kolbenringen usw. eignet. Die durch die Verbrennungsflamme verursachten chemischen Einflüsse sind ausgeschaltet, und der konstante Gasdruck erzeugt hohe Kolbenringpreiskräfte und große Querkräfte.

Alle bisher durchgeführten Betrachtungen bezogen sich auf einen Einzylindermotor. Bei den Mehrzylindermotoren gelten für die Kräfte an der Kolbengleitbahn und für die Pleuellagerkräfte dieselben Werte, die für den Einzylindermotor abgeleitet wurden. Für die Grundlager jedoch errechnen sich für die Mehrzylindermaschine wesentlich kleinere Kräfte, soweit diese durch die Massen verursacht werden, da ein weitgehender Massenausgleich die Grundlagerbelastung senkt. Da die Kurbelwelle jedoch mindestens drei Grundlager aufweist, so besteht bei den durch die Kräfte verursachten Verformungen eine gewisse Unbestimmtheit über die in Wirklichkeit vorhandenen Grundlagerkräfte. Weiterhin läßt sich noch nicht aussagen, wie groß die Reibungsverluste an den Grundlagern werden, wenn Schwingungen der Kurbelwelle auftreten. Nun sind die spezifischen Brennstoffverbräuche der Vier- und Sechszylinder-Oberhänsli-Dieselmotoren mit den gleichen Zylinderabmessungen wie unser Versuchsmotor praktisch dieselben wie sie unser Einzylindermotor zeigt. Dies gilt besonders dann, wenn die Ventilationsarbeit des Schwungrades des Einzylindermotors mit in Rechnung gesetzt wird. Aus diesem Grunde ist anzunehmen, daß auch die Mehrzylindermotoren durch den Massenausgleich eine nennenswerte Verringerung der Grundlagerreibungsarbeit nicht erreichen. Hierüber müssen aber noch nähere Versuche Aufschluß geben.

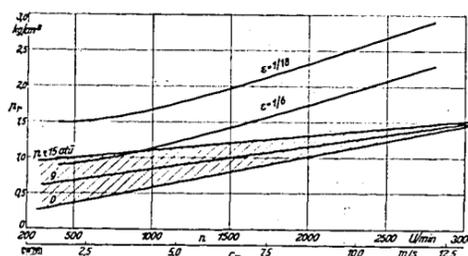


Bild 34. Aus dem Schloppversuch bei Verdichtungsbetrieb ermittelte Reibungsdrücke p_r über der Drehzahl n (bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m) aufgetragen. Es wurden zwei verschiedene Verdichtungsverhältnisse untersucht. Zum Vergleich wurden außerdem die nur durch die Massenkräfte (0 atü) oder mit zusätzlichem konstantem Gasdruck von 9 bzw. 15 atü während des Verdichtungs- und Ausdehnungsstages gemessenen Reibungsdrücke p_r eingetragen. Öl CV 3; Kühlwassertemperatur 90° ; Ötemperatur 100° .

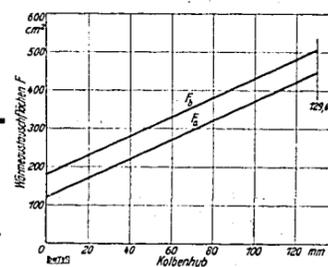


Bild 35. Wärmestauschflächen als Funktion des Hubes aufgetragen. F_0 Wärmestauschflächen ohne Berücksichtigung der Brennzylinderflächen des Ringraums, F_1 Wärmestauschflächen mit Berücksichtigung der Brennzylinderflächen des Ringraums von der Kolbenoberkante bis zum ersten Dichtungsring.

Auf Bild 34 sind in anderem Maßstabe die durch die mechanische Reibung verursachten mittleren Reibungsdrücke p_r eingezeichnet, wobei die Kurve für den Behälterdruck 9 atü die bei reinem Verdichtungsbetrieb zu erwartenden Reibungsdrücke anzeigt, während die für einen Behälterdruck von 15 atü eingetragene Reibungskurve für Höchstlast zu nehmen wäre. Dreht man jetzt den Motor ohne Zündung bei $\epsilon = 1/6$ durch, so werden die eingezeichneten Werte für die Reibungsdrücke gemessen. Da bei diesem geringen Verdichtungsverhältnis Kompressions-Spitzen drücke von nur 10 atü auftreten, wobei auch verhältnismäßig geringe Temperaturspitzen vorhanden sind, so ist weder mit einer nennenswerten Zunahme der mechanischen Reibung noch mit einer durch Wärmeverluste verursachten Druckschleife zu rechnen. Die Pumpverluste jedoch ergeben eine nennenswerte Zunahme der Reibungsdrücke p_r . Für den Durchdrehversuch mit diesem geringen Verdichtungsverhältnis werden mechanische Reibungswerte auftreten, die in dem Bereich zwischen einem Behälterdruck von 0 atü und 9 atü liegen. Im niederen Drehzahlgebiet liegt für $\epsilon = 1/6$ der Reibungsdruck schon wesentlich höher als durch die rein mechanischen Verluste zu erwarten ist. Da in diesem Drehzahlgebiet die Pumpverluste noch keine nennenswerten Beträge besitzen, so sind die hier gemessenen größeren Reibungsdrücke p_r wohl hauptsächlich auf die Abkühlung der Kolbengleitbahn durch die angesaugte kalte Luft zurückzuführen. Bei den von uns durchgeführten Versuchen mit Druckbehälter besaß die die Zylinderwände bespülende Luft die Temperatur des Kühlwassers, da der Druckbehälter gut isoliert war. Die hierbei gemessenen Reibungen waren daher gering. Wurde nun der Druckbehälter entfernt, so daß die kalte Umgebungsluft die Kolbengleitbahn berührt, so wurde im niederen Drehzahlgebiet eine Reibungszunahme beobachtet, die wohl der Abkühlung des Ölfilms an der Kolbengleitbahn zuzuschreiben ist. Im hohen Drehzahlgebiet wurde in dieser Beziehung kein Reibungsunterschied beobachtet. Es kann daher festgestellt werden, daß bei mittleren und hohen Kolbengeschwindigkeiten die höheren Reibungsdrücke p_r beim Durchdrehversuch mit $\epsilon = 1/6$ gegenüber den durch die mechanische Reibung allein verursachten Reibungsdrücken auf die Pumpverluste zurückzuführen sind. Steigert man jetzt das Verdichtungsverhältnis auf $\epsilon = 1/10$, so erhält man eine weitere beträchtliche Zunahme des Reibungsdruckes. Da nun beim reinen Durchdrehversuch durch die mechanische Reibung allein nur Reibungsdrücke erzeugt werden können, die innerhalb des gestrichelten Bereiches liegen, so ist anzunehmen, daß die Reibungszunahme bei $\epsilon = 1/10$ auf die Druckschleife infolge Wärmedichtheit zurückzuführen ist. Es ist daher notwendig, mittels thermodynamischer Rechnungen nachzuprüfen, ob eine solche durch Wärmeverluste verursachte Druckschleife überhaupt auftreten kann, und welche scheinbare Reibungszunahme durch sie verursacht wird.

V. Errechnung der durch Wärmeverluste verursachten Druckschleife mit der Wärmeübergangsformel von Nußelt

Auf Bild 35 sind über dem Kolbenhub die Wärmeübergangsflächen aufgetragen. Es handelt sich hierbei um einen glatten zylindrischen Brennraum ohne jede Brennraumzerklüftung. Da der erste Dichtungsring stets einen gewissen Betrag unterhalb der oberen Kolbenkante angebracht ist, so tritt in die Wärmeübergangsberechnung eine Ringfläche ein, die von der Laufbuchse und von der

Kolbenseitenfläche begrenzt wird. Da der Durchmesserunterschied der Kolbenoberkante und der Laufbuchse 0,45 mm beträgt, so wird die in diesem Ringspalt befindliche Luft den Druckverlauf der im Hauptzylinderraum befindlichen Luft mitmachen. Es läßt sich nicht ohne weiteres aussagen, welchen Verlauf die Temperaturen in diesem Ringspalt während eines Arbeitsspiels nehmen, so daß noch nicht ausgesagt werden kann, ob dieser Ringspalt zusätzliche Wärmeverluste ergeben wird. In der Nähe des oberen Totpunktes machen die Wärmeaustauschflächen dieses Ringspaltes einen beträchtlichen Anteil der ganzen Austauschfläche aus. Um jedoch die Rechnung auf der sicheren Seite zu halten, wurde der Einfluß dieser Fläche nicht berücksichtigt. Der folgenden Rechnung wurde daher die Austauschfläche F_1 , ohne Berücksichtigung der den Ringspalt begrenzenden Flächen des Kolbens und der Laufbuchse zugrunde gelegt; F_2 stellt die Wärmeübergangsflächen mit Berücksichtigung der Begrenzungsflächen des Ringspaltes dar.

Beträgt das auf das Hubvolumen bezogene Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/1,333$, so erhält man ein Verdichtungs-volumen von $V_c = 38,4 \text{ cm}^3$, wobei das gesamte Hubvolumen 652 cm^3 ausmacht. Da das Einlaßventil 45° KW nach u. T. schließt, so beträgt das eigentliche dem Verdichtungs-hub zugrunde zu legende Anfangsvolumen nur $614,4 \text{ cm}^3$. Aus Indikatordiagrammen in Verbindung mit volumetrischen Messungen wurde der Anfangszustand des arbeitenden Gases in diesem Punkte zu $p = 1,06 \text{ ata}$ und $t = 100^\circ \text{ C}$ festgelegt. Dies führt zu einem an einem Spiel teilnehmenden Gasgewicht von $G = 0,595/1000 \text{ kg}$. Der folgende Rechnungsgang wird am verständlichsten, wenn er für einen bestimmten Punkt in Form eines Beispiels durchgeführt wird.

Für die folgenden Beziehungen sollen die Abkürzungen gelten:

- n = Drehzahl der Kurbelwelle je Minute,
- φ = Kurbelstellung in Grad Kurbelwinkel von o. T. aus gerechnet,
- G = $0,595/1000 \text{ kg}$ = je Spiel arbeitendes Gasgewicht.
- Bei den folgenden Abkürzungen bezieht sich der Index 1 auf den Anfang und der Index 2 auf das Ende der betrachteten Zustandsänderung von 1 nach 2.
- V_1 = Anfangsvolumen des Gases,
- V_2 = Endvolumen des arbeitenden Gases,
- p_1 und p_2 = Anfangs- und Enddrücke des arbeitenden Gases,
- t_1 und t_2 = Anfangs- und Endtemperaturen des arbeitenden Gases,
- x_1 und x_2 = Kolbenwege von o. T. aus gerechnet,
- m = Polytropenexponent,
- R = Gaskonstante,
- c_p und c_v = Spez. Wärmen des arbeitenden Gases,
- κ = Adiabatenexponent,
- c_m = spezifische Wärme der Polytrope,
- L^* = umgesetzte mechanische Arbeit bei der Kolbenbewegung von x_1 nach x_2 in mkg/kg,
- L_{1-2} = tatsächlich umgesetzte Arbeit in mkg,
- Q^* = umgesetzte Wärmemenge in kcal/kg,
- Q_{1-2} = tatsächlich umgesetzte Wärmemenge in kcal,
- α_{1-2} = mittlere Wärmeübergangszahl,
- F_{1-2} = mittlere Wärmeübergangsfläche,
- t_{Wand} = Temperatur der das Gasvolumen einschließenden Wände,
- $A \cdot \theta$ = Zeit für die Zustandsänderung von 1 nach 2,
- F_1 und F_2 = Wärmeaustauschflächen,
- p_m = mittlerer Gasdruck,
- T_{Gas} = mittlere Gastemperatur in $^\circ \text{K}$.

Außerdem tritt noch auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit v_m .

Die jetzt folgende Rechnung ist ein Probiervorgehen, das schrittweise vom Kompressionsbeginn bis Expansionsende durchgeführt wird. Innerhalb eines kleinen Bereiches wird der an dieser Stelle herrschende Polytropenexponent m geschätzt und dann wird nachgeprüft, ob der daraus errechnete Wärmeverlust mit dem Wert genügend genau übereinstimmt, den die Nusseltsche Formel ergibt. Das Probiervorgehen hat den Vorteil, daß man an jedem Punkt genau merkt, welche Abweichung bei einer geringfügigen falschen Annahme von m auftritt. Die folgende Rechnung sei für die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v_m = 12,1 \text{ m/s}$ ($n = 2800 \text{ U/min}$) durchgeführt, wobei ein kleiner Kurbelwinkelbereich in der Nähe des o. T. betrachtet werden soll. Man muß sich vorstellen, daß man bei schrittweiser Wahl der richtigen Polytropenexponenten m bis zu dem betrachteten Bereich vorgeht.

Rechnungsverfahren

$$\begin{aligned} n &= 2800 \text{ U/min} \quad \varphi = 25^\circ \text{ bis } 15^\circ \text{ KW vor o. T.} \quad m = 1,333 \text{ gewählt} \\ V_1 &= V_{25^\circ} = 76,2 \text{ cm}^3 & V_2 &= V_{15^\circ} = 52,22 \text{ cm}^3 \\ x_1 &= 7,52 \text{ mm} & x_2 &= 2,745 \text{ mm} \\ t_1 &= 523^\circ \text{ C} = 796^\circ \text{ K} & p_2 &= \text{noch unbekannt} \\ p_1 &= 18,15 \text{ ata} & t_2 &= \text{noch unbekannt} \\ & & G &= 0,595/1000 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^m = 1,461,333;$$

hieraus folgt mit $p_1 = 18,15 \text{ ata}$ der Wert $p_2 = 30,50 \text{ ata}$.

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{m-1} = 1,450,333;$$

hieraus folgt mit $T_1 = 796^\circ \text{ K}$ der Wert $T_2 = 904^\circ \text{ K}$,

woraus mit den Temperaturen in $^\circ \text{C}$ auch die zugehörigen spezifischen Wärmen errechnet werden können. Es wird

$$t_1 = 523^\circ \text{ C}, \quad t_2 = 631^\circ \text{ C}, \quad c_p = 0,252 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ \text{C}}, \quad c_v = 0,184 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ \text{C}}, \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,37.$$

Für die spezifische Wärme der Polytrope folgt dann:

$$c_m = \frac{c_p \cdot (m - \kappa)}{m - 1} = \frac{0,184 \cdot (1,333 - 1,370)}{0,333} = -0,0204.$$

Man erhält nun:

$$L^* = \frac{R}{m-1} (t_1 - t_2) = \frac{29,3}{0,333} (-108) = -9500 \text{ mkg/kg.}$$

Eine zweite Formel ergibt ebenfalls mit genügender Übereinstimmung

$$L^* = 427 (c_m - c_v) (t_2 - t_1) = 427 (-0,0204 - 0,184) \cdot 108 = -9440 \text{ mkg/kg.}$$

Hieraus folgt

$$AL^* = -22,1 \text{ kcal/kg.}$$

Während der Zustandsänderung von 1 nach 2 wird also an mechanischer Arbeit umgesetzt der Betrag:

$$L_{1-2} = GL^* = \frac{0,595}{1000} (-9500) = -5,65 \text{ mkg.}$$

Die umgesetzte Wärmemenge wird dann

$$Q^* = c_m (t_2 - t_1) = -0,0204 \cdot 108 = -2,21 \text{ kcal/kg.}$$

Kontrolle:

$$Q^* = \frac{\kappa - m}{\kappa - 1} AL^* = \frac{1,37 - 1,333}{0,37} (-22,1) = -2,21 \text{ kcal/kg.}$$

Für die während der Zustandsänderung von 1 nach 2 abgegebene Wärmemenge erhält man also

$$Q_{1-2} = G Q^* = \frac{0,595}{1000} (-2,21) = \frac{13,15}{10000} \text{ kcal.}$$

Eine Kontrolle unter Verwendung des ersten Hauptsatzes zeigt die Richtigkeit der Rechnung.

$$\begin{aligned} Q^* &= c_v (t_2 - t_1) + AL^* \\ -2,21 &= 0,184 \cdot 108 - 22,1 \\ -2,21 &= -2,21 \end{aligned}$$

Für die während der Zustandsänderung von 1 nach 2 an die Wände übergehende Wärmemenge gilt die Beziehung

$$Q_{1-2} = \alpha_{1-2} F_{1-2} (t_{1-2} - t_{\text{Wand}}) A \theta \text{ [kcal].}$$

Hierin ist α in $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$, F in m^2 und $A \theta$ in Stunden einzusetzen. Nach Nusselt errechnet sich die Wärmeübergangszahl zu

$$\alpha = 0,99 \sqrt[3]{p_m^2 T_{\text{Gas}} (1 + 1,24 v_m)} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$$

In diese Formel ist der mittlere Druck p_m in ata, die mittlere Gastemperatur in $^\circ \text{K}$ und die mittlere Kolbengeschwindigkeit v_m in m/s einzusetzen. Man erhält mit

$$p_m = 24,33 \text{ ata}, \quad T_{\text{Gas}} = 850^\circ \text{ K}, \quad v_m = 12 \text{ m/s}$$

den Wert

$$\alpha = 0,99 \cdot 79,5 (1 + 1,24 \cdot 12) = 1250 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^2 \text{C}}$$

Mit $F_{1-2} = 134 \text{ cm}^2$, $t_{1-2} = 577^\circ \text{C}$, $t_{\text{Wand}} = 100^\circ \text{C}$ und $\Delta\theta = \frac{\Delta\varphi}{6n} = \frac{10}{1680} = \frac{1}{1680} \text{ s}$ erhält man den nach der Nußeltschen Formel zu erwartenden Wärmeübergang zu

$$Q_{1-2} = 1250 \frac{134}{10000} 479 \frac{1}{1680 \cdot 3600} = \frac{13,25}{10000} \text{ kcal.}$$

Es ist zu sehen, daß der gewählte Polytropenexponent m eine Wärmeabfuhr ergibt, die mit der Wärmeabfuhr übereinstimmt, die mit der Nußeltschen Wärmeübergangsformel errechnet wird. Ist also diese Nußeltsche Wärmeübergangsformel richtig, so würde die Zustandsänderung im Bereiche von 1 nach 2 den angenommenen Polytropenexponenten besitzen.

Dieses Rechenverfahren wurde nun für eine Reihe von Drehzahlen für den Verdichtungs- und Ausdehnungshub durchgeführt. Auf Bild 36 wurden über dem Kurbelwinkel die nach der Nußeltschen Formel zu erwartenden Drücke während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes für $c_m = 1,82 \text{ m/s}$ ($n = 420 \text{ U/min}$) aufgetragen. Unter diese Kurve wurden in vergrößertem Maßstab die jeweiligen Druckdifferenzen Δp zwischen der Verdichtungs- und Ausdehnungslinie eingezeichnet. Es ist zu sehen, daß beträchtliche Druckdifferenzen auftreten. Auf Bild 37 wurden die Temperaturen über dem Kurbelwinkel aufgetragen, wobei die Temperaturen am Ende der Ausdehnungslinie beträchtlich unter der Wandtemperatur sinken. Auf Bild 38 kann man die beim Verdichtungs- und Ausdehnungshub abgegebene Wärmemenge bezogen auf jeweilig 5°KW erkennen, woraus folgt, daß der Hauptanteil der Wärmeabgabe zwischen $\varphi = 0^\circ$ und 40°KW erfolgt. Da in diesem Bereich schon beachtlich hohe Gastemperaturen herrschen, so ist zu sehen, daß selbst bei einer beträchtlichen Fehlschätzung der Wandtemperatur t_{Wand} die Wärmeabgaberechnung richtig bleibt. Auf Bild 39 wurde die Verdichtungs- und Ausdehnungsarbeit bezogen auf 5°KW eingezeichnet. Auf Bild 40 sind nun alle wesentlichen Werte über dem Kurbelwinkel aufgetragen, wobei der Polytropenexponent m_K am Ende des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes bis zu einem Werte von 1,06 absinkt. Naturgemäß konnte die Untersuchung

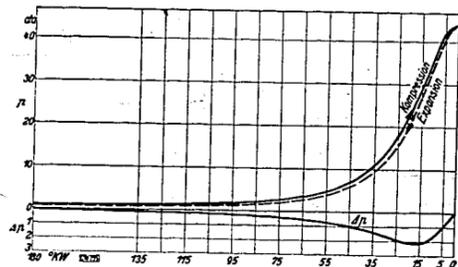


Bild 36. Druckverlauf p während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes über dem Kurbelwinkel für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/18$ aufgetragen. Außerdem: Druckdifferenz Δp zwischen Verdichtungs- und Ausdehnungsvorgang.

Die Werte wurden unter Zugrundelegung der Nußeltschen Wärmeübergangsformel errechnet.
 $n = 420 \text{ U/min}$ ($c_m = 1,82 \text{ m/s}$).

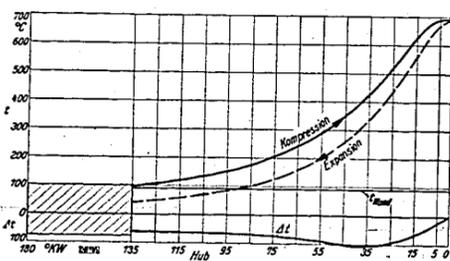


Bild 37. Temperaturverlauf t bei reinem Verdichtungs- und Ausdehnungsbetrieb über dem Kurbelwinkel aufgetragen.
 $n = 420 \text{ U/min}$ ($c_m = 1,82 \text{ m/s}$).

000902

Bild 38. Bei reinem Verdichtungs- und Ausdehnungsbetrieb je 5°KW abgegebene Wärmemenge Q über dem Kurbelwinkel aufgetragen.
 $\epsilon = 1/18$; $n = 420 \text{ U/min}$ ($c_m = 1,82 \text{ m/s}$).

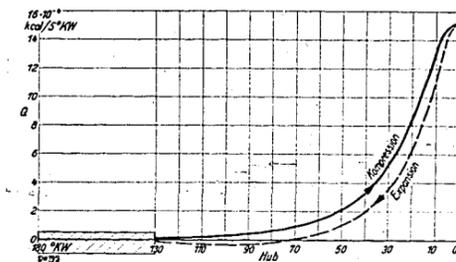


Bild 39. Bei reinem Verdichtungs- und Ausdehnungsbetrieb je 5°KW umgesetzte mechanische Arbeit L über dem Kurbelwinkel aufgetragen.
 $\epsilon = 1/18$; $n = 420 \text{ U/min}$ ($c_m = 1,82 \text{ m/s}$).

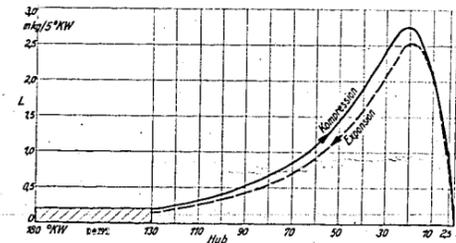
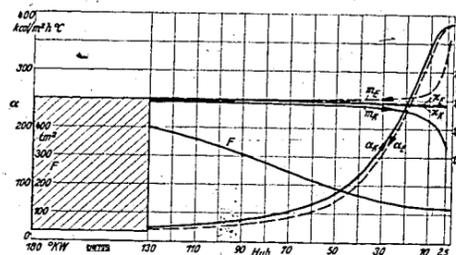


Bild 40. Für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/18$ wurden für reinen Verdichtungs- und Ausdehnungsbetrieb folgende Größen über dem Kurbelwinkel aufgetragen (Drehzahl $n = 420 \text{ U/min}$, $c_m = 1,82 \text{ m/s}$):

α_K und α_E Wärmeübergangszahlen beim Verdichtungs- bzw. Ausdehnungshub,
 m_K und m_E Polytropenexponenten beim Verdichtungs- bzw. Ausdehnungshub,
 κ_K und κ_E Adiabatenexponent beim Verdichtungs- bzw. Ausdehnungshub,
 F Wärmeaustauschfläche



nur bis in die Nähe des unteren Totpunktes durchgeführt werden, da dort durch die Eröffnung der Ventile Mengenänderungen des arbeitenden Gases verursacht werden. Dieses nicht auswertbare Gebiet wurde in den Bildern 37 bis 40 durch Schraffur gekennzeichnet.

Werden alle während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes umgesetzten mechanischen Arbeiten L_{1-2} addiert und davon die während des Ausdehnungshubes zurückgewonnenen mechanischen Arbeiten subtrahiert, dann ist damit die thermodynamische Verlustarbeit eines Arbeitsspiels errechnet. Aus diesem Wert folgt die mittlere Druckdifferenz Δp_m [kg/cm^2], die also unmittelbar mit den beim Durchdrehversuch gemessenen mittleren Reibungsdrücken p_r vergleichbar ist. Für die eben betrachtete Kolbengeschwindigkeit $c_m = 1,82 \text{ m/s}$ ($n = 420 \text{ U/min}$) errechnet sich Δp_m zu $0,615 \text{ kg/cm}^2$. Wird z. B. bei dieser niedrigen Drehzahl beim Durchdrehversuch ein Reibungsdruck von $p_r = 1,50 \text{ kg/cm}^2$ gemessen, wie Bild 34 zeigt, so ist hiervon $0,615 \text{ kg/cm}^2$ abzuziehen, so daß eine tatsächliche Reibung von nur $0,885 \text{ kg/cm}^2$ verbleibt. Dieses Ergebnis ist nur dann gültig, wenn die Nußeltsche Wärmeübergangsformel richtig ist. Diese Formel hat bei langsam laufenden Dieselmotoren ein weitgehendes Maß von Anerkennung gefunden, so daß sie auch für die Untersuchung von schnelllaufenden Motoren als Unterlage wohl verwendet werden kann. Naturgemäß werden eingehende Untersuchungen die Gültigkeit

der Nußeltschen Formel für die Dieselschnellläufer noch zu beweisen haben. Gesichert bleibt jedoch, daß beim Durchdrehversuch eines Dieselmotors mit hohem Verdichtungsverhältnis eine thermodynamische Druckschleife auftritt, die die gemessenen Reibungsdrücke p_r erheblich fälscht.

Auf Bild 41 und 42 wurden über den ganzen Bereich der Kolbengeschwindigkeiten die nach der Nußeltschen Formel errechneten Werte aufgetragen, und zwar für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/18$. Es ist dabei zu beobachten, daß der Verdichtungshöchst- und die Verdichtungshöchsttemperatur mit der Kolbengeschwindigkeit nur unwesentlich ansteigen, da zwar mit wachsender Kolbengeschwindigkeit die für den Wärmeaustausch zur Verfügung stehenden Zeiten immer kürzer werden, aber andererseits die Nußeltschen Wärmeübergangszahlen mit wachsender Kolbengeschwindigkeit in fast demselben Verhältnis zunehmen. Die Folge davon ist, daß die für uns wichtigste Δp_m -Kurve auf Bild 42 mit wachsender Kolbengeschwindigkeit erst rasch und dann immer langsamer abnimmt, so daß sie bei $c_m = 12,1$ m/s ($n = 2800$ U/min) noch den Wert $\Delta p_m = 0,49$ kg/cm² besitzt. Es ist also auch noch bei den höchsten Kolbengeschwindigkeiten mit einer beträchtlichen Fälschung der beim Durchdrehversuch ermittelten Reibungsdrücke zu rechnen, da Δp_m verhältnismäßig hohe Beträge annimmt. Die auf Bild 41 über der Kolbengeschwindigkeit aufgetragenen mittleren Polytro-

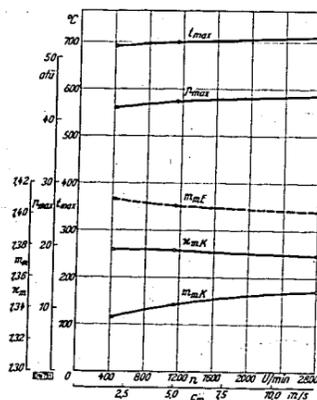


Bild 41. Für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/18$ wurden für reinen Verdichtungsbetrieb folgende Größen über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen:

T_{max} Verdichtungshöchsttemperatur,
 p_{max} Verdichtungshöchstdruck,
 m_{mK} mittlerer Adiabatenexponent während des Verdichtungs Vorganges, auf den wirklichen Verdichtungs- und Ausdehnungsdruck bezogen,
 m_{mE} mittlerer Polytrophenexponent des Verdichtungs- und Ausdehnungsdruckes.

exponenten m_{mK} des Verdichtungsdruckes beziehen sich auf den tatsächlichen Verdichtungsdruck, der erst nach Schluß des Einlaßventiles beginnt. Würden die mittleren Polytrophenexponenten m_m auf den ganzen Kolbenhub bezogen, so kämen noch schlechtere Werte heraus. Interessant ist ferner, daß selbst an und für sich so günstige Polytrophenexponenten von 1,35 so beträchtliche Δp_m -Werte zur Folge haben. Auf Bild 43 wurde für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/6$, wie es beim Ottoverfahren auftritt, die gleiche Untersuchung mit der Nußeltschen Formel durchgeführt. Hierbei wurde die sehr interessante Tatsache festgestellt, daß bei $c_m = 1,82$ m/s ($n = 420$ U/min) ein mittlerer Druckverlust Δp_m von nur 0,06 kg/cm² sich einstellt. Steigert man die Kolbengeschwindigkeit $c_m = 12,1$ m/s ($n = 2800$ U/min), so ist Δp_m so verschwindend klein, daß fast adiabatische Verdichtung vorliegt. Bei den Durchdrehversuchen von Ottomotoren tritt also nach der Nußeltschen Formel keine Wärme-

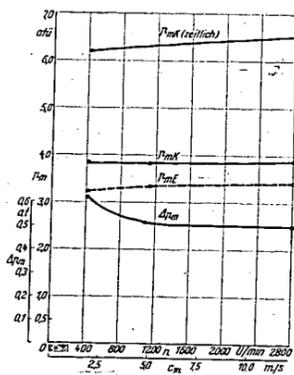


Bild 42. Für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/18$ wurden für reinen Verdichtungsbetrieb folgende Größen über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen:

Δp_m mittlere Druckdifferenz zwischen Verdichtungs- und Ausdehnungsdruck, auf den Kolbenweg bezogen,
 p_{mK} und p_{mE} mittlerer Druck während des Verdichtungs- und Ausdehnungsdruckes, auf den Kolbenweg bezogen,
 p_{mK} (trotlich) mittlerer Verdichtungsdruck, auf die Zeit bezogen.

000903

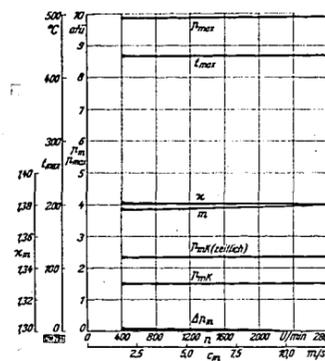


Bild 43. Für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/6$ wurden für reinen Verdichtungsbetrieb folgende Größen über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen:

Δp_m mittlere Druckdifferenz zwischen Verdichtungs- und Ausdehnungsdruck, auf den Kolbenweg bezogen,
 p_{max} Verdichtungshöchstdruck,
 T_{max} Verdichtungshöchsttemperatur,
 m mittlerer Polytrophenexponent,
 κ Adiabatenexponent,
 p_{mK} mittlerer Druck während des Verdichtungsdruckes, auf den Kolbenweg bezogen,
 p_{mK} (trotlich) mittlerer Verdichtungsdruck, auf die Zeit bezogen.

in die Atmosphäre hinauszuschieben, wobei der Behälter in kürzester Zeit auf Unterdruck gebracht werden konnte. Für ein bestimmtes Verdichtungsverhältnis folgt aus der Beziehung

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{V_{ges}}{V_K}\right)^m \text{ der Verdichtungsdruck } p_2 = p_1 \left(\frac{V_{ges}}{V_K}\right)^m$$

Da nun der Druck p_1 zu Beginn der Verdichtung je nach Behälterdruck weitgehend verändert werden kann, so wird es hierdurch ermöglicht, außerordentlich verschiedene Spitzendrücke zu erzeugen. Aus der Beziehung

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{V_{ges}}{V_K}\right)^{m-1}$$

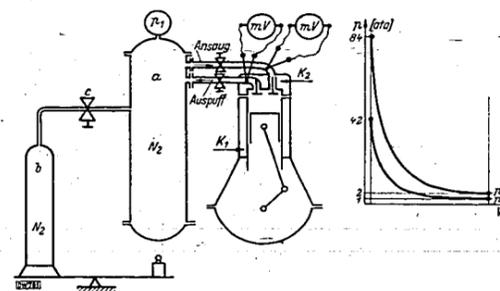


Bild 44. Versuchsanlage II.

Durch kleine Änderungen des Druckes im Druckbehälter wird eine starke Änderung des Verdichtungsdruckes erreicht (vgl. das im Bild rechts dargestellte Druck-Kolbenweg-Diagramm).
 a Druckbehälter, b Stickstoffflasche, c Reduzierventil, K_1 Kühlwasserzuleitung, K_2 Kühlwasserabstrich.

VI. Untersuchungen an der Versuchsanlage II

Nachdem durch die vorangehende Rechnung gezeigt wurde, daß nach der Nußeltschen Wärmeübergangsformel eine beträchtliche durch Wärmeverluste verursachte Druckschleife auftreten kann, soll jetzt versucht werden, diese experimentell nachzuweisen. Mittels genauer Indizierung war es möglich, zu zeigen, daß die Ausdehnungslinie tiefer als die Verdichtungslinie liegt. Es war jedoch sehr schwierig, dies zahlenmäßig genau genug festzustellen, da es darauf ankam, verhältnismäßig geringe Druckdifferenzen bei sehr hohen Spitzendrücken festzustellen. Aus diesem Grunde wurde daher folgende Versuchsanlage aufgebaut, die auf Bild 44 schematisch dargestellt ist. Aus einem großen Druckbehälter a saugt der Motor Stickstoff an und drückt diesen während des Auspuffhubes wieder in den Behälter zurück. Der Motor wird also ohne Zündung bei reinem Verdichtungsbetrieb durchgedreht. Mittels einer Stickstoffflasche b und einem feinen Reduzierventil c kann in dem großen Behälter a jeder beliebige Druck zwischen 1 und 2 ata eingestellt werden (siehe Bild 44 rechts), so daß der Motor auch Gas von beträchtlichem Überdruck ansaugen kann. Durch Abwägen der erforderlichen Ergänzungsluft kann die Ringlässigkeit genau festgestellt werden, da mit dem feinen Reduzierventil der Zufluß zum Behälter im gleichen Verhältnis geregelt wird, wie es die Ringlässigkeit erfordert. In der Ansaug- und Auspuffleitung wurden Dreivehähne angebracht, wodurch es möglich war, aus der Atmosphäre anzusaugen und in die Atmosphäre hinauszudrücken, oder aber aus der Atmosphäre anzusaugen und in den Behälter zu drücken. Weiterhin war es aber auch möglich, aus dem Behälter anzusaugen und

folgt für die Verdichtungshöchsttemperatur

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_{ges}}{V_K} \right)^{(m-1)}$$

Hieraus ist zu ersehen, daß bei Veränderung des Anfangsdruckes p_1 die Verdichtungshöchsttemperatur nicht beeinflusst wird, da diese nur von der Temperatur T_1 zu Beginn der Verdichtung abhängt. Durch die Veränderung des Druckes p_1 im Behälter erhält man also bei gleicher Spitztemperatur außerordentlich verschiedene Spitzendrücke. Verändert man außerdem das Verdichtungsverhältnis, so erhält man auch andere Spitzentemperaturen. Hierdurch wurde also noch eine weitere Variationsmöglichkeit gewonnen. Tritt z. B. bei einem bestimmten Verdichtungsverhältnis bei einem Anfangsdruck von $p_1 = 1$ ata ein Spitzendruck von 42 ata auf, so erhält man einen Spitzendruck von ungefähr 84 ata, wenn der Ansaugdruck von 1 ata auf 2 ata erhöht wird. Mit dieser Methode war es möglich, Verdichtungsspitzen drücke von 110 bis 120 ata zu erzeugen, wobei das Verdichtungsverhältnis ungefähr $1/25$ betrug. Der Einbeulgefahr wegen konnten an dem großen Behälter nur Unterdrücke bis zu 200 mm QS eingestellt werden. Die Versuche wurden mit Stickstoff gefahren, um einer Explosionsgefahr aus dem Wege zu gehen. Weiterhin traten bei Verdichtungsverhältnissen, die größer als $\epsilon = 1/20$ waren, Schmierölverbrennungen im Zylinder auf, wenn die Anlage mit Luft beschickt wurde. Mit Versuchsanlage II kann weiterhin die Größe der Pumpverluste abhängig vom Überladungsdruck näher untersucht werden, da die Dichte der angesaugten Luft sehr schnell und bequem von Unterdruck bis zu hohem Überdruck verändert werden kann. Naturgemäß können lediglich die beim Durchdrehversuch ohne Zündung auftretenden Gaswechselverluste untersucht werden. Bei Vollastbetrieb werden besonders während des Auspuffhubes nennenswerte andere Ausschubverluste auftreten.

Bild 45 zeigt für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/16$ die mittleren Reibungsdrücke p_r für verschiedene Ansaugdrücke p_a . Bei einem Polytropenexponenten von $m = 1,35$ wurden mit der Erhöhung des Anfangsdruckes von $p_a = -150$ mm QS bis $+750$ mm QS Verdichtungs-Spitzen drücke erreicht, die von 33 ata auf ungefähr 85 ata ansteigen. Unabhängig vom Verdichtungs-Spitzen drücke beträgt die Verdichtungshöchsttemperatur 710°C , wenn man der Rechnung $m = 1,35$ zugrunde legt.

Erstaunlich ist die starke Zunahme der Reibungsdrücke p_r bei einer Erhöhung des Druckes des angesaugten Gases. Diese Zunahme ist auf drei Ursachen zurückzuführen:

1. Mit einer Erhöhung des Anfangsdruckes erhöhen sich auch im gleichen Verhältnis die Gasdrücke des ganzen Arbeitsspiels, so daß mit einer Zunahme der mechanischen Reibung zu rechnen ist.
2. Die Formel von Nußelt zeigt eine starke Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl λ vom Gasdruck. Eine Erhöhung des Gasdruckes verursacht daher größere Wärmeverluste und ergibt damit eine Zunahme der Wärmeverlust-Druckschleife.
3. Die Pumpverluste sind abhängig von der Dichte des angesaugten und ausgeschobenen Gases, so daß eine Erhöhung der Dichte größere Pumpverluste ergeben muß.

Die Zunahme der mechanischen Reibung kann nach den früheren Versuchen abgeschätzt werden. Aus diesem Grunde wurde die mögliche Zunahme der mechanischen Reibung auf jedem Diagramm über dem ganzen Drehzahlbereich aufgetragen. Bei niederen Kolbengeschwindigkeiten werden die Pumpverluste einen verhältnismäßig geringen Betrag annehmen, so daß eine Erhöhung des Ansaugdruckes eine nennenswerte Vergrößerung der Pumpverluste kaum verursachen wird. Da weiter bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten mit wachsendem Gasdruck eine Zunahme der mechanischen Reibung um Δp_r von höchstens $0,4 \text{ kg/cm}^2$ erwartet werden kann, so muß geschlossen werden, daß Gasdruck und Gasdichte einen beträchtlichen Einfluß auf die Zunahme der Wärmeverlustdruckschleife besitzen. Diese starke Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl vom Druck ist auch aus der Nußeltschen Gleichung zu erkennen. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß die am Prüfstand auf diese Weise ermittelten Wärmeverlust-Druckschleifen auf Wärmeverluste schließen lassen, die höher liegen, als sich nach der Nußeltschen Gleichung errechnet. Im Gebiet der hohen Kolbengeschwindigkeiten ist der Einfluß der Pumpverluste sehr groß, so daß die durch die Änderung der Dichte des angesaugten Gases verursachte Zunahme der Pumpverluste auch eine starke Zunahme des Reibungsdruckes p_r mit sich bringen wird. Bei hohen Kolbengeschwindigkeiten kann daher nicht entschieden werden, ob die Zunahme des Reibungsdruckes p_r auf das Anwachsen der Pumpverluste oder aber auf die Zunahme der Wärmeverlust-Druckschleife zurückzuführen ist. Es wurden daher auf Bild 46 für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/25$ die gemessenen Reibungsdrücke für verschiedene Ansaugdrücke aufgetragen. Bei diesem Verdichtungsverhältnis wird der Verdichtungs-Spitzen druck von 57 ata auf 121 ata gesteigert, wenn man den Druck zu Beginn der Verdichtung von -200 mm QS auf $+400$ mm QS erhöht. Dieser Rechnung wurde ein mittlerer Polytropenexponent von $m = 1,35$ zugrunde gelegt, wobei auch eine Verdichtungshöchsttemperatur von 873°C erhalten wird. Auf Bild 47 wurden für den Ansaugdruck $p_a = 0$ mm QS die Reibungsdrücke p_r für die beiden

000904

Bild 45. Abhängigkeit der mittleren Reibungsdrücke p_r vom Druck p_a des angesaugten Gases über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/16$; errechnete Verdichtungshöchsttemperatur $t_{max} = 717^\circ\text{C}$.

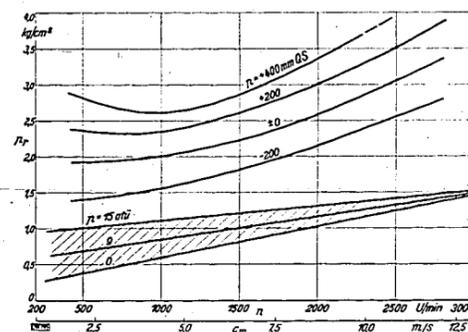
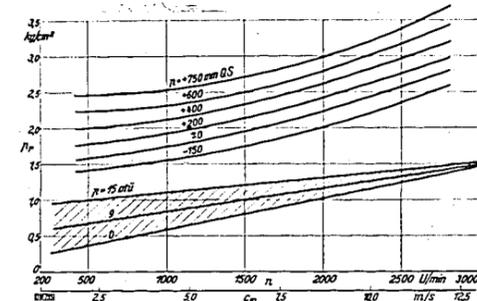
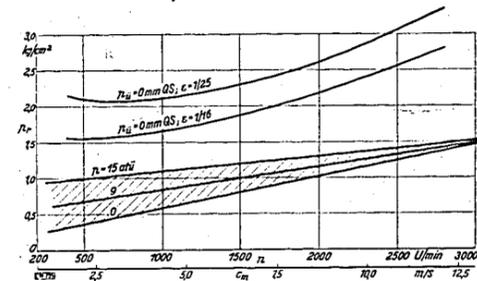


Bild 46. Abhängigkeit der mittleren Reibungsdrücke p_r vom Druck p_a des angesaugten Gases über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen.

Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/25$; errechnete Verdichtungshöchsttemperatur $t_{max} = 873^\circ\text{C}$ (unter Zuzunahme eines mittleren Polytropenexponenten $m = 1,35$); Kühlwassertemperatur 30° ; Öltemperatur 100° .

Bild 47. Mittlere Reibungsdrücke p_r für zwei verschiedene Verdichtungsverhältnisse über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen.

Gasdruck im Behälter 0 ata. Zum Vergleich wurden außerdem in den Bildern 45 bis 47 die nur durch die Massenkräfte (0 ata) oder mit zusätzlichem konstanten Gasdruck von 9 bzw. 15 ata, während der Verdichtungs- und Ausdehnungsstufen gemessenen mittleren Reibungsdrücke p_r eingetragen (vgl. auch Bild 31).



Verdichtungsverhältnisse aufgetragen, woraus zu ersehen ist, wie stark der Einfluß des Verdichtungsverhältnisses auf den Reibungsdruck p_r ist. Auf Bild 48 wurden über den errechneten Verdichtungs-Spitzen drücken für die beiden Verdichtungsverhältnisse die gemessenen Reibungsdrücke aufgetragen. Hierbei fällt auf, daß bei gleichem Verdichtungs-Spitzen druck das kleinere Verdichtungsverhältnis die größeren Reibungsdrücke p_r aufweist. Da bei dieser niedrigen Kolbengeschwindigkeit die Pumpverluste noch sehr gering sind, so muß man schließen, daß die Gasdichte auf die Wärmeübergangszahl Einfluß hat. Bild 49 zeigt den gleichen Vorgang bei $c_m = 9,85 \text{ m/s}$ ($n = 2280 \text{ U/min}$).

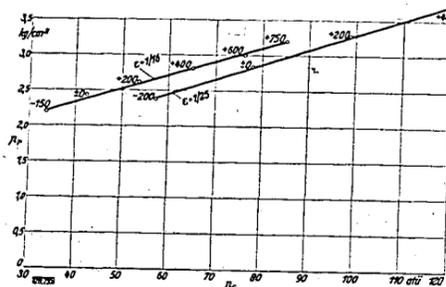


Bild 48 (oben)
 $n = 120$ U/min
 $c_m = 1,82$ m/s

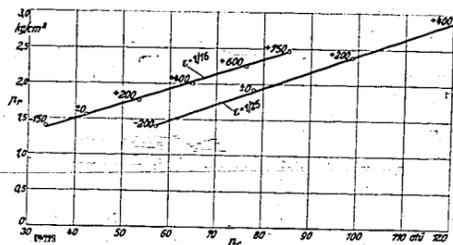


Bild 49 (rechts)
 $n = 2280$ U/min
 $c_m = 9,9$ m/s

Bild 48 und 49. Gemessene mittlere Reibungsdrücke p_f in Abhängigkeit vom Verdichtungsdruck p_c .

Die Verdichtungsdrucke p_c wurden durch die Variation des Druckes des angesaugten Gases erreicht. Der Berechnung des Verdichtungsdruckes wurde ein mittlerer Polytropenexponent $m_m = 1,35$ zugrunde gelegt.

Errechnete Verdichtungsdrucktemperatur t_{max} 717°C für $\epsilon = 1/16$, $t_{max} = 873°C$ für $\epsilon = 1/25$. Kühlwassertemperatur 90°C; Ötemperatur 100°C. Die eingezeichneten Punkte enthalten die Angabe des Druckes p (mm QS) im Druckesfab.

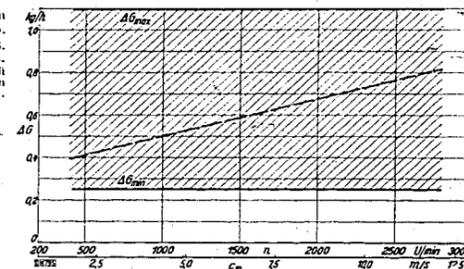
Vergleicht man die Kühlwasserwärme und die Abgaswärme mit der vom Pendelmotor in Form mechanischer Arbeit zugeführten Wärmemenge, so erhält man bei Kolbengeschwindigkeiten über $c_m = 8,67$ m/s ($n = 2000$ U/min) ein beträchtliches Restglied, was hauptsächlich der Lagerreibung zuzuschreiben ist und dem Öl und der Umgebung zugeführt wird. Wird bei dieser hohen Kolbengeschwindigkeit der Druck der angesaugten Luft erhöht, so zeigt sich die gezeigte kräftige Zunahme des Reibungsdruckes p_f . Es war jedoch nicht möglich, eine auch nur annähernd im gleichen Verhältnis stehende Zunahme des aus den aufgestellten Wärmebilanzen folgenden Wärmerestgliedes festzustellen. Vielmehr wurde die Kühlwasserwärme und die Abgaswärme beträchtlich gesteigert. Es muß daraus geschlossen werden, daß bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch die Erhöhung des Ansaugdruckes und die damit erhaltene Erhöhung des Verdichtungsdruckes eine Steigerung der Pleuel- und Grundlagerreibung nicht eintritt, was auch aus den Betrachtungen über die Kräfte am Kurbeltrieb folgt. Da nun gezeigt wurde, daß der Gasdruck auf die Reibungsverluste nur sehr geringen Einfluß hat, so muß daraus geschlossen werden, daß die Zunahme des Reibungsdruckes p_f der Wärmeverlust-Druckschleife und den Pumpverlusten zusammen zuzuschreiben ist. Eine Trennung dieser beiden Größen ist jedoch zur Zeit noch nicht mit genügender Sicherheit möglich. Durch außerordentlich genaue Indizierung wird diese Trennung jedoch vorgenommen. Man kann zunächst nur aussagen, daß bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten die Pumpverluste einen Betrag Δp von 0,8 bis 1,0 kg/cm² ergeben, wenn der Ansaugdruck 0 atü beträgt. Erhöht man den Ansaugdruck auf 0,3 atü, so tritt eine weitere beträchtliche Zunahme der Pumpverluste ein. Diese angegebenen Werte beziehen sich auf den Durchdrehversuch ohne Zündung. Die Indizierung hat gezeigt, daß bei Lastbetrieb mit geringer Last während des Ausschubhubes günstigere Verhältnisse in bezug auf die Ausschubarbeit herrschen, so daß die Pumpverluste einen kleineren Betrag annehmen. Bei Vollastbetrieb aber wurden bei sehr hohen Kolbengeschwindigkeiten stets nennenswerte Überdrücke während des Ausschubhubes beobachtet, so daß wahrscheinlich bei Höchstlast beträchtlich höhere Pumpverluste auftreten werden als sie für den Durchdrehversuch angegeben wurden.

VII. Versuche über die Undichtigkeitsverluste der Kolbenringe

Da mit wachsendem Gasdruck die Undichtigkeit der Kolbenringe verhältnismäßig immer mehr ins Gewicht fällt, so besteht die Möglichkeit, daß besonders bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten infolge der Ringlässigkeit die Ausdehnungslinie wesentlich tiefer als die Verdichtungsline zu liegen kommt. Hierdurch würde eine negative Diagrammfläche entstehen, die als scheinbare Reibung beim Durchdrehversuch mit gemessen würde. Zunächst wurde die Ringlässigkeit bei Verdichtungs- und Vollastbetrieb dadurch gemessen, daß das Kurbelgehäuse gut abgedichtet und eine Verbindung mit der Atmosphäre lediglich über einen Druckausgleichbehälter und eine nasse Gasuhr hergestellt wurde. Der im Kurbelgehäuse sich einstellende geringe Überdruck konnte mittels einer Eichapparatur vor und nach jedem Versuch eingestellt werden, so daß die geringen Gasverluste, die das Kurbelgehäuse auch dann noch besaß, festgestellt werden konnten, wodurch sehr genaue Ergebnisse für die Undichtigkeitsverluste bei Verdichtungs- und Vollastbetrieb erhalten wurden. Es wurde hierbei beobachtet, daß die Undichtigkeitsverluste außerordentliche Schwankungen aufweisen, die nur über längere Versuchsperioden festgestellt werden können. Da der Einzylindermotor eine sehr gedrungene Bauweise aufweist, so macht es Schwierigkeiten, die Dichtigkeit des Kurbelgehäuses an den Grundlagern usw. über eine Betriebsdauer von mehr als 8 Stunden aufrecht zu halten. Es wurden daher die Dichtigkeitsverluste dann nur noch mit der Versuchsanlage II bei reinem Verdichtungsbetrieb gemessen. Eine eingehende Prüfung ergab nämlich, daß die Werte der Undichtigkeitsmessung am Kurbelgehäuse genügend genau übereinstimmen mit den mit der Versuchsanlage II gemessenen Beträgen. Voraussetzung hierfür war, daß bei der Versuchsanlage II das Verdichtungsverhältnis erhöht wurde, so daß Verdichtungs-Spitzen drücke erhalten wurden, die mindestens denen bei Vollastbetrieb entsprechen. In diesem Fall wurden dieselben Undichtigkeitsverluste wie beim abgedichteten Kurbelgehäuse festgestellt. Es war daher gerechtfertigt, die weiteren Untersuchungen über die Lässigkeitsverluste der Kolbenringe abhängig von Kolbengeschwindigkeit und Gasdruck an der Versuchsanlage II durchzuführen. Im Gegensatz zu anderen Methoden besitzt die Versuchsanlage II eine sehr schnelle und leichte Eichfähigkeit, wobei die gemessenen Undichtigkeitswerte stets zu groß festgestellt werden, wenn die Anlage nicht ganz in Ordnung ist. Es war jedoch stets möglich, selbst über sehr lange Betriebs-

Bild 50. Grenzen der Gaslässigkeit bei reinem Verdichtungsbetrieb.

Die mittlere Gaslässigkeit folgt annähernd der gestrichelten Geraden. Bei Drücken von 0 bis 1 atü bei Verdichtungsbeginn wurden keine größeren Undichtigkeiten festgestellt.



räume hinweg eine sehr gute Abdichtung der Versuchsanlage zu erreichen. Auf Bild 50 wurden für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/16$ die Grenzen aufgetragen, zwischen denen die gemessenen Undichtigkeitswerte schwankten. Es wurde festgestellt, daß die Grenzen von der Kolbengeschwindigkeit praktisch unabhängig waren, so daß sehr gute und sehr schlechte Werte bei hoher und niedriger Kolbengeschwindigkeit auftreten konnten. Bei den niedrigeren Drehzahlen waren gute Abdichtungswerte jedoch öfter zu beobachten, so daß die zeitlichen Mittelwerte etwa den Verlauf der eingezeichneten gestrichelten Geraden nahmen. Weiterhin wurde beobachtet, daß mit wachsender Drehzahl die Grenzen der Schwankung im allgemeinen immer näher zusammenrückten, so daß z. B. bei $n = 2800$ U/min die eingezeichneten Grenzwerte nur sehr selten erreicht wurden und nur bei sehr langen Betriebsdauern festgestellt werden konnten. Bild 50 bezieht sich auf den Ansaugdruck von 0 atü, wobei Spitzen drücke von ungefähr 42 atü auftreten werden. Auf Bild 51 wurde die prozentuale Gaslässigkeit für das gleiche Verdichtungsverhältnis und für den gleichen Anfangsdruck aufgetragen, wobei die Undichtigkeit ΔG [kg/h] mit dem angesaugten theoretischen Gasgewicht G_{theor} [kg/h] verglichen wurde. Hierbei wurde die Annahme gemacht, daß am Ende des Ansaughubes der Druck 750 mm QS und die Temperatur 100°C betragen. Dies entspricht auch ungefähr der Wirklichkeit,

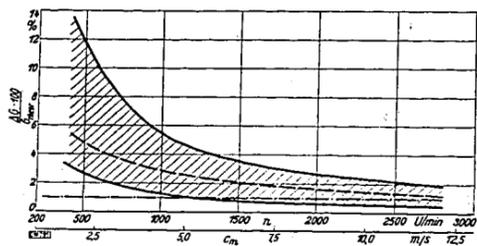


Bild 51. Grenzen der Gaslässigkeit (auf das angesaugte Luftgewicht bezogen) bei reinem Verdichtungsbetrieb.

$\epsilon = 1/16$.

Die mittlere prozentuale Gaslässigkeit folgt annähernd der gestrichelten Kurve. Der Druck des angesaugten Gases betrug 0 atü. Bei Ansaugdrücken von 0 bis 1 atü wird die prozentuale Gaslässigkeit wesentlich günstiger.

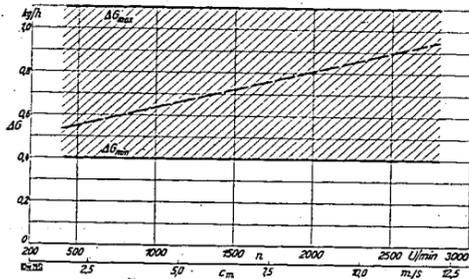


Bild 52. Grenzen der Gaslässigkeit bei reinem Verdichtungsbetrieb.

$\epsilon = 1/25$.

Die mittlere Gaslässigkeit folgt annähernd der gestrichelten Kurve. Der Druck des angesaugten Gases betrug 0 atü. Bei Drücken von 0 bis 1 atü bei Verdichtungsbeginn wurden keine größeren Undichtigkeiten festgestellt.

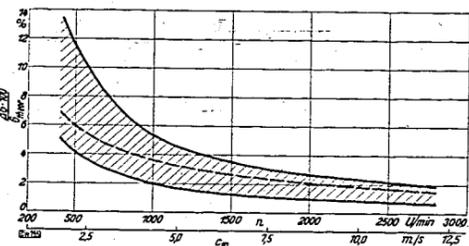


Bild 53. Grenzen der Gaslässigkeit (bezogen auf das angesaugte Luftgewicht) bei reinem Verdichtungsbetrieb.

$\epsilon = 1/25$.

Die mittlere prozentuale Gaslässigkeit folgt annähernd der gestrichelten Kurve. Der Druck des angesaugten Gases betrug 0 atü. Bei Drücken von 0 bis 1 atü, bei Verdichtungsbeginn wurde die prozentuale Gaslässigkeit wesentlich günstiger.

da die Indikatordiagramme zeigen, daß am Ende des Saughubes meist nur ein geringer Druckunterschied gegenüber der Atmosphäre herrscht. Volumetrische Untersuchungen zeigen aber, daß mit einer beträchtlichen Aufwärmung der angesaugten Luft durch die Berührung mit den heißen Zylinderwänden zu rechnen ist. Unter diesen Voraussetzungen wurden die Grenzen der relativen Undichtigkeit aufgezeichnet. Es ist zu erkennen, daß selbst bei diesen langelaufenen Kolbenringen in der Zusammenarbeit mit der nicht mehr ganz vorschriftsmäßigen Laufbuchse noch verhältnismäßig günstige relative Undichtigkeiten festzustellen sind. Die mittlere Gaslässigkeit folgt hierbei etwa der eingezeichneten gestrichelten Kurve. Die bisher angegebenen Werte gelten für einen Ansaugdruck von 0 atü. Wird nun der Gasdruck in dem Behälter gesteigert und zwar von 0 mm QS auf + 750 mm QS, so erhält man wachsende Verdichtungsspitzen drücke, die 85 atü erreichen. Eigenartigerweise wurde nun festgestellt, daß trotz dieser hohen Spitzen drücke Lässigkeitsverluste festgestellt wurden, die innerhalb der auf Bild 50 eingezeichneten Grenzlinien liegen. Da nun bei Überladung das angesaugte Luftgewicht wächst, so erhält man noch wesentlich bessere relative Lässigkeitsverluste, als sie auf Bild 51 eingezeichnet sind.

Anschließend wurden für das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/25$ die Lässigkeitsverluste festgestellt. Bei diesem Verdichtungsverhältnis tritt bereits bei einem Ansaugdruck von 0 atü ein Verdichtungs-höchst druck von ungefähr 77 atü auf. Bild 52 zeigt die Grenzen der gemessenen Ringlässigkeit, wobei dasselbe Bild erhalten wird wie auf Bild 50, nur mit dem Unterschied, daß die untere Grenzkurve ungefähr bei $AG = 0,4 \text{ kg/h}$ liegt. Auch hier folgt die mittlere Lässigkeit etwa der eingezeichneten gestrichelten Linie. Auf Bild 53 sind die relativen Lässigkeitsverluste zu erkennen, wobei die mittleren Werte ungefähr der gestrichelten Kurve folgen. Wird bei diesem Verdichtungsverhältnis der Ansaugdruck von 0 auf + 400 mm QS gesteigert, so erhöht sich der Verdichtungsdruck auf 121 atü. Auch hierbei wurde beobachtet, daß die gemessenen Lässigkeitsbeträge innerhalb der für den Ansaugdruck 0 atü gefundenen Grenzwerte lagen. Bei Überladung ist also auch hier mit beträchtlich günstigeren relativen Lässigkeiten zu rechnen, als sie Bild 53 zeigt. Es ist anzunehmen, daß bei Überladbetrieb zu Beginn der Verdichtung die Dichtungsringe durch den Gasdruck schon gegen die Zylinderwand gepreßt werden, so daß für den übrigen Teil der Verdichtung eine gute Ringanlage gesichert ist. In dieser Hinsicht sind aber noch weitere Untersuchungen notwendig. Die Kurven der spezifischen Ringlässigkeit zeigen, daß nur bei niederen Kolbengeschwindigkeiten mit größeren Undichtigkeitsverlusten zu rechnen ist, während bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten Lässigkeitsverluste von 1 bis 1,5% zu erwarten sind. Ergänzend sei erwähnt, daß beim Anlassen der kalten Maschine nur außerordentlich geringe Lässigkeitsverluste zu beobachten waren.

Es soll noch gezeigt werden, daß die gefundenen Lässigkeitsverluste das für den Durchdrehversuch notwendige Drehmoment nur sehr wenig beeinflussen. Beträgt z. B. bei $c_m = 1,82 \text{ m/s}$ ($n = 400 \text{ U/min}$) der Lässigkeitsverlust 7%, so kann angenommen werden, daß 3,5% der Füllung während des Verdichtungs hubes und 3,5% während des Ausdehnungs hubes verloren gehen. Bei einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 1/18$ beträgt der mittlere Kolbendruck bei Verdichtungs betrieb etwa 4 kg/cm^2 . Nimmt man an, daß der ganze Verdichtungs hub ohne Lässigkeit durchlaufen werden, so wirkt auf den Kolben ein mittlerer Gasdruck von 4 kg/cm^2 . Vermindert sich nun im o. T. die Füllung um 3,5%, so ist während des Ausdehnungs hubes ein mittlerer Kolbendruck von nur $3,86 \text{ kg/cm}^2$ vorhanden, was einem mittleren Verlustdruck von $\Delta p = 0,14 \text{ kg/cm}^2$ entspricht. Dieser Verlustdruck wird am Pendelmotor als scheinbare Reibung mitgemessen. Es ist zu erkennen, daß selbst diese gegenüber dem wirklichen Vorgang sehr ungünstige Vorstellung über die Verteilung der Lässigkeitsverluste über dem Verdichtungs- und Ausdehnungs hub verhältnismäßig eine sehr geringe Zunahme des Reibungsdruckes p ergeben. Dieses Ergebnis gilt außerdem nur für die sehr niedrige Kolbengeschwindigkeit von $c_m = 1,82 \text{ m/s}$ ($n = 400 \text{ U/min}$). Wird die Kolbengeschwindigkeit erhöht, so sinkt die spezifische Lässigkeit rasch ab, so daß, von $c_m = 5,2 \text{ m/s}$ ($n = 1200 \text{ U/min}$) an der Einfluß der Ringlässigkeit auf die beim Durchdrehversuch gemessenen Reibungsdrücke verschwindend ist.

Die gemessenen Undichtigkeitsverluste beziehen sich auf drei Dichtungsringe, die schon eine sehr lange Betriebszeit hinter sich hatten, und deren Spannkraft schon nachgelassen hatte. Beim Einbau neuer Dichtungsringe in die alte Laufbuchse gelang es, die Dichtigkeitsverluste bei genügender Einlaufzeit auf etwa die Hälfte der auf den Diagrammen eingezeichneten Beträge zu senken. Eine Änderung der Verlustarbeit konnte dabei nicht festgestellt werden.

Mit der Versuchsanlage II werden zur Zeit Versuche durchgeführt, die die Klärung der Fragen der Ringdichtigkeit bezwecken. Diese Versuchsanlage eignet sich weiterhin sehr gut für die Feststellung der Kolbenringabnutzung. Es können außerordentlich hohe pulsierende Gasdrücke im Zylinder eingestellt werden und die dadurch verursachte Ringabnutzung durch Reibungsverschleiß festgestellt werden. Da bei dieser Prüfung keine chemischen Einflüsse vorhanden sind, wie es beim Verbrennungsbetrieb der Fall ist, so kann festgestellt werden, ob hohe Anpreßdrücke ohne chemische Mitwirkung einen nennenswerten Verschleiß von Kolbenringen und Laufbuchse verursachen können. Damit kann ein wesentlicher Beitrag zum Meinungsstreit geliefert werden, ob die Abnutzung hauptsächlich mechanischer oder chemischer Natur ist.

Abschließend kann festgestellt werden, daß selbst bei außerordentlich hohen Druckspitzen die Lässigkeitsverluste bei drei Dichtungsringen verhältnismäßig sehr gering sind, so daß sie die beim Durchdrehversuch ermittelten Reibungsdrücke p , bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten nur sehr wenig und bei sehr hohen Kolbengeschwindigkeiten praktisch gar nicht beeinflussen.

VIII. Versuche mit verschiedenen Verdichtungsverhältnissen unter besonderer Berücksichtigung der Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung

a) Versuche mit zylindrischem Brennraum

Es wurden zunächst Versuche mit einem ganz glatten zylindrischen Brennraum (Brennraum III) angestellt. Auf Bild 54 sind die beim Durchdrehversuch gemessenen Reibungsdrücke p , für vier Verdichtungsverhältnisse aufgetragen. Auch hier wieder zeigten die gemessenen Reibungsdrücke p , eine starke Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis. Leider war es bei diesem Motor nicht möglich,

Verdichtungsverhältnisse von etwa $\epsilon = 1/5$ und $\epsilon = 1/10$ bei dieser Brennraumform einzustellen. Bei niedrigeren Kolbengeschwindigkeiten ist die Zunahme der Reibungsdrücke hauptsächlich der Wärmeverlust-Druckschleife zuzuschreiben, da die Pumpverluste verschwindend klein sind. Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten jedoch wurde festgestellt, daß die Gasdrücke beim Auspuffhub bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen andere Werte annehmen. Nur mit außerordentlich genauer Indizierung wird es möglich sein, im hohen Drehzahlgebiet die Zunahme der Pumpverluste von der Vergrößerung der Wärmeverlust-Druckschleife zu trennen. Auch bei diesen Versuchen wurden sehr genaue Wärmebilanzen durchgeführt. Es war schon gezeigt worden, daß das bei der Wärmebilanz auftretende Restglied hauptsächlich der Lagerreibung zuzuschreiben ist und sich in der Aufwärmung des Öles usw. wiederfindet. Wiederum wurde nun festgestellt, daß bei den verschiedenen Verdichtungsverhältnissen ϵ und bei den verschiedenen Reibungsdrücken p_r , das gemessene Restglied praktisch immer das gleiche war, während die Kühlwasserwärme und die Abgaswärme starke Änderungen zeigten. Auch diese Versuche lassen erkennen, daß die Zunahme der Reibungsdrücke p_r bei hohen Kolbengeschwindigkeiten im Zylinder auftritt, da an den Lagern eine Reibungszunahme nicht beobachtet werden konnte.

Dreht man die Maschine mit ausgehängten, also geschlossenen Ventilen durch, so verschwinden die Pumpverluste. Durch die Ringdichtigkeit wird das im Zylinder vorhandene Gasgewicht sehr rasch kleiner, so daß sich ein Gleichgewichtszustand einstellt, bei dem in der Zeit, in der im Zylinder Unterdruck herrscht, aus dem Kurbelgehäuse an den Dichtungsringen vorbei eine bestimmte Luftmenge dem Arbeitsraum zuströmt. Diese zugeströmte Gasmenge ist genau so groß wie die Gasmenge, die bei Überdruck aus dem Arbeitsraum an den Kolbenringen vorbei nach dem Kurbelgehäuse strömt. Es ist anzunehmen, daß bei Verdichtungsbeginn absolute Gasdrücke von ungefähr 0,1 bis höchstens 0,5 kg/cm² herrschen werden, so daß die Verdichtungshöchstdrücke entsprechend viel geringer sind. Hierbei sind naturgemäß die Temperaturverhältnisse die gleichen wie beim normalen Durchdrehbetrieb. Werden also die Ventile ausgehängt, so werden die Pumpverluste ausgeschaltet und das Druckniveau gesenkt, wobei eine Wärmeverlust-Druckschleife noch vorhanden sein wird, die bei der kleinen Gasdichte jedoch sehr gering ist. Durch das Zu- und Abströmen kleiner Gasmengen an den Kolbenringen vorbei, werden kleine Druckschleifen entstehen, die stets eine negative Arbeitsfläche ergeben. Diese kleinen Druckschleifen werden jedoch nur bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten größere Beträge annehmen, da hier die Zeiten für ein Arbeitsspiel groß sind. Von $c_m = 5,2$ m/s ($n = 1200$ U/min) an werden die je Arbeitsspiel auftretenden Mengenänderungen sehr gering sein. Auf Bild 54 zeigt die unterste Kurve die gemessenen Reibungsdrücke p_r bei geschlossenem Ansaug- und Auspuffventil bei einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 1/13,6$. Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten sind auf diesem Bilde die großen Werte der Pumpverluste zu erkennen.

Auf Bild 55 wurde das normale Motorenöl CY 3 mit dem wesentlich dünneren Öl CY 1 verglichen. Beim normalen Durchdrehversuch mit der Kühlwassertemperatur von 90°C und der Öltemperatur von 100°C waren keine nennenswerten Reibungsunterschiede zu beobachten. Nur bei Betrieb mit ausgehängten Ventilen zeigte das dünnere Öl etwas geringere Reibungsdrücke p_r . Große Unterschiede traten jedoch auf, wenn man mit kaltem Kühlwasser oder kaltem Öl Durchdrehversuche anstellte. In diesem Falle zeigte das dünnere Öl stets nennenswerten geringere Reibungsdrücke.

b) Versuche mit einer Wirbelkammer und engem Spalt zwischen Kolben und Zylinderdeckel

Anschließend wurden Durchdrehversuche mit einem normalen Zylinderkopf durchgeführt, der eine Wirbelkammer besaß. Der Kolben lief hierbei bis zu etwa 1 mm an den Zylinderdeckel heran, so daß das im Hauptbrennraum verbleibende Verdichtungs-volumen sehr gering war. Da das Volumen der Wirbelkammer hierbei beliebig groß gemacht werden konnte, so konnten auch Verdichtungsverhältnisse von z. B. $\epsilon = 1/600$ eingestellt werden. Bei diesem Verdichtungsverhältnis befand sich natürlich der bei weitem größte Teil der verdichteten Ladung in der Wirbelkammer. Die gemessenen Reibungsdrücke p_r zeigt Bild 56. Bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten werden hierbei nennenswerte hydraulische Verluste durch das Überschieben der Ladung in die Wirbelkammer verursacht. Weiterhin war anzunehmen, daß durch das nahe Heranlaufen des Kolbens an den Zylinderdeckel beträchtliche Radialgeschwindigkeiten entstehen, die die hydraulischen Verluste weiterhin vermehren.

c) Versuche mit einer Wirbelkammer und weitem Spalt zwischen Kolben und Zylinderdeckel und Zusammenfassung der Ergebnisse

Aus diesem Grunde wurden Versuche mit einer Wirbelkammer durchgeführt, bei der der Kolben nur bis 5 mm an den Zylinderdeckel heranlief, wodurch die Radialgeschwindigkeiten außerordentlich verkleinert wurden. Auf Bild 57 sind die dazugehörigen Reibungsdrücke p_r aufgetragen. Größere Verdichtungsverhältnisse von $\epsilon = 1/10$ und mehr konnten hierbei nicht eingestellt werden, da bei

000907

Bild 54. Gemessene mittlere Reibungsdrücke p_r für verschiedene Verdichtungsverhältnisse über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Glatter zylindrischer Brennraum. Öl CY 3.

Zum Vergleich wurden außerdem die nur durch die Massenkräfte (0 atü) oder mit zusätzlichem konstantem Gasdruck von 9 bzw. 15 atü während des Verdichtungs- und Ausdehnungs-hubes gemessenen mittleren Reibungsdrücke p_r eingetragen.

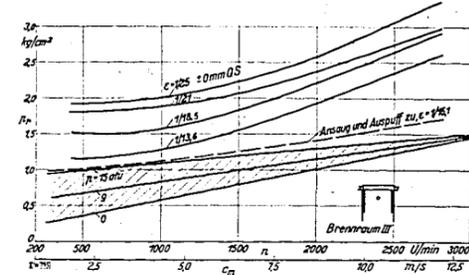


Bild 55. Gemessene mittlere Reibungsdrücke p_r für verschiedene Öle bei gleichem Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1/13,6$ über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Verglichen wurden die Öle CY 1 und CY 3.

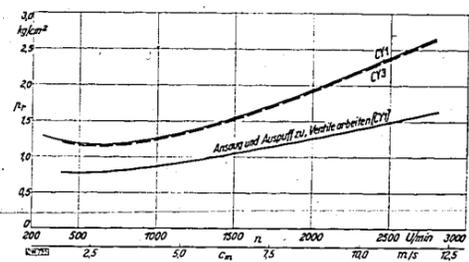
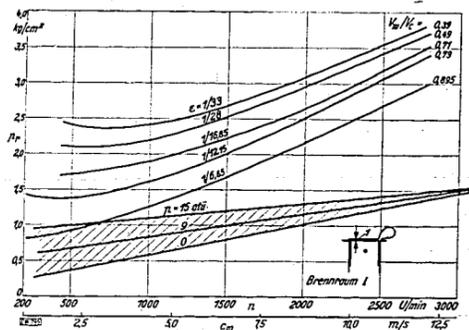


Bild 56. Gemessene mittlere Reibungsdrücke p_r für verschiedene Verdichtungsverhältnisse ϵ über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Untersuchte wurde ein Zylinderkopf mit Wirbelkammer und engem Spalt zwischen Kolben und Zylinderkopf (I). Die Größe des Spaltes wurde nicht verändert, während das Wirbelkammer-volumen variiert wurde.

V_w Volumen der Wirbelkammer. Reibungsdrücke 9 bis 15 atü wie in Bild 54.



$\epsilon = 1/10$, das ganze Verdichtungs-volumen im Hauptbrennraum lag, während in der Wirbelkammer nur noch ein winziges Volumen vorhanden war. Dieser Versuch entspricht also praktisch einem Versuch mit rein zylindrischem Brennraum. Da nun Bild 57 bei hohen Kolbengeschwindigkeiten wesentlich günstigere Reibungsdrücke p_r zeigt als Bild 55, so wurden auf Bild 58 für die drei Fälle der Brennraumverklüftung die für die Kolbengeschwindigkeiten $c_m = 12,1$ m/s ($n = 2800$ U/min) und $c_m = 1,82$ m/s ($n = 415$ U/min) gemessenen Reibungsdrücke p_r über dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Es ist zu erkennen, daß bei der hohen Kolbengeschwindigkeit die Brennraumform II gegenüber der Form III eine verhältnismäßig geringe Zunahme der Reibungsdrücke verursacht. Die Brennraumform I jedoch ergibt bei allen Verdichtungsverhältnissen wesentlich höhere Reibungsdrücke.

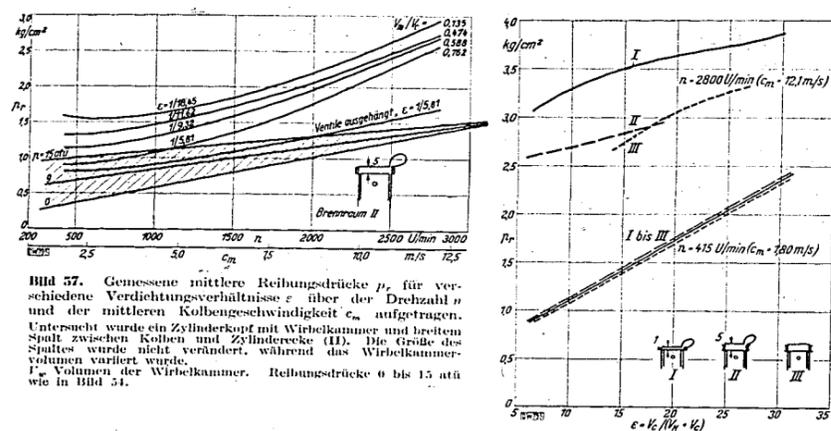


Bild 57. Gemessene mittlere Reibungsdrücke p_f für verschiedene Verdichtungsverhältnisse ϵ über der Drehzahl n und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Untersucht wurde ein Zylinderkopf mit Wirbelkammer und breitem Spalt zwischen Kolben und Zylinderecke (II). Die Größe des Spaltes wurde nicht verändert, während das Wirbelkammer-volumen variiert wurde. V_w Volumen der Wirbelkammer. Reibungsdrücke 0 bis 15 atü wie in Bild 54.

Bild 58. Mittlere Reibungsdrücke p_f für die drei Brennraumformen I, II und III bei den Drehzahlen $n = 415$ U/min ($c_m = 1,89$ m/s) und $n = 2800$ U/min ($c_m = 12,1$ m/s) in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis ϵ .

Bei der niedrigen Kolbengeschwindigkeit zeigten alle drei Brennraumformen nur sehr geringe Unterschiede, die innerhalb der Versuchsgenauigkeit lagen.

Die zum Zwecke der Gemischbildung gewählten Brennraumzerklüftungen ergeben also hydraulische Verluste, die beim Durchdrehversuch als scheinbare Reibung mitgemessen werden. Wie gezeigt, wirken sich hierbei besonders die Radialgeschwindigkeiten ungünstig aus. Auch für den Lastbetrieb sind diese hydraulischen Verluste von Bedeutung. Beim Durchdrehversuch setzen sich die während des Verdichtungsstages auftretenden hydraulischen Verluste in Wärme um, die eine Erhöhung der Gastemperatur ergibt, so daß auch schon beim Durchdrehversuch der nach dem 2. Hauptsatz infolge der Temperaturerhöhung zu erwartende Arbeitsrückgewinn vorhanden ist.

IX. Kritische Untersuchung der Verluste, die durch die im Verhältnis zur Kolbengeschwindigkeit endlichen Molekülgeschwindigkeiten verursacht werden

Die vorliegenden Ergebnisse stehen im Widerspruch zu einer Veröffentlichung von Justl und Kohler³⁾, in der diese unter Zugrundelegung der kinetischen Gastheorie beträchtliche Arbeitsverluste errechneten, die der hohen Kolbengeschwindigkeit zuzurechnen seien. Da diese Arbeit wegen einer unzutreffenden Grundannahme zurückgezogen wurde⁴⁾, erübrigt es sich, auf diese Abweichungen näher einzugehen.

X. Zusammenfassung

Von den verschiedenen Verfahren zur Bestimmung der Verlustleistung von schnelllaufenden Motoren hat sich für eingehende Untersuchungen der Durchdrehversuch mittels Fremdantrieb als am geeignetsten erwiesen. Mittels einer Untersuchung der Kräfte am Kurbeltrieb wurde gezeigt, daß bei hohen Kolbengeschwindigkeiten die bei Verdichtungs- und Vollastbetrieb auftretenden Gasdrücke gegenüber den durch die Massenkräfte allein verursachten Reibungsverlusten eine zusätzliche Reibungsarbeit kaum ergeben können. Die Versuchsanlage I ermöglichte die Einstellung eines bei allen vier Kolbenhüben gleichbleibenden Gasdruckes, so daß die mechanischen Reibungsverluste für sich allein bestimmt werden konnten, da die Versuchsergebnisse durch die Pumpverluste und die Wärmeverlust-Druckschleife nicht gefälscht wurden. Die Ergebnisse der Versuche mit der Versuchsanlage I standen im Einklang mit den Folgerungen, die aus den Betrachtungen über die Kräfte am Kurbeltrieb gezogen werden mußten. Bei hohen Kolbengeschwindigkeiten hatten selbst

³⁾ Forsch. Ing.-Wes. Bd. 9 (1938) S. 242.

⁴⁾ Forsch. Ing.-Wes. Bd. 9 (1938) S. 310.

hohe konstante Gasdrücke eine nur sehr geringe Zunahme der mechanischen Reibungsarbeit zur Folge, während bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten die mechanische Verlustleistung verhältnismäßig stark zunahm. Es wurde nachgewiesen, daß die Anzahl und Form der Dichtungsringe wohl einen großen Einfluß auf die Gas- und Öllässigkeit besitzt, daß aber der Anteil der Ringreibung an der Gesamtreibung sehr gering ist. Weiter konnte nachgewiesen werden, daß der Ventilmechanismus auch bei hohen Drehzahlen nur außerordentlich geringe Reibungsverluste ergibt. Die Versuche wurden bis zu mittleren Kolbengeschwindigkeiten von 13,5 m/s durchgeführt, wobei gezeigt werden konnte, daß die gesamten mechanischen Reibungsverluste selbst bei diesen hohen Kolbengeschwindigkeiten noch verhältnismäßig geringe Beträge erreichten. Bei dem vorhandenen reichlichen Kolbenspiel konnte ein Einfluß der Kolbentemperatur auf die Kolbenreibung nicht festgestellt werden.

Unter Zugrundelegung der Nußeltschen Wärmeübergangsformel wurde hierauf der Verdichtungs- und Ausdehnungshub bei reinem Verdichtungsbetrieb ohne Zündung untersucht. Es wurde festgestellt, daß bei einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 1/16$ infolge der Wärmeverluste die Ausdehnungslinie tiefer als die Verdichtungsline liegt, was eine Verlustarbeit ergibt, die das am Elektromotor abgelesene Reibungsmoment beträchtlich fälscht. Bei einem dem Ottoverfahren entsprechenden Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 1/6$ ergab dagegen die Rechnung unter Zugrundelegung der Nußeltschen Formel praktisch keine Druckdifferenzen zwischen der Verdichtungs- und Ausdehnungslinie, so daß Durchdrehversuche an Ottomotoren durch die Wärmeverlust-Druckschleife nicht nennenswert beeinflusst werden.

Versuche mit glattem zylindrischem Brennraum bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen und bei verschiedenen Ansaugdrücken ergaben bei Versuchsanlage II außerordentlich verschiedene mittlere Reibungsdrücke p_f . Es konnte gezeigt werden, daß bei hohen und höchsten Kolbengeschwindigkeiten diese Reibungszunahme nicht der Lagerreibung zuzuschreiben war, sondern durch die Wärmeverlust-Druckschleife und durch die Pumpverluste verursacht wird. Versuche mit verschiedenen Verdichtungsverhältnissen bei zerklüftetem Brennraum ergaben, daß hierdurch beträchtliche hydraulische Verluste entstehen, die besonders bei hohen Radialgeschwindigkeiten mit langen Strömungswegen hohe Werte annehmen. Bei allen Versuchen wurde auch die Lässigkeit der Kolbenringe gemessen, wobei es sich herausstellte, daß bis zu Druckspitzen von 100 atü die Ringlässigkeit selbst bei schon sehr lang gelaufenen Ringen bei hohen Kolbengeschwindigkeiten nur 0,5 bis 2,0% der angesaugten Gasmenge beträgt. Bei niedrigeren Kolbengeschwindigkeiten sind die Lässigkeitsverluste relativ höher.

Bei Motoren, die nach dem Otto- oder Dieselfverfahren ohne Überladung arbeiten, ist bei Höchstlast ein mittlerer indizierter Druck p_i von 9 bis 11 kg/cm² erreichbar. Es wurde gezeigt, daß bei mittleren Kolbengeschwindigkeiten von 13,5 m/s den rein mechanischen Verlusten nur ein Betrag von $p_f = 1,7$ kg/cm² zugeschrieben werden kann, was zu einem mechanischen Wirkungsgrad von ungefähr 83% bei dieser hohen Kolbengeschwindigkeit führen würde. Beim Durchdrehversuch mit Verdichtung ohne Zündung werden jedoch bei dieser Kolbengeschwindigkeit Reibungsdrücke von 3,0 kg/cm² und mehr gemessen. Es wurde gezeigt, daß diese Zunahme des Reibungsdruckes den Pumpverlusten, der Wärmeverlust-Druckschleife und den hydraulischen Verlusten, die durch die Brennraumzerklüftung verursacht werden, zuzuschreiben ist. Die nur durch die mechanischen Reibungen verursachten Verluste sind einschließlich der Kolbenringreibung als gering zu bezeichnen.

Wenn auch aus den üblichen Durchdrehversuchen bei Verdichtungsbetrieb ohne Zündung nicht ohne weiteres auf die Höhe der rein mechanischen Verluste geschlossen werden kann, so ist es bei geeigneter Veränderung der Versuchsbedingungen doch möglich, die rein mechanischen Verluste verhältnismäßig genau zu bestimmen und einen guten Einblick auf die Güte des untersuchten Motors in bezug auf seine hydraulischen Verluste zu erhalten.

XI. Schrifttum

- [1] G. Becker, Leichtmetallkolben. — Berlin: M. Krayn 1929.
 - [2] H. R. Ricardo, Schnelllaufende Verbrennungsmotoren. 2. Aufl. — Berlin: J. Springer 1932.
 - [3] K. Löhner, Die Reibungswiderstände des Flugmotors. — Z. Flugtechn. (ZFM) Bd. 23 (1932) S. 51.
 - [4] D. R. Pyle, Die Brennkraftmaschinen (deutsch von F. Weltstadt). — Berlin: J. Springer 1933.
 - [5] E. Drucker, Die Leistungsverluste von Fahrzeugmotoren. — Autom.-techn.-Z. Bd. 38 (1935) S. 361.
- An dieser Stelle ist ein Schrifttumsverzeichnis weiterer deutscher, englischer und amerikanischer Untersuchungen zu finden.
- [6] M. Eweis, Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Kolbenringen (VDI-Forsch.-Heft 371). — Berlin: VDI-Verlag 1935.

- [7] *D. D. Robertson*, Faktoren für die Beeinflussung der Leistungen von Kolben und Kolbenringen. — S. A. E. J. Bd. 37 (1935) S. 370.
- [8] *St. W. Sparrow*, Probleme bei der Entwicklung eines schnellaufenden Automobilmotors. — S. A. E. J. Bd. 36 (1935) S. 58.
- [9] *M. O. Tector*, Zylindertemperaturen. — S. A. E. J. Bd. 39 (1936) S. 328.
- [10] *C. G. A. Rosen*, Betriebstemperatur und ihr Einfluß auf Schmierung und Kleben der Kolbenringe. — S. A. E. J. Bd. 40 (1937) S. 165.
- [11] *L. Illmer*, Kolbenringreibung in Schnellläufer-Motoren. — Trans. Amer. Soc. mech. Engrs. Bd. 59 (1937) S. 1.
Hier sind ausführliche Schriftumsangaben über amerikanische Versuche zu finden.
- [12] *C. Englisch*, Abdichtungsverhältnisse von Kolbenringen in Verbrennungskraftmaschinen. — Autom.-techn. Z. Bd. 41 (1938) S. 579.

Die Arbeit wurde im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden durchgeführt. Die Mittel für den Aufbau der Versuchsanlagen und für die Durchführung der Versuche wurden dankenswerterweise von dem Herrn Reichsverkehrsminister zur Verfügung gestellt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Nägel VDI, der mir die Anregung zu der Arbeit gab, möchte ich an dieser Stelle für die freundliche Förderung derselben meinen aufrichtigen Dank ausdrücken.

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 52

000910

91

**Vergleichende Untersuchungen
an Lagerschalenwerkstoffen**

Prof. Dr.-Ing. Enno Heidebroek VDI
Dr. phil. Arno Döring

Lehrstuhl für Maschinenkunde
an der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

1.15

000911

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 52

**Vergleichende Untersuchungen
an Lagerschalenwerkstoffen**

Prof. Dr.-Ing. Enno Heidebroek VDI.
Dr. phil. Arno Döring
Lehrstuhl für Maschinenkunde
an der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek VDI)

Bibliothek
der
Ruhchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2886 201

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

Vorwort

Die vorliegende Arbeit wurde im Rahmen des Forschungsprogramms des Forschungsrates für das Kraftfahrzeugwesen beim Reichsverkehrsministerium (Gesch.-Nr. Fo I FST Dr-1) durchgeführt und durch Geldmittel von dort unterstützt. Hierfür wird an dieser Stelle besonders gedankt. Sachbearbeiter für die Versuche war Assistent Dr. phil. A. Döring. Den zahlreichen Firmen, die die Versuche durch kostenlose Hergabe von Material unterstützt haben, sei ebenfalls bestens gedankt.

Dresden, im April 1940

E. Heldebroek VDI

DW 861

Alle Rechte vorbehalten · Copyright 1941 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW7
Printed in Germany · Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

1. Die Wechselwirkung zwischen Werkstoffoberfläche und Schmierfilm

Die Frage nach der Eignung der vielen für Lagerschalen gegenwärtig benutzten Werkstoffe beschäftigt die technische Welt in immer steigendem Maße. Dies hat seinen Grund einmal in den gesteigerten Anforderungen an Belastung, Drehzahl, Temperaturen, wie sie z. B. die Motorentechnik mit sich bringt, daneben das Auftreten zahlreicher neuer Legierungen und Kunststoffe, endlich ist für die deutschen Verhältnisse besonders wichtig die Aufgabe, devisenfressende Sparmetalle durch landeseigene Werkstoffe auszutauschen. Wenn auch die Bewährung in längerer Betriebspraxis die letzte entscheidende Prüfung darstellt, so sind doch grundsätzliche Kenntnisse über das Verhalten der einzelnen Werkstoffgruppen für den richtigen Einsatz von vornherein notwendig, um unnötige Fehlschläge zu vermeiden. Die Ergebnisse aus der Praxis widersprechen sich auch z. T. derart, daß die Ansichten der erfahrensten Fachleute noch weit auseinandergehen, auf welche besonderen Umstände die immer wieder auftretenden Schwierigkeiten zurückzuführen sind.

Dabei wird der technologischen, d. h. metallkundlichen Forschung ein besonders breiter Raum gewährt und die metallurgische Struktur in den Vordergrund gestellt, obwohl diese über die unerwartete Brauchbarkeit der Kunstharz-Lagerstoffe z. B. nichts aussagen kann.

Demgegenüber sieht die hydrodynamische Theorie der Flüssigkeitsreibung den Schwerpunkt in den Strömungsvorgängen in dem Lagerspalt, deren Gesetze sich aus dem Ansatz von *Newton* $\tau = \eta \, dv/dy$ entwickeln lassen. In ihnen kommt aber als einzige physikalische Größe die Zähigkeit η vor, die man lange Zeit als ausreichendes Kennzeichen für die physikalischen Eigenschaften des Schmierstoffes angesehen hat. Danach mußte es — ausreichende Glätte der Oberflächen vorausgesetzt — für die Erzeugung eines tragenden Ölfilmes gleichgültig sein, zwischen welchen Metallen er erzeugt wird. Dies trifft auch in denjenigen Fällen zu, in denen die hierfür maßgebende engste Spaltweite zwischen dem sich verlagernden Zapfen und der Schale noch eine ausreichende Größe behält, um die erforderliche laminare Strömung zu ermöglichen. Bedenkt man aber, daß die bisherigen Bearbeitungsmöglichkeiten kaum gestatten, die mikrogeometrischen Unebenheiten der Oberflächen unter 1 bis 2 μ herabzudrücken, so ist leicht einzusehen, daß durch diese Unebenheiten in Wirklichkeit eine weit größere Annäherung der Oberflächen von Zapfen und Lager eintreten kann, als sie die für ideale Verhältnisse angestellte Rechnung ergeben würde.

In Wirklichkeit ist dieser, als Grenzreibung bezeichnete Zustand viel häufiger zu finden, als gemeinhin angenommen wird. Dies gilt insbesondere für kleine Geschwindigkeiten und höhere Belastungen, für alle Zapfen mit schwingender Bewegung, für die relative Gleitbewegung aller Zahnflanken, die im Teilkreis stets durch Null geht, für alle Wälzlager infolge der hohen spezifischen Pressung, aber auch für schnellaufende Zapfen bei hoher Drehzahl, wenn ein enges Lagerspiel zwecks höherer Belastungsfähigkeit gewählt werden muß. Schließlich muß jede Welle beim Anfahren und Stillsetzen durch den Zustand der Grenzreibung zeitweise hindurchgehen. Es wird aber auch vielfach übersehen, daß der gewünschte Zustand der sich selbsttätig einregelnden Flüssigkeitsreibung auch dann nicht eintreten kann, wenn nicht diejenige Ölmenge dem Lager angeboten wird, die nach der Kontinuitätsrechnung im engsten Spalt bei der Verlagerung vorhanden sein müßte, denn jeder Zapfen, der in freier Flüssigkeitsreibung schwimmt, stellt ja eine Art von Ölpumpe dar, die eine von Belastung und Drehzahl abhängige Menge Öl fördert. Fehlt diese oder der nötige Zuflußdruck, so tritt „Mangel-schmierung“ ein, und der Lagerspalt verengt sich. Typisch für diesen Zustand sind z. B. die Eisenbahnlager.

Ist somit der Zustand der Grenzreibung ein so überwiegend häufiger, so tritt von selbst die Frage auf, wie sich denn eigentlich in diesem sowohl der Schmierstoff wie die Lagerschalenwerkstoffe verhalten. Die physikalisch-chemische Forschung der letzten Jahre hat hierzu grundsätzlich festgestellt, daß die freien Oberflächenkräfte der Metalle, d. h. die nicht abgesättigten Valenzen ihrer Kristallgitter mit den aktiven Teilen der Molekülketten der Ölschicht einerseits eine außerordentlich starke Bindung eingehen, andererseits durch Polarisationswirkungen dielektrischer Art auf die Orientierung der benachbarten Moleküllagen in dem Sinne einwirken können, daß sie eine mehr oder weniger geordnete Strömungslage, d. h. einen für die Bildung eines tragfähigen Ölfilms geeigneten Zustand

hervorrufen können. Wieweit die Wirkung dieser Molekularkräfte in die Ölschicht hineinreicht, ist noch nicht geklärt, noch weniger, wie sich der durch die Lagerreibungsarbeit nur äußerlich gekennzeichnete Energietransport, den wir als exothermischen kennen, darauf auswirkt.

Da an der grundsätzlichen Richtigkeit dieser Erkenntnisse nicht mehr zu zweifeln ist, müssen die Oberflächenkraftfelder der verschiedenen Werkstoffe — und zwar nur der Oberflächen — ebenso wie die chemische Struktur des Schmierstoffes auf den Schmiervorgang um so mehr Einfluß gewinnen, je enger die Spaltweite wird. Die Frage ist nur, wo die Grenze liegt, in der diese Wirkungen die Kontinuitätstheorie der reinen Strömungstheorie so überlagern, daß die Gesetze der letzteren außer Kraft treten, und ob diese Grenze auch mit technischen Maßgrößen festgesetzt werden kann. Es ist heute bereits Allgemeingut, daß die nur als temperaturabhängig angesehene Zähigkeit als physikalischer Begriff nicht mehr ausreicht, um die Eigenschaften des Schmierstoffes zu kennzeichnen; u. a. hat *Kyropoulos* des öfteren darauf hingewiesen, daß für die geheimnisvolle Eigenschaft der „Oiliness“ nur solche molekular-chemische Vorgänge eine ausreichende Deutung gestatten.

Diese Überlegungen und gleichzeitig laufende grundlegende Versuche über die technische „Festigkeit“ von Ölfilmen haben dazu geführt, die nachfolgend beschriebenen vergleichenden Versuche über eine große Zahl von Lagerwerkstoffen ganz verschiedener Struktur ganz in das Gebiet der Grenzreibung zu verlegen. Dieser ist am leichtesten und auch meßtechnisch am bequemsten durch kleinste Zapfengeschwindigkeiten bei wechselnden Belastungen zu erreichen.

2. Versuchsanordnung

In einer in Bild 1 schematisch dargestellten Lagerprüfmaschine bekannter Bauart mit hebelübersetzter Gewichtbelastung wurden die Versuchsbuchsen von 60 mm Dmr. bei 40 mm Länge in einen starren Lagerkörper aus Stahl eingepreßt. Die Welle aus naturhartem Stahl 70.11 war sauber geschliffen, aber nicht gehärtet. Da Verschleißbelastungen vermieden wurden, konnte dieselbe Welle bei allen Versuchen benutzt werden. Es wurde stets mit demselben Einheitsöl BC 8 der Rhenania-Oessag gearbeitet, die Eintrittstemperatur mit 30° konstant gehalten, desgleichen die durch eine Zahnradpumpe in seitlicher Längsnut zugeführte Ölmenge mit 12 l/h, einer Menge, die etwa der eines Transmissionslagers gleicher Abmessungen entspricht. Gleich gehalten wurde auch stets das Lagerpiel mit 0,25 mm (auf den Durchmesser bezogen). Nur bei einzelnen, und zwar gerade den besonders tragfähigen Lagermetallen mußte das Spiel auf 0,35 mm vergrößert werden, weil es bei dem Spiel von 0,25 mm nicht möglich war, die konstante Ölmenge von 12 l/h durchzubringen. Darauf wurde aber Wert gelegt, um möglichst gleichartige Strömungs- und Kühlverhältnisse beizubehalten.

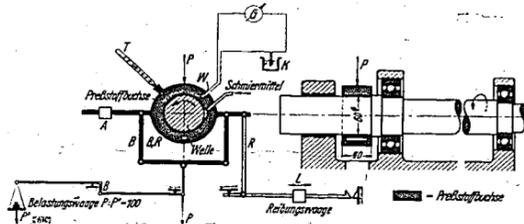


Bild 1. Schema der Lagerprüfmaschine.
A Ausgleichsgewicht, P Belastungsgewicht, B Gestänge zur Übertragung des Vaugengewichtes, R Gestänge zur Übertragung der Reibungskraft, L Laufgewicht, G Galvanometer, K kalte Lötstelle, W warme Lötstelle des Thermoelements im Ölfilm, T Thermometer.

Die Temperatur des Öles wurde am Ein- und Austritt durch Thermometer, im Lager selbst durch ein Thermoelement gemessen, das kurz vor dem Belastungsscheitel unmittelbar in den Ölfilm eingeführt wurde; damit sind also Störungen durch das Lagermetall usw. ausgeschaltet. Die Zapfengeschwindigkeiten wurden von 0,15 bis 1,5 m/s durch Drehzahlregelung geändert; dabei waren durch überschlägige Rechnungen ideale engste Spaltweiten von 3 μ abwärts bis weit unter 1 μ zu erwarten. Die ebenfalls veränderliche Belastung wurde auf die Projektion der Zapfenfläche als Bezugsgröße umgerechnet. Diese Größe entspricht den praktischen Bedürfnissen am besten. Es ist zwar manchmal üblich, die Flächenpressung nur auf den sog. Laufspiegel zu beziehen, wobei viel höhere Werte festgestellt werden. Aber einerseits ist es kaum möglich, die Breite des Laufspiegels genau zu messen, andererseits besteht seitwärts desselben immer eine Zone hohen hydrodynamischen Drucks, die einen Anteil der Tragfähigkeit darstellt. Gemessen wurden diese Drücke im Zustand der Grenzreibung noch niemals.

Somit wurden alle Versuche unter stets genau gleichen Bedingungen durchgeführt; nur die Schalenwerkstoffe wurden verändert. Damit wurde es möglich, deren höchst charakteristische Unterschiede herauszuarbeiten. Es sind allgemein zwei Grenzzustände festzustellen. Einmal diejenige Höchstbelastung, bei der der Temperaturanstieg im festgelegten Geschwindigkeitsbereich nicht über 80° — gemessen im Ölfilm — hinausgeht und einen deutlichen Übergang in einen konstanten Wert erkennen läßt. Diese Grenze wurde mit Rücksicht auf die Kunstharzwerkstoffe gewählt, weil deren Temperaturbeständigkeit über diese Grenze unzuverlässig ist. Ein zweiter Grenzzustand ist diejenige kleinste Geschwindigkeit, bei der das Reibungsmoment bei der jeweiligen Belastung plötzlich zu steigen beginnt, d. h. die Welle zum Fressen neigt. Dieser Zustand kündigt sich durch auftretende starke Schwankungen der Reibungswaage, häufig auch durch ein charakteristisches singendes Geräusch an. Alle Versuche, die ausgewertet sind, wurden nur im Beharrungszustand durchgeführt. Bei jedem Wechsel der Lagerbuchse wurde diese erst mehrere Stunden mit geringer Belastung eingefahren; von Zeit zu Zeit wurden die Buchsen ausgebaut, um festzustellen, ob Anfransungserscheinungen zu bemerken waren.

3. Untersuchte Lagerstoffe

In der beigegebenen Tafel sind die untersuchten Lagerschalen mit ihren wichtigsten Kennzeichen aufgeführt. Dieselben sind nach Gruppen geordnet. Die Gruppe K_2 bis K_6 enthält Kunstharzlagerschalen; es folgen Gußeisen und Gußbronze (Kupfer-Zinn-Legierung), sodann in der Gruppe WE Bleibronzen und zinnhaltige Legierungen, endlich in der Gruppe AL Aluminiumlegierungen.

In den Diagrammen, Bild 2 bis 19, wird das charakteristische Verhalten der einzelnen Werkstoffe im Gebiet der Grenzreibung gezeigt. In allen ist über der Drehzahl von 50 bis 500 U/min — d. h. einer Zapfengeschwindigkeit von etwa 0,15 bis 1,5 m/s — einmal die aus dem Reibungsmoment der Belastungswaage errechnete Reibungszahl μ (ausgezogene Linien), zum andern die im Ölfilm gemessene Wellentemperatur t_w (gestrichelte Linien) aufgetragen, und zwar jeweils für veränderliche Belastungen p [kg/cm²], bezogen auf die Projektion der tragenden Zapfenfläche. Als kleinste Belastung wurde in der Regel eine solche von 16,7 kg/cm², als höchste diejenige gemessen, bei der ohne spürbare Freßerscheinungen die Temperaturkurve im Meßbereich noch unter 80° verhartet. — Die dazugehörige Belastung wird als größte Tragfähigkeit in die weiter unten beschriebene Bildarstellung aufgenommen.

Natürlich ist dadurch keine absolute scharfe Grenze gegeben. Es ist ja auch jederzeit möglich, durch stärkere Ölzufuhr unter höherem Druck noch höhere Belastungen zu erzielen oder gar Verschleiß zuzulassen. Die Versuche sagen auch zunächst nichts darüber aus, wie sich im Bereich größerer Geschwindigkeiten, d. h. bei wirklicher Flüssigkeitsreibung, die einzelnen Werkstoffe verhalten werden. Hier lassen sich aber einheitliche Vergleiche, die praktischen Wert haben, kaum aufstellen, weil die Betriebsbedingungen zu verschiedenartig liegen. Das noch recht unsichere Übergangsbereich zwischen Grenz- und Flüssigkeitsreibung soll durch weitere Versuche aufgeklärt werden. Es zeigt sich aber, daß durch die eingangs begründete Versuchsanordnung und die dabei konsequent eingehaltenen Versuchsbedingungen die charakteristischen Eigentümlichkeiten der untersuchten Werkstoffe höchst anschaulich zu Tage gefördert werden können.

In der Gruppe der Kunstharzpreßstoffe liegt ein ziemlich gleichartiges Verhalten fast aller Stoffe vor; nur das füllstofffreie Gießharz „Dekorit“ (K_3) fällt deutlich heraus. Die Höchstlasten erreichen bei K_2 bis K_6 kaum mehr als 50 kg/cm²; die Temperaturkurven nähern sich infolge der schlechten Wärmeleitfähigkeit stark der oberen zulässigen Grenze schon bei $p = 50$ kg/cm². Die Reibungszahlen μ verlaufen von $v = 1,57$ bis etwa $v = 0,5$ m/s durchweg konstant und zeigen erst unterhalb dieser Grenze einen deutlichen Anstieg, d. h. Neigung zum Fressen. Dieser ist aber nicht mit einem meßbaren Temperaturanstieg verbunden, sondern kündigt sich durch das bekannte pfeifende Geräusch an. Weitere Geschwindigkeitssenkung führt dann oft zum ruckweisen Festsitzen (Verblocken). Es ist also bei kleinen Geschwindigkeiten Vorsicht mit der Belastung geboten, während bei hohen Belastungen die Temperatur eine Grenze zieht. Überlastungen nach dieser Seite führen meistens zu Strukturwandlungen des Kunstharzes und damit zum Unbrauchbarwerden. Der textilgefüllte Preßstoff K_4 zeigt diese Eigenschaft nur in geringerem Maße, verträgt also eher eine vorübergehende Überlast.

Das füllstofffreie Gießharz K_6 , dessen Oberfläche eine spiegelnde Glätte aufweist, zeichnet sich durch eine besonders hohe Tragfähigkeit ($p_{max} = 130$ kg/cm²) und auffallend niedrige Temperaturen aus. Seine Temperaturbeständigkeit liegt allerdings etwas tiefer als bei den mit Füllstoff gepreßten Buchsen¹⁾. — Danach ist wohl anzunehmen, daß die vorteilhaften Laufeigenschaften dieser Stoffe vorwiegend auf dem reinen Kunstharz selbst beruhen und daß diese Laufeigenschaften durch die

¹⁾ E. Heidebroek: Lagerschalen aus Gießharz — Kunststoffe Bd. 28 (1938) S. 200.

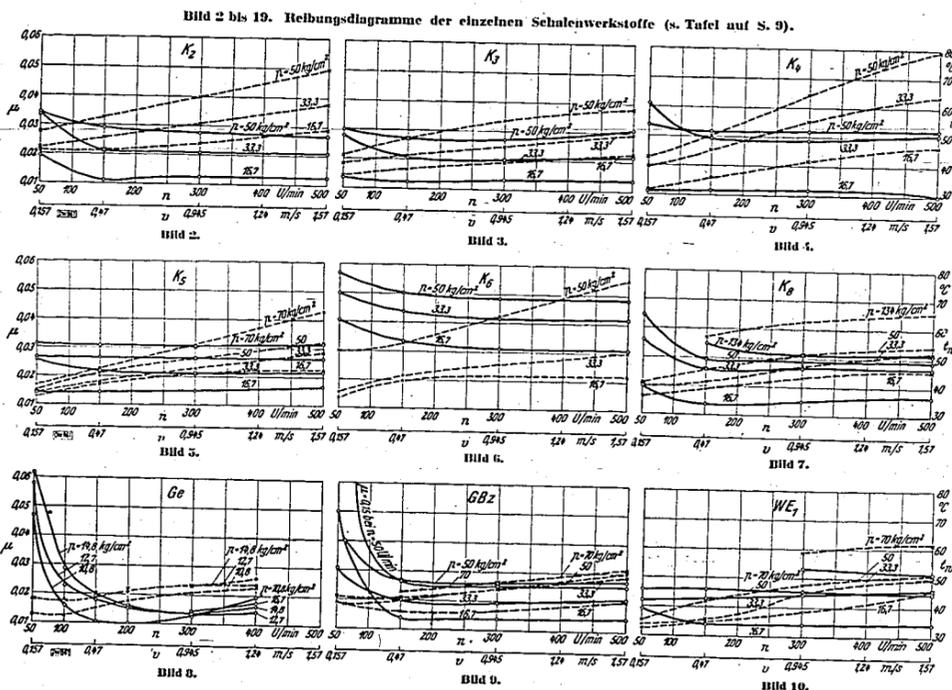
eine Aufrauhung der Oberfläche bewirkenden Faserstoffe zwar verschlechtert, die Überlastungsfähigkeit und Temperaturbeständigkeit aber verbessert werden.

Die Kunstharze K_3 , K_5 , K_6 liefern den Beweis, daß durch die Beimengung sehr fein verteilter Pulver metallischer oder keramischer Struktur auch bei großer technologischer Härte eine bessere Tragfähigkeit bis jetzt nicht erzielt werden konnte. K_5 neigt bei $p > 70 \text{ kg/cm}^2$ zum Blocken und zerspringt bei weiterer Überlastung. K_6 (Füllung mit Eisenoxyd) ergibt sehr hohe Einlauftemperaturen und plastische Verformungen bei $p > 50 \text{ kg/cm}^2$.

K_3 (Füllung mit sehr fein verteiltem Ferro-Silicium) ergibt eine geringere Tragfähigkeit als die übrigen Füllstoffe, ungeachtet der großen Härte der Füllmasse. Die textiltgefüllten, gepreßten und z. T. auch nachgehärteten Buchsen sind bisher, wie auch die Erfahrungen der Praxis zeigen, noch nicht übertroffen.

Die Buchse aus Ge nimmt eine höchst charakteristische Sonderstellung ein. Obwohl es sich um eine Sonderlegierung mit hohem Graphitgehalt für Lagerzwecke handelt, ist eine höhere Tragfähigkeit als 15 kg/cm^2 trotz niedriger Temperaturen nicht zu erreichen. Die Reibungszahlen steigen schon unter $v = 1 \text{ m/s}$ steil an und beweisen die Gefahr des Fressens. Die Gewohnheit der Praxis, gußeiserne Lagerschalen mit nicht mehr als 5 kg/cm^2 zu belasten, findet hier ihre volle Bestätigung. Auch die normale Gußbronze (Rotguß) zeigt schlechte Notlaufeigenschaften, d. h. steigende Reibungszahlen bei sinkender Drehzahl. Trotz ebenfalls niedriger Lagertemperaturen ist eine höhere Belastung als 70 kg/cm^2 nicht zu erreichen.

Die folgende Gruppe WE_1 bis WE_3 umfaßt eine Reihe der bekanntesten Bleibronzen, mit Blei als Hauptmasse, geringem Zinngehalt und verschiedenen Zuschlägen. Die Legierungen WE_1 , WE_2

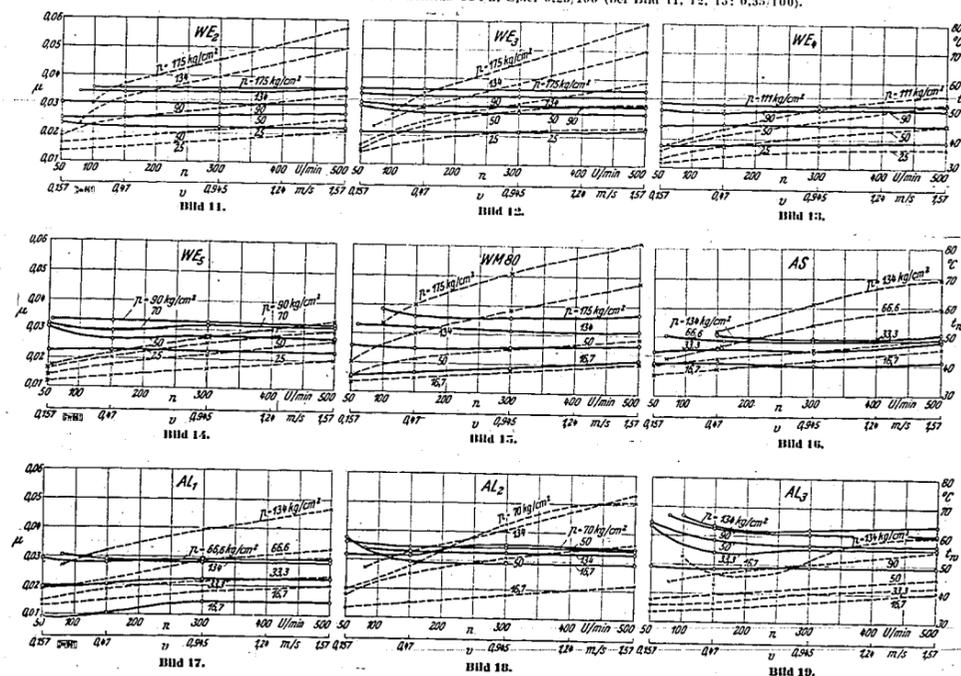


und WE_3 ergeben nur mittlere Tragfähigkeiten — die letzten beiden höhere als die erstere — dagegen durchweg wie alle Bleibronzen gute Notlaufeigenschaften. Die μ -Kurven verlaufen alle auch bei kleinsten Geschwindigkeiten vollkommen stetig, die Temperaturen in niedrigen Grenzen. Ausgezeichnet durch hohe Tragfähigkeiten sind die beiden Legierungen WE_2 (Thermit) und WE_3 . Sie kommen darin dem hochzinnhaltigen Weißmetall WM 80 nahezu gleich mit 175 kg/cm^2 spezifischer Belastung bei Öltemperaturen nicht über 80° .

Überaus auffallend ist die bei diesen drei Legierungen auftretende Erscheinung, daß es bei ihnen nicht möglich war, mit dem normalen Lagerspiel von $0,25 \text{ mm}$ die normale Versuchsmenge von 12 l/h mit dem sonst angewandten Öldruck von $0,5$ bis 1 at durchzupumpen, trotz Erhöhung desselben bis auf $2,5 \text{ at}$. Das Lagerspiel mußte vielmehr, um ein Heißlaufen zu verhüten, auf $0,35 \text{ mm}$ vergrößert werden. Laufspiegel und Oberflächenglätte waren dabei einwandfrei, während bei WE_2 und WE_3 die Laufflächen bei der niedrigen Höchstlast bereits starke Riefenbildung und Ablösung von dünnen Blättchen zeigten. Dieser Zusammenhang zwischen Tragfähigkeit und Durchflußwiderstand bei den hochtragfähigen Metallen ist ein eindeutiger Beweis dafür, daß nicht die rein technologischen Eigenschaften der Metalle, sondern Einflüsse molekularphysikalischer Art in dem im Ölfilm sich bildenden Kräftefeld die Tragfähigkeit bestimmen.

Die letzte Gruppe der Al-Legierungen AL_1 bis AL_3 ergibt ziemlich gleichwertige Tragfähigkeiten bis zu 134 kg/cm^2 , also nicht so hoch wie die hochwertigen WE-Metalle. Die Temperaturen

In allen Bildern sind die Reibungszahlen μ (ausgezogen, Maßstab links) und die im Ölfilm gemessenen Temperaturen t_c (gestrichelt, Maßstab rechts) über der Zapfengeschwindigkeit v bzw. Drehzahl n aufgetragen. Öleintrittstemperatur: 30° , Öldurchfluß 12 l/h , Spiel $0,25/100$ (bei Bild 11, 12, 15: $0,35/100$).



bleiben bei allen in mäßigen Grenzen. Die Reibungswerte verlaufen durchweg flach; bei AS und AL_1 zeigen sie sogar eine Senkung nach der Seite der kleinen Geschwindigkeiten hin, also gute Notlaufeigenschaften. Dagegen sind bei AL_2 und AL_3 Blockerscheitungen zu beobachten, die zur Vorsicht bei plötzlichen Belastungsänderungen zwingen. Auch scheinen diese beiden Werkstoffe bei hohen Temperaturen zum Schrumpfen zu neigen. Die erreichten Höchstwerte sind bei ihnen daher nicht mehr ganz sicher; der Laufspiegel von AL_2 ist dabei schon stark angegriffen. Bei der Buchse AS besteht die eigentliche Laufschiene aus einer Sonderlegierung (vgl. die Tafel), alle übrigen AL-Schalen sind aus vollem Werkstoff herausgedreht.

In Bild 20 sind zur Abwechslung für ein Beispiel (WE_2) die Reibungszahlen μ und Temperaturen t_w abhängig von der Belastung p aufgetragen. Es zeigt sich die starke Lastabhängigkeit der Reibungszahlen.

Am deutlichsten tritt die starke Verschiedenheit der einzelnen Werkstoffe in ihrer Belastungsfähigkeit hervor, wenn man sie sämtlich nebeneinanderstellt (Bild 21). In dieser Darstellung bedeuten

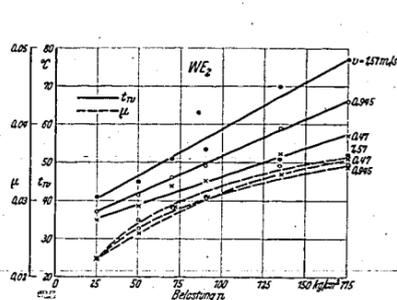


Bild 20. Reibungszahlen μ und Temperaturen t_w für WE_2 in Abhängigkeit von der Belastung p .
Öleintrittstemperatur: 30°, Öldurchfluß: 12 l/h,
Spiel 0,35/100.

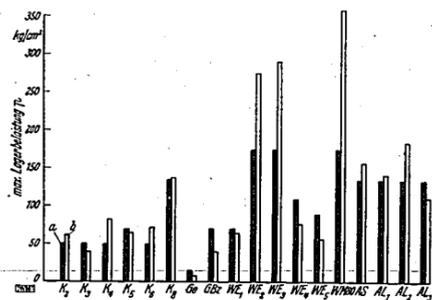


Bild 21. Gegenüberstellung der maximalen Tragfähigkeiten der 18 untersuchten Schalenwerkstoffe.
a wie gemessen, b auf gleiche Zähigkeit bei 65° umgerechnet (vgl. Text).
Öleintrittstemperatur: 30°, Öldurchfluß: 12 l/h.

die ausgezogenen Linien die wirklich gemessenen Höchstlasten. Da diese aber bei verschiedenen Temperaturen auftreten und die Ölviskosität mit wachsender Temperatur abnimmt, läge es nahe, die Tragfähigkeit nach der Temperaturkurve der Zähigkeit auf eine gemeinsame Bezugstemperatur, etwa 65°, umzurechnen (gestrichelte Säulen). Dadurch erscheinen die Unterschiede noch krasser. Ob diese Umrechnung aber der Wirklichkeit entspricht, ist nur mit Vorsicht zu beurteilen, denn es scheint nach anderen Beobachtungen keineswegs sicher, daß die Tragfähigkeit im Gebiet der Grenzreibung der Temperaturabhängigkeit der Zähigkeit zwangsläufig folgt.

Auch ohnedies zeigt Bild 21 die verschiedene Leistungsfähigkeit der einzelnen Werkstoffe mit überraschender Deutlichkeit; sie deckt sich durchaus mit den allgemeinen Erfahrungen der Praxis. Man muß sich dabei vergegenwärtigen, daß bei sämtlichen Versuchen Abmessungen, Lagerspiel, Öltemperatur und Ölmenge gleich blieben; auch wurden sie mit der gleichen Welle durchgeführt. Die Vergrößerung des Lagerspiels bei WM 80 sowie WE_2 und WE_3 müßte sich nach der hydrodynamischen Theorie sogar noch ungünstig für diese Werkstoffe auswirken.

Der Vergleich soll vor allem die relative Bewertung der einzelnen Werkstoffe verdeutlichen; es kommt ihm aber zweifellos auch eine erhebliche absolute Bedeutung zu. Daß man bei voller Flüssigkeitsreibung bei einzelnen Werkstoffen noch andere Werte erreichen kann, spricht nicht dagegen. Wenn z. B. bei Kunstharzlagerschalen mit Wasserschmierung in Walzwerkslagern sehr hohe stoßweise Belastungen ertragen werden können, so liegt das sowohl an der starken Wasserüberschwemmung und der besseren Kühlung bei der hohen spezifischen Wärme des Wassers wie auch an der Tatsache, daß man hier einen gewissen Verschleiß erwartet und zuläßt.

4. Weitere Versuchsverfahren

Die hier festgestellte Verschiedenheit der untersuchten Werkstoffe, die unter genau gleichen hydrodynamischen Bedingungen gelaufen sind, also aus diesen nicht erklärt werden kann, läßt sich

auch aus der nur technologischen Zusammensetzung nicht begründen. Um dies zu erläutern, wurde auch eine gleichartige Härteprüfung nach dem Verfahren von Martens mit dem Schopper-Apparat vorgenommen. Eine Kugel von 5 mm Dmr. wurde mit 100 kg Belastung jeweils bis zur Beendigung des Kriechvorganges, d. h. bis zu 10 min Belastungsdauer, eingedrückt. In Bild 22 sind die Eindrucktiefen (Weichheitsgrade) den gemessenen Höchstbelastungen gegenübergestellt. Irgendeine gesetzmäßige Beziehung zwischen beiden Größen ist nicht aufzufinden. Ge besitzt z. B. bei großer Härte eine geringe Tragfähigkeit und WM 80 bei geringer Härte eine sehr hohe. Al bei relativ großer Härte auch eine hohe Belastungsfähigkeit usw.

Um die eingangs erläuterte Vorherrschaft molekularphysikalischer Einflüsse im Bereich der Grenzreibung noch mehr zu verdeutlichen, wurde noch folgende Versuchsreihe durchgeführt (Bild 23):

Die Versuchsachsen werden auf einem waagerechten Gestell mit senkrechter Achse aufgestellt. Ein Stück Welle aus dem gleichen Werkstoff wie in der Lagerprüfmaschine wird ebenfalls

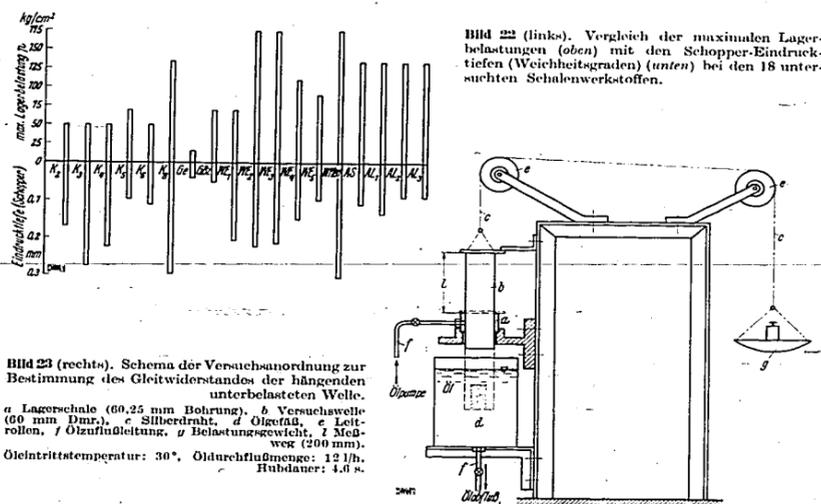


Bild 23 (rechts). Schema der Versuchsanordnung zur Bestimmung des Gleitwiderstandes der hängenden unterbelasteten Welle.
a Lagerschale (60,25 mm Bohrung), b Versuchswelle (60 mm Dmr.), c Silberdraht, d Ölgefäß, e Leitrollen, f Ölzuführung, g Belastungsgewicht, i Meßweg (200 mm).
Öleintrittstemperatur: 30°, Öldurchflußmenge: 12 l/h, Hubdauer: 4,6 s.

senkrecht über der Lagerschale an einem dünnen Silberdraht so aufgehängt, daß die Achsen von Welle und Lagerbuchse genau fluchten. Der Draht läuft über zwei leicht beweglich gelagerte Rollen und trägt am anderen Ende eine Schale zur Aufnahme von Gewichten. An die Lagerbuchse, die mit der Welle das gleiche Spiel hat wie bei den eigentlichen Lagerversuchen, ist eine Ölleitung angeschlossen, und es wird genau wie vorher eine Ölmenge von 12 l/h mit 30° Anfangstemperatur durchgepumpt und in einem darunter stehenden Gefäß aufgefangen und gemessen.

Die senkrechte Bewegung der Welle wird durch zwei Anschläge im Abstand von 200 mm begrenzt. Beim Versuch wird sie in die untere Stellung gebracht und soviel Gewichte in die am Draht hängende Schale gelegt, daß die Aufwärtsbewegung bis zum oberen Anschlag stets in der gleichen Bezugszeit (4,6 s), d. h. mit gleicher durchschnittlicher Schiebegeschwindigkeit (einschließlich der übrigens kurzen Beschleunigungszeit) vor sich geht. Die Größe der jeweils aufgelegten Gewichte gibt dann ein Maß für den Energieaufwand und zur Überwindung der Flüssigkeitsreibung beim Durchschieben der Welle durch die Buchse.

Diese Versuche bezweckten, zu prüfen, ob bei den verschiedenen Werkstoffen entsprechend der hier vertretenen Anschauung über das Wesen der Grenzreibung sich Unterschiede ergeben und ob diese Unterschiede in einer Beziehung zu den Beobachtungen auf der Lagerprüfmaschine stehen

würden. Da die Welle keinerlei Querbelastung erfährt, sollten — da Öl, Temperatur, Lagerspiel und Durchflußmenge genau gleich gehalten wurden — nach hydrodynamischen Überlegungen keinerlei Unterschiede auftreten. Das Gegenteil ist der Fall. In Bild 24 sind die Gleitwiderstände der hängenden Welle den Höchstwerten der Tragfähigkeit gegenübergestellt. Das Ergebnis ist überraschend. Es zeigt sich eine auffallende Gesetzmäßigkeit derart, daß kleine Gleitwiderstände fast überall hoher Tragfähigkeit entsprechen und umgekehrt. Man vergleiche etwa Ge mit WE₂, WE₃ und WM 80. Nur die ersten Kunstharze mit Textilfüllung (K₂ bis K₄) scheinen etwas herauszufallen, ebenso AS; es ist aber zu berücksichtigen, daß die zum Vergleich herangezogenen maximalen Tragfähigkeiten bei den Kunstharzen durch die schlechte Wärmeleitfähigkeit temperaturmäßig begrenzt sind.

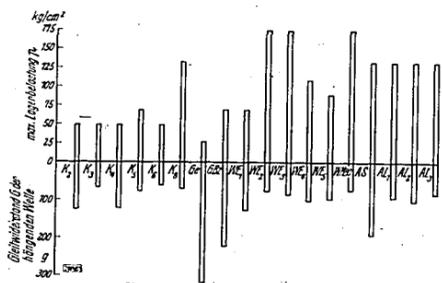


Bild 24. Vergleich der maximalen Lagerbelastungen (oben) mit den Gleitwiderständen der hängenden Welle (unten) bei den 18 untersuchten Schalenwerkstoffen.

Bild 25 (unten links). Vergleich (bei den 18 untersuchten Schalenwerkstoffen) der Ölttemperaturen t_o bei Belastung $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ (oben) mit den Reibungswerten μ bei gleicher Belastung (unten). $v = 1,57 \text{ m/s}$, Ölart: Schellol; 12/1h.

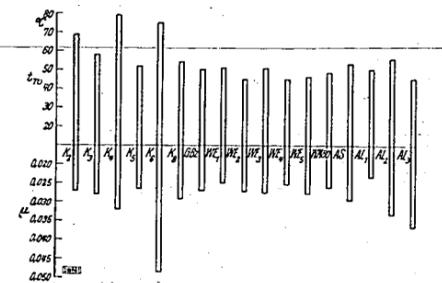
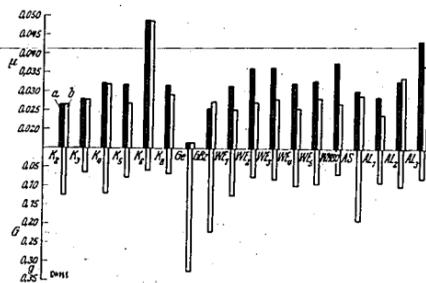


Bild 26 (unten). Vergleich (bei den 18 untersuchten Schalenwerkstoffen) der Reibungszahlen μ . a bei maximaler Belastung und b bei $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ (oben) mit dem Gleitwiderstand G der hängenden Welle (unten).



Diese Ergebnisse haben naturgemäß zunächst nur qualitativen Wert. Sie lassen aber keinen anderen Schluß zu, als daß die Werkstoffeigenschaften unabhängig von den Strömungsvorgängen sich in der Paarung mit Welle und Schmierstoff auf den Orientierungszustand des Ölfilms physikalisch auswirken; oder anders ausgedrückt: Jedem Lagerwerkstoff ist eine bestimmte Fähigkeit zugeordnet, im Kontakt mit dem vorliegenden Schmierstoff und dem Wellenwerkstoff im Gebiet der Grenzreibung einen bestimmten Zustand des tragenden Schmierfilms hervorzurufen, der in diesem Gebiet die Tragfähigkeit bestimmt.

Man kann sich das, vorbehaltlich einer exakten molekularphysikalischen Deutung, so vorstellen: Die Erzeugung von tragender Druckenergie ist nach der hydrodynamischen Theorie die Folge der laminaren Schichtenströmung. Damit diese in sehr engen Spalten zustande kommt, muß eine leichte Orientierungsfähigkeit der Molekülgruppen zu einer „geordneten“ Strömungslage vorhanden sein. Diese wird aber von dem durch die Werkstoffpaarung beeinflussten dielektrischen Kräftepotential der Molekülgruppen betätigt. Manchen Kombinationen (z. B. hochzinnhaltiges Weißmetall) besitzen diese Fähigkeit in hohem Maße, daher auch der geringe Gleitwiderstand im unbelasteten Zustand, andere in geringem Maße (wie z. B. Gußeisen gegen Stahl), daher hoher Gleitwiderstand.

In gewissen quantitativen Grenzen wird natürlich auch der mikrogeometrische Oberflächenzustand der Lagerschale, d. h. ihr Rauheitsgrad, hierbei mitspielen, aber nicht ausschlaggebend.

Die verwandten Lagerschalen waren nach Möglichkeit gleichmäßig geglättet. Eine zerstörungsfreie exakte Messung im Innern solcher Buchsen ist bisher, auch mit dem Lichtschnittverfahren, schwer möglich. Der verschiedene Rauheitsgrad dürfte sich u. a. auf die Höhe der Reibungszahlen auswirken, obwohl diese größenordnungsmäßig nicht sehr weit auseinanderliegen, wie z. B. die Zusammenstellung in Bild 25 für eine mittlere Belastung von $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ erkennen läßt. (Nur das mit Polierrot gefüllte Kunstharz K₆ fällt stark heraus.) Daß aber der Orientierungszustand der Ölschicht sich auch hierbei auswirkt, zeigt der Vergleich in Bild 26, wenn man die Reibungszahlen μ bei maximaler Tragfähigkeit (gestrichelte Grenzlinie) den Gleitwiderständen der hängenden Welle gegenüberstellt.

5. Zusammenfassung

Die Ergebnisse der vorliegenden Versuche lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. Im Bereich der Grenzreibung wird die maximale Tragfähigkeit eines Lagerschalenwerkstoffs durch seine Paarung mit einem bestimmten Schmierstoff und dem Wellenwerkstoff maßgeblich bestimmt.
2. Die technologische Härte des Schalenwerkstoffs bildet keinen Maßstab für die Tragfähigkeit als Lagerschale.
3. Bei allen Werkstoffen mit guter Tragfähigkeit ist die Reibungszahl μ bis herab zu sehr kleinen Geschwindigkeiten unabhängig von der Zapfengeschwindigkeit, dagegen lastabhängig im Sinne einer Zunahme der Reibungszahl mit der Last.
4. Neben der hohen Tragfähigkeit der hochzinnhaltigen Weißmetalle sind auch mit bestimmten Bleibronzen und Al-Legierungen — aber nicht mit allen — hohe Tragfähigkeiten zu erzielen.
5. Bei der Auswahl eines Lagerschalenwerkstoffes ist sorgfältig zu beachten, ob der Betriebszustand vorübergehend, periodisch oder dauernd in den Bereich der Grenzreibungszustände fällt. Diese sind schon bei engsten Spaltweiten von einigen Tausendstel Millimeter zu erwarten.

Tafel der untersuchten Schalenwerkstoffe

Nr.	Bezeichnung	Herkunft	Besondere Kennzeichnung	Nr.	Bezeichnung	Herkunft	Besondere Kennzeichnung
1	K ₂	Aug. Nowack AG., Bautzen	Regellose Textilfüllung, formgepreßt.	11	WE ₃	Kurt Wollhöfer, Berlin-Rudow	Marke Ka-We III c (10% Sn, 15% Sb, 1% Cu, 1% Graphit, 0,5% Cd, 72,5% Pb)
2	K ₃	Dr. F. Raschig GmbH., Ludwigshafen/Rh.	Gießharz mit fein verteiltem Si-Carbid gemischt	12	WE ₄	Junkers Flugzeug- u. Motorenwerke AG., Motorenbaustammwerk Dessau	Binäre weiche Bleibronze, Cu:Pb = 70:30, Brinellhärte 28 bis 35 kg/mm ²
3	K ₄	H. Rämmler AG., Spremberg/NL.	Marke Gerohlex, mit geschichteten Gewebe, gepreßt und gehärtet	13	WE ₅	dies.	Bleibronze, durch Sn- und Ni-Zusatz gehärtet, Brinellhärte = 50 kg/mm ²
4	K ₅	Dr. F. Raschig GmbH., Ludwigshafen/Rh.	Preßmasse mit fein verteilter Chamottefüllung	14	WM 80	Handelsware	Weißmetall nach Norm mit 80% Sn, in Stützschale ausgegossen
5	K ₆	dies.	Preßmasse mit fein verteiltem Eisenoxyd (Polierrot)	15	AS	Karl Schmidt GmbH., Neckarsulm	Harte Stützschale, weiche Laufschiene, Stützschiene KS 280 (21% Si, Rest Al), Laufschiene KS 411 (1% Fe, 1% Sb, 2% Mn, 1% Cr, 0,5% Ti, Rest Al)
6	K ₈	dies.	Füllstoffreies Gießharz, Marke Dekorit	16	AL ₁	Ver. Aluminium-Werke AG., Lautawerk/L.	5% Zn, 0,8% Cu, 0,5% Mg, Rest Al v. 99,99%
7	Ge	Meier & Weichelt, Leipzig	Sondergußeisen für Lagerzwecke (2,44% C, 3,36% Graphit, 0,08% geb. C, 3,20% Si, 0,52% Mn, 0,4% P, 0,076% S)	17	AL ₂	dies.	4,4 bis 5,5% Cu, 0,2 bis 0,5% Si, Rest Al rein
8	GBz	Handelsware	Rotguß, Analyse unsicher	18	AL ₃	dies.	„Lautal weich“, Analyse unbekannt
9	WE ₁	Glyco-Metallwerke Daelen & Loos, Wiesbaden-Schierstein	Marke Motor-Glyco 3 (10% Sn, 14% Sb, 1% Cu, Rest Blei, vergütet)				
10	WE ₂	Th. Goldschmidt AG., Essen	Thermit (72 bis 78,5% Pb, 14 bis 16% Sb, 5 bis 7% Sn, 0,8 bis 1,2% Cu, 0,7 bis 1,5% Ni, 0,7 bis 1,5% Cd, 0,3 bis 0,8% As)				

000917

INHALTSVERZEICHNIS

1. Die Wechselwirkung zwischen Werkstoffoberfläche und Schmierfilm	1
2. Versuchsanordnung	2
3. Untersuchte Lagerstoffe	3
4. Weitere Versuchsverfahren	6
5. Zusammenfassung	9

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 53

000918

92

**Das Aufspritzen des Kraftstoffes
im Dieselmotor**

Dr.-Ing. Kurt Blume VDI
Maschinenlaboratorium
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. Mehlig VDI)

**Zündverzugsmessung mittels Photozellen
in verschiedenen Wellengebieten**

Dr.-Ing. Karl Stallechner VDI
Laboratorium für Wärmekraftmaschinen
und Thermodynamik
der Technischen Hochschule München
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. e. h. W. Nußelt VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

4150

000919

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 53

**Das Aufspritzen des Kraftstoffes
im Dieselmotor**

Dr.-Ing. Kurt Blume VDI
Maschinenlaboratorium
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. Mehlig VDI)

**Zündverzugsmessung mittels Photozellen
in verschiedenen Wellengebieten**

Dr.-Ing. Karl Stallechner VDI
Laboratorium für Wärmekraftmaschinen
und Thermodynamik
der Technischen Hochschule München
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. e. h. W. Nußelt VDI)

1941

Bibliothek
der
Reichsanstalt für
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. ~~3818~~ 202

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

000920

INHALTSVERZEICHNIS

Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor
Von Dr.-Ing. K. Blume VDI, Dresden

1	Einleitung	1
2	Versuchsonlage	1
21	Druckmessung	1
22	Temperaturmessung	2
23	Zeithupe	4
24	Einspritzsystem	4
3	Zündung und Verbrennung von Kraftstoffstrahlen in ruhender Luft	4
31	Aufbau des Kraftstoffstrahles	4
32	Zündverzug	5
33	Verbrennungsgeschwindigkeit	8
34	Durchbrennzeit	12
35	Zusammenfassende Betrachtung	14
4	Aufspritzen des Kraftstoffes	14
41	Durchführung der Versuche	14
42	Einfluß der freien Strahllänge	14
421	Große Strahllänge	14
422	Kleine Strahllänge	16
43	Zündung beim Aufspritzen	17
431	Aufspritzen auf Wände von Kolbentemperaturen	17
432	Aufspritzen auf glühende Wände	18
44	Verbrennung beim Aufspritzen	21
45	Einfluß des Aufspritzwinkels	22
46	Oberflächengestaltung und Strahlbildung	24
47	Wandberührung	26
471	Auftreffen flüssigen Kraftstoffes	26
472	Rückstandbildung	27
48	Oberflächeneinfluß	28
5	Zusammenfassung	29
6	Schriftumsverzeichnis	29

Zündverzugsmessung mittels Photozellen in verschiedenen Wellengebietern

Von Dr.-Ing. K. Stallechner VDI, Ludwigshafen/Rhein

1	Einleitung	31
2	Einzelheiten der Versuchsdurchführung	32
21	Versuchseinrichtung	32
22	Kathodenzillograph mit Photozellenkreis	33
23	Photozellen und Farbfilter	34
24	Ablauf eines Versuches	36
25	Untersuchte Öle	37
3	Auswertung der Versuche	37
31	Versuche mit deutschem Dieselmotorenöl	38
311	Versuchsergebnisse mit den Farbfiltern	38
312	Blendenversuche	39
313	Ergebnisse mit der rotempfindlichen Zelle und mit dem Quarzindikator	40
32	Versuchsergebnisse mit den fünf Gasölen	42
4	Zusammenfassung	42
5	Schriftumsverzeichnis	43

Die Arbeit „Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor“ wurde von der Technischen Hochschule Dresden als Dissertation angenommen.
Ebenso ist die zweite Arbeit: „Zündverzugsmessung mittels Photozellen in verschiedenen Wellengebietern“ eine Dissertation, die von der Technischen Hochschule München genehmigt wurde.

Alle Rechte vorbehalten · Copyright 1940 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany · Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 48

DW 862

000921

Übersicht über die verwendeten Formelgrößen in der Arbeit „Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor“

p_k [atü]	Luftdruck in der Bombe bei Einspritzbeginn
γ_k [kg/m ³]	Luftdichte bei Einspritzbeginn
t_k [°C]	Lufttemperatur in der Bombe bei Einspritzbeginn
t_w [°C]	Temperatur der Wand am Aufspritzpunkt
z [10 ⁻³ s]	Zündverzögerung, gerechnet vom Erscheinen des Kraftstoffes in der Bombe bis zum Auftreten der ersten Verbrennungsschlieren
B [mg/Hub]	je Hub eingespritzte Kraftstoffmenge
b [mg/PW]	Einspritzgesetz ($PW =$ Pumpenwinkel, Stellung der Kraftstoffpumpenwelle)
A [—]	Aufteilungswert (Verhältnis des wirklichen zum idealen Mischungsverhältnis im Strahl)
Q_k [kcal]	mit dem Kraftstoff zugeführte Wärmemenge
G_k [kg]	Luftgewicht
V [m ³]	Volumen der Bombe
c_p [kcal/kg]	spezifische Wärme der Luft
R [m ² /s ²]	Gaskonstante

Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor

Von Dr.-Ing. K. BLUME VDI, Dresden¹⁾

1 Einleitung

Der Verbrennungsvorgang im Dieselmotor wird von einer großen Zahl ineinandergreifender Einzelvorgänge gebildet, deren Aufklärung in der Gesamtheit unüberwindliche Schwierigkeiten bereitet. Die Forschung ist deshalb gezwungen, die Gesetzmäßigkeit eines jeden am Verbrennungsablauf beteiligten Einzelvorganges gesondert zu untersuchen, um mit den Ergebnissen dieser Teiluntersuchungen den Gesamtvorgang aufzuklären. So wurden die Untersuchungen der Dieseleinspritzung bisher fast ausschließlich auf die Erscheinungen an ungestörten Strahlen abgestellt. Die Anwendung der dabei gewonnenen Erkenntnisse auf den Motor konnte nur mit Einschränkungen erfolgen, da ungestörte Strahlen im Motor praktisch nicht vorkommen. Durch die kleinen Abmessungen des Verdichtungsraumes muß in jedem Falle damit gerechnet werden, daß der Kraftstoffstrahl, gegebenenfalls schon vor der Zündung, mit den Begrenzungsflächen des Brennraumes in Berührung kommt. Über den Einfluß, den dieser Vorgang auf Strahlbildung, Zündung, Gemischbildung und Verbrennung ausübt, waren bisher durch das Fehlen systematischer Untersuchungen nur sehr unsichere Annahmen möglich. Dieser Mangel ist besonders bei der Entwicklung raschlaufender Dieselmotoren für Fahrzeuge und Flugzeuge bemerkbar, da bei diesen Motoren durch die kleinen Abmessungen und die Unterteilung des Brennraumes die Vorgänge am Strahl in besondere Bahnen gelenkt werden.

Es wurden deshalb an der im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden befindlichen Verdichtungsombe die im folgenden beschriebenen Untersuchungen über die Vorgänge beim Aufspritzen des Kraftstoffes bei der Dieseleinspritzung durchgeführt.

Der erste Hauptteil (Abschnitt 2) bringt die Beschreibung der Versuchsanlage und der Meßverfahren. Im zweiten Hauptteil (Abschnitt 3) sind die Ergebnisse der langjährigen Untersuchungen an Kraftstoffstrahlen in heißer Luft soweit dargestellt, wie sie zum Vergleich für die Vorgänge beim Aufspritzen erforderlich sind. Da diese Ergebnisse unter den gleichen Versuchsbedingungen gewonnen wurden wie die im dritten Hauptteil (Abschnitt 4) zusammengefaßten Untersuchungen über die Vorgänge beim Aufspritzen, bilden sie die eindeutige Vergleichsbasis für deren Beurteilung.

2 Versuchsanlage

Die Untersuchungen wurden an der in Bild 1 gezeigten zylindrischen Verdichtungsombe [6]²⁾ durchgeführt. Bei einem Innendurchmesser von 120 mm und einer nutzbaren Länge von 360 mm beträgt das Volumen 5,1 l. In die Bombe wird von dem mit 100 U/min laufenden Verdichter (38,6 l Hubvolumen) vorgewärmte Luft über ein Rückschlagventil in mehreren Hieben hineinverdichtet. Die einmalige Einspritzung erfolgt in die zwischen zwei Hieben weitgehend zur Ruhe gekommenen Luft. Die Kraftstoffmenge betrug meist 85 mg je Einspritzung. Auf die Luftladung der Bombe bezogen entspricht das einem siebzügfachen Luftüberschuß. Da aber die Luft in der Bombe praktisch keine Bewegung hat, so wird nur der vom Strahl erfaßte Teil der Luftladung zur Verbrennung herangezogen.

Während des Leerlaufs und beim Warmfahren der Versuchsanlage strömt die Luft aus der Bombe über ein Drosselventil in einen Aufnehmer ab, aus dem sie über Heizelemente vom Verdichter erneut angesaugt wird. Mit dem Schließen des Drosselventils beginnt das Aufpumpen der Bombe.

2.1 Druckmessung

Der Druckverlauf bis zum Einspritzbeginn wird wegen der geringen Drehzahl des Verdichters mit einem normalen Kaltfederindikator in Zuordnung zur Verdichterstellung aufgenommen. Bild 2 zeigt ein Indikatorgramm des Druckverlaufes in der Bombe beim Aufpumpen.

¹⁾ Die Mittel für die Weiterentwicklung der Versuchsanlage und für die Durchführung der Versuche wurden dankenswerterweise von dem Herrn Reichsverkehrsminister zur Verfügung gestellt. Die ausführliche Handschrift der Arbeit befindet sich im Archiv des Maschinen-Laboratoriums.

²⁾ Die Zahlen in eckiger Klammer beziehen sich auf das Schriftumsverzeichnis auf S. 29.

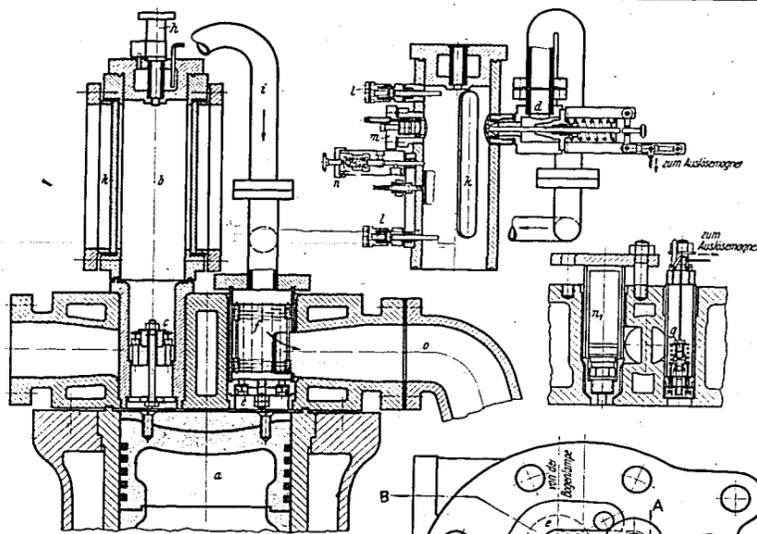


Bild 1. Verdichtungsbombe, Querschnitt.

- | | |
|---|--|
| a oberer Teil des Dieselmotors | h Brennstoffspritzventil |
| b Verdrümpfungsbombe | i Luftrückleitung zum Aufnehmer und Zylinder |
| c Druckventil | k Beobachtungsfenster aus Sekuritglas |
| d Überströmventil bei Bombenvorwärmung | l Thermolemente |
| e selbsttätiges Saugventil elektrische Luftvorwärmung | m Quarz-Indikator |
| f Belüftungsventil zur Unterbrechung der Verdichtung | n, n ₁ Sicherheitsventile |
| | o Aufnehmer |

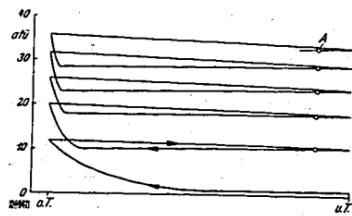


Bild 2. Druckverlauf in der Bombe beim Aufpumpen. Einspritzung erfolgt im Punkte A.

Die Drucksteigerung durch die Verbrennung, die nur bei besonderen Versuchen interessiert, wird mit Hilfe des Piezoquarz-Indikators gemessen.

22 Temperaturmessung
Zur Bestimmung der Lufttemperatur bei Einspritzbeginn wurde der in Bild 3 gezeigte Temperaturfühler entwickelt. Dieser Fühler ist als Widerstandsthermometer ausgebildet, mit dem die Lufttemperatur dicht am Kraftstoffstrahl in der Zone gemessen wird, in der erfahrungsgemäß die erste Zündung einsetzt. Damit wird die punktförmige Messung der Thermolemente, die für die Temperaturmessung in der Bombe nicht befriedigt, durch eine Ausmessung der Zonentemperatur ersetzt. Außerdem ermöglicht der sehr dünne Widerstandsdraht — es wird physikalisch reiner Platindraht von 0,03 mm Dmr. verwendet — eine bei Temperaturänderungen weniger trägheitsbehaftete Messung als ein Thermolement gleicher Drahtstärke, da die Lötstelle in jedem Falle eine Verdickung hervorruft, die das Verhältnis Oberfläche zu Inhalt ungünstiger gestaltet. Der Fühler liegt in einer Brückenschaltung (Bild 4). Die von den

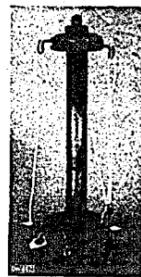


Bild 3. Temperaturfühler.

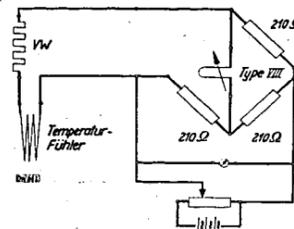
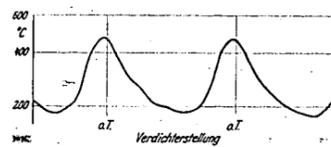
Bild 4. Schaltung zur Temperaturmessung. An Stelle des Fühlers treten bei der Eichung entsprechende Widerstände für 200, 400, 500° C, wobei die Schaltung für Nullstrom bei 300° C abgedreht ist. *VW* Vorschaltwiderstand.

Bild 5. Temperaturverlauf in der Bombe beim Umwälzen.



Bild 6. Temperaturverlauf in der Bombe beim Aufpumpen.

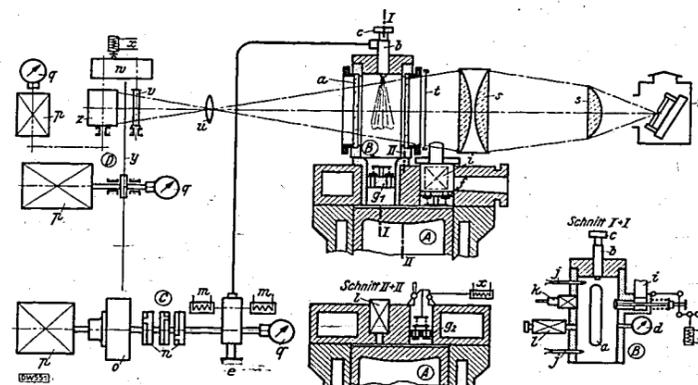


Bild 7. Anordnung der Zeitlupe. Thauscher Zeitdehner mit Schlitzscheibe.

- | | | | |
|---------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------|
| a Beobachtungsfenster | h Überströmventil im Verdichter | i Überströmleitung mit Heizung | r Bogenpumpe |
| b Einspritzventil | i Thermolemente | j Quarz-Indikator | s Kondensatoren |
| c Obenmischdüse | k Quarz-Indikator | l Sicherheitventile | t Grünfilterscheibe |
| d Druckmanometer | l Sicherheitventile | m Steuermagnete für Brennstoffpumpe | u Objektiv |
| e Brennstoffpumpe | m Steuermagnete für Brennstoffpumpe | n Hauptschaltwalzen | v Drehblende |
| f Saugeventil im Verdichter | n Hauptschaltwalzen | o Schwungrad | w Momentverhältnis |
| g Belüftungsventil | o Schwungrad | p Antelektromotoren | x Anzeigemagnete |
| h Überströmventil im Verdichter | p Antelektromotoren | q Tachometer | y Strahlkapselscheibe |
| | q Tachometer | | z Filmtrommelkassette |

Widerstandsänderungen hervorgerufenen Stromänderungen werden mit einer Siemens-Oszillographenschleife Type VIII der Registrierung zugeführt. Die Anzeigegeschwindigkeit des gesamten Systems ist mit Rücksicht auf die geringe Drehzahl des Verdichters (100 U/min) völlig ausreichend. Bild 5 zeigt den Temperaturverlauf in der Bombe beim Umwälzen, d. h. bei geöffnetem Drosselventil, während Bild 6 den Temperaturverlauf beim Aufpumpen zeigt. Dieses Diagramm läßt erkennen, daß die im ersten Verdichtungsstöße erreichte Höchsttemperatur durch die nachfolgenden Förderhübe nicht mehr erhöht werden kann. Die Erhöhung der Temperatur reicht gerade aus, um die Wärmeverluste zwischen den Förderhüben zu decken.

23 Die Zeitlupe

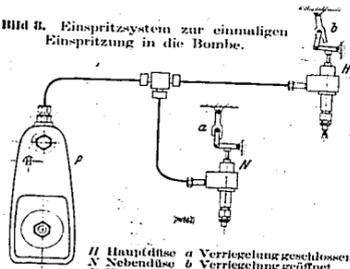
Durch zwei Fenster von 40 mm Breite und 300 mm Länge werden die Vorgänge in der Bombe mit Hilfe einer Zeitlupe aufgenommen. Bild 7 zeigt die Anordnung der Zeitlupe. Vor der rotierenden Filmtrommel, auf die ein unendliches Filmband für 25 Einzelbilder aufgespannt ist, dreht sich eine Schlitzscheibe, durch deren Schlitze das von einer Bogenlampe durch die Bombe geschickte Licht auf den Film gelangt. Ein elektromagnetisch gesteuerter Verschluss belichtet einen Umlauf der Filmtrommel in Zuordnung zum Einspritzvorgang. Das Licht der Bogenlampe läßt den Strahl als Schattenbild auf dem Zeitlupenfilm erscheinen. Nach der Zündung überstrahlt die Flamme das Licht der Bogenlampe. Die Verbrennungsprodukte sind als körnige Schlieren deutlich von den weichen Dampfschlieren zu unterscheiden.

Es wurden 750 Bilder je s aufgenommen, entsprechend einer Bildwechselzeit von $1,33 \cdot 10^{-3}$ s. Dieser Wert wird für jeden Versuch aus der Drehzahl der Filmtrommel genau berechnet. Die Größe der Bildwechselzeit begrenzt die Genauigkeit der Auswertung. Der Zündverzögerung wird bestimmt zwischen dem Erscheinen des Kraftstoffes an der Düse und dem Auftreten der Verbrennungsschlieren. Mit Hilfe der Strahlänge auf dem ersten Bild und der Geschwindigkeitskurve der Strahlspitze für die betreffende Luftdichte kann der Spritzbeginn genau festgelegt werden. Dagegen ist für die Bestimmung der zeitlichen Lage der ersten Verbrennungsschlieren eine gewisse Übung erforderlich, da die Phase des Zeitlupenbildes meist nicht mit dem Beginn der Zündung zusammenfällt. Weiter unten wird gezeigt, daß die Zündung in einer Zone rund um den Strahl gleichzeitig einsetzt, so daß Fehlmessungen durch das Auftreten einzelner Zündherde auf der vom Beobachter abgewendeten Seite des Strahles nicht möglich sind.

24 Einspritzsystem

Die Bosch-Kraftstoffpumpe PE 1 B 100 A 100 arbeitet mit 400 U/min. Sie ist über ein Getriebe im Verhältnis 4:1 mit dem Verdichter gekuppelt. An die Kraftstoffdruckleitung sind zwei gleichartige Düsen angeschlossen, die wechselweise durch einen auf die Düsenadel wirkenden Kniehebelmechanismus verriegelt werden können (Bild 8). Bei dauernder Förderung der Kraftstoffpumpe, wobei über die Nebendüse ins Freie abgespritzt wird, kann durch diese Anordnung die einmalige Einspritzung in die Bombe bei voller Erhaltung der Einspritzgesetzmäßigkeit (Restdruck) stattfinden. Diese einmalige Einspritzung erfolgt in Zuordnung zur Verdichterstellung, kurz nachdem der Kolben die untere Totlage überschritten hat (s. Bild 3), d. h. rd. 0,3 s nach Beendigung des letzten Förderhubes. Nach diesem Zeitraum ist die Luft in der Bombe praktisch zur Ruhe gekommen, wie aus den Gasschlieren auf den Zeitlupenbildern zu sehen ist. Der Beginn der Düsenadelbewegung wird durch ein Freischwingersystem, dessen Zunge an der verlängerten Düsenadel befestigt ist, über eine Oszillographenschleife registriert. Einspritzgesetz und Düsenadelbewegung werden gesondert bestimmt.

Bild 8. Einspritzsystem zur einmaligen Einspritzung in die Bombe.



H Hauptdüse a Verriegelung geschlossen
N Nebendüse b Verriegelung geöffnet
P Kraftstoffpumpe

3 Zündung und Verbrennung von Kraftstoffstrahlen in ruhender Luft

31 Aufbau des Kraftstoffstrahles

Der Kraftstoffstrahl besteht aus einer sehr großen Zahl von Tröpfchen verschiedener Größe und Geschwindigkeit. Größe, Geschwindigkeit und räumliche Verteilung dieser Tröpfchen nehmen im Querschnitt betrachtet von innen nach außen ab, wobei ein sehr dichter Strahlkern deutlich festzustellen ist. Dieser Aufbau wird dadurch hervorgerufen, daß der aus der Düse mit hoher Geschwindigkeit austretende Kraftstoff durch die vom vorher abgespritzten Kraftstoff angeworfene Luftbewegung im Strahlinneren eine geringere Abbremsung erleidet. Am Strahlkopf, wo die durch den Strahlkern nach vorn

Bild 9 (rechts). Einspritzgesetz, Strahlentwicklung und Aufteilungswert bei der Zapfendüse DN 4 S 1. f Aufteilungswert, b Einspritzgesetz, p Druck in der Kraftstoffleitung, r Strahlvolumen, L Strahlänge, Leitungslänge 2 m, $H = 200$ mm, $n_{\text{pumpe}} = 350$ U/min, $p_L = 15,5$ atü, $t_f = 20^\circ \text{C}$.

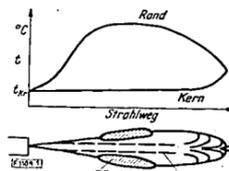
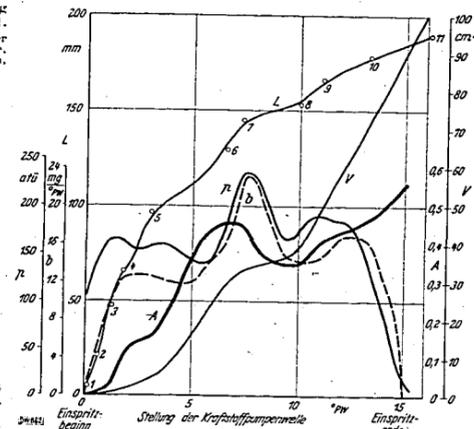


Bild 10. Temperaturverlauf am Strahl in ruhender Luft.



gelangenden Tröpfchen auf die ruhende Luft stoßen, erfolgt eine starke Verminderung der Tröpfchengeschwindigkeit, die zur Folge hat, daß der aus dem Kern nachkommende Kraftstoff den langsameren nach außen drängt. Dadurch kommt eine Verdichtung des Strahlkerns zustande, die daran zu erkennen ist, daß die Strahlspitze die vom Einspritzgesetz diktierten Druckschwankungen in Form von Geschwindigkeitsänderungen mitmacht. Bild 9 zeigt die Übereinstimmung der Druck- und Geschwindigkeitsänderungen [2]. Der Strahlmantel, das ist der um den Kern mit nach außen abnehmender Dichte liegende Kraftstoff, wird demnach gebildet a) von den Tröpfchen, die an der Strahlspitze durch die Luftkräfte und den nachschiebenden Kraftstoff nach außen gedrängt wurden und b) durch die Tröpfchen, die durch Querkräfte im Strahl aus dem Kern nach außen gelangten. Das Verhältnis von a) zu b) ist abhängig von der Bauart der Düse, wobei die anteilige Größe noch nicht erforscht ist. Ebenso fehlen Kenntnisse über die Größe der Luftbewegung im Strahl. Die Verdampfung, die eine raschere Geschwindigkeitsabnahme der Tröpfchen zur Folge hat, dürfte während der Spritzdauer auf die mechanischen Vorgänge der Gemischbildung von untergeordnetem Einfluß sein. Die Temperaturverteilung im Strahl ist abhängig von der Art der Strahlbildung. Im Strahlkern ist eine nennenswerte Aufheizung des Kraftstoffes nicht zu erwarten. Die Temperaturzunahme beginnt am Strahlkopf und erstreckt sich nach hinten über den Strahlmantel. Die Temperaturzunahme beginnt am Strahlkopf und erstreckt sich nach hinten über den Strahlmantel. Die Temperaturzunahme beginnt am Strahlkopf und erstreckt sich nach hinten über den Strahlmantel.

Nach der Düse zu fällt dann die Temperatur stark ab. Bild 10 zeigt diesen Temperaturverlauf, aus dem sich zwangsläufig die Zündzone ergibt. Die Zündzone setzt sich aus zahlreichen Zündherden zusammen, die im Bereiche der Strahlmitte den äußersten Teil des Strahlmantels auf 30 bis 50% der Strahlänge umfassen. Einzelne Zündherde sind nur bei besonders günstiger Lage der Phase des Zeitlupenbildes festzustellen. Auf die absolute Größe des Zündverzuges haben solche Zündherde praktisch keinen Einfluß, da sie zeitlich innerhalb der Auswertungsgenauigkeit der Zeitlupe liegen.

32 Zündverzögerung

Die Abhängigkeit des Zündverzuges vom Zustand der Luft bei Einspritzbeginn wurde für ein Gasöl der Cetanzahl 65 genau untersucht. Bild 11 zeigt über dem Zündverzug in 10^{-3} s die Luftwichte γ_L in kg/m^3 aufgetragen. An Hand der Meßpunkte wurden Linien gleicher Temperatur und gleichen Druckes eingezeichnet. Das Diagramm zeigt die starke Temperatur- und die geringe Druckabhängigkeit des Zündverzuges. Im Vergleich zu den früher veröffentlichten Ergebnissen, die an der gleichen Anlage gewonnen wurden [6], fällt die größere Steilheit der Linien konstanter Temperatur auf. Außerdem liegen die Zündverzögerungen nicht mehr im Bereiche von mehreren Hundertstel Sekunden, sondern bewegen sich in dem untersuchten Temperaturbereich zwischen $2 \cdot 10^{-3}$ und $15 \cdot 10^{-3}$ s.

Diese neue Fixierung der Linien konstanter Temperatur ist zurückzuführen auf die Verbesserung der Meßverfahren und der Versuchstechnik, insbesondere auf die Entwicklung des oben beschriebenen Temperaturmeßverfahrens. Bei den früher veröffentlichten Versuchen wurde die Temperatur in der Bombe mit Thermoelementen von 0,05 mm Draht-Dmr. gemessen, wobei an der Lötstelle

Kurve Nr.	p_L atü	t_L °C	γ_L kg/m ³	z 10 ⁻³ s
1072	17,8	460	9,0	6,5
1075	33,3	460	16,0	4,4
1074	29,7	460	14,3	4,1
1077	27,6	490	12,8	3,3
1079	35,1	480	16,3	2,6

Zahlentafel 1. Versuchsbedingungen der Messungen an ungestörten Strahlen (vgl. auch Zahlentafel 2, Bild 15, 18, 19).

Zahlentafel 2. Verbrennungsgeschwindigkeiten [keal/s] in Abhängigkeit von der Zeit nach Einspritzbeginn unter den in Zahlentafel 1 angegebenen Versuchsbedingungen (vgl. Bild 15, 18, 19).

Versuchs-Nr.	Zeit nach Einspritzbeginn · 10 ⁻³ s													
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0
1072	129,0	108,0	73,0	47,5	31,0	31,5	16,5	10,0	8,0	6,0	6,0	6,0	6,0	5,5
1075	106,5	86,0	55,0	37,5	31,5	26,0	22,5	17,5	13,5	10,5	8,0	6,0	5,0	4,0
1074	66,0	64,0	54,5	47,5	40,0	32,5	27,5	21,5	17,5	15,0	12,5	9,5	7,5	6,0
1077	58,6	54,8	47,0	41,2	37,0	34,0	31,5	27,5	21,5	15,0	10,0	6,5	4,0	3,0
1079	49,0	44,0	35,0	30,5	28,0	26,5	25,5	21,0	18,5	17,0	15,5	13,0	10,5	8,0

mit der doppelten Stärke gerechnet werden muß. Das bedeutet, daß gegenüber dem jetzt verwendeten Widerstandsdraht von 0,03 mm Dmr. eine erheblich größere Trägheit schon des Fühlers vorhanden war. Dazu kommt, daß die EMK an einem normalen Millivoltmeter mit 3 s Einstelldauer für einen vollen Ausschlag abgelesen wurde, während heute eine Schleife mit einer Eigenfrequenz von 1200 Hz zur Registrierung dient. Die Einspritzung erfolgte damals nicht zwischen zwei aufeinanderfolgenden Verdichterhüben, sondern die Bombe wurde erst auf ein höheres Niveau aufgepumpt, bei dessen Absinken dann die Einspritzung in dem Augenblick stattfand, wo der gewünschte Luftzustand durchlaufen wurde. Es konnte nun mit dem neuen Meßverfahren festgestellt werden, daß der Temperaturabfall der Luftladung rd. 100° je s beträgt. Diesem raschen Abfall konnte die alte Meßeinrichtung nicht folgen, so daß zu hohe Temperaturen gemessen wurden. Die Abweichung ist um so größer, je mehr sich die Lufttemperatur vom Anfangswert entfernt. Deshalb wurden insbesondere mit fallendem Druck für die gemessenen Temperaturen zu große Zündverzögerungen festgestellt, so daß damit die stärkere Krümmung der Linien konstanter Temperatur erklärt ist.

Die Streuungen der Zündverzögerungswerte sind bei hohen Temperaturen gering, da die erforderliche Zerstäubungsfeinheit und Kraftstoff-Luft-Konzentration in jedem Falle vorhanden sind. Bild 12 zeigt einen Vorgang mit kurzem Zündverzug von $2,6 \cdot 10^{-3}$ s. Ausführliche Angaben zu den Zeitlupebildern und Diagrammen befinden sich in den Zahlentafeln 1 bis 5. Die Zündung (Zündzone) ist auf dem zweiten Teilbild gut zu erkennen.

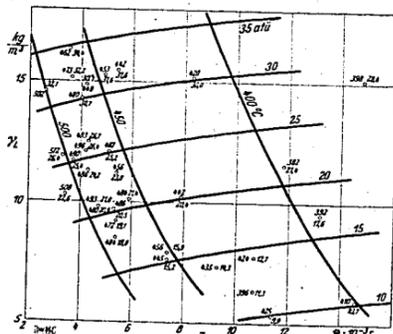


Bild 11. Abhängigkeit des Zündverzuges z vom Zustand der Luft (Wichte γ_L). Derop-Gasöl, 60 mg/Hub; Cetanzahl 63. Die Zahlen an den Meßpunkten geben die zugehörigen Temperatur- und Druckwerte.

Bei niedrigen Lufttemperaturen (unter 400° C) treten so große Streuungen auf, daß die Abhängigkeit des Zündverzuges nicht mehr eindeutig erkennbar ist. Diese Erscheinung läßt sich mit den von Dreyhaupt [3] über die Zündung von Kraftstofftropfen in heißer Luft gegebenen Erklärungen deuten, wonach die Zündtemperatur von der Konzentration des Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches abhängig ist. Bei starker Verdünnung des Gemisches kann die zu dieser schwachen Konzentration gehörige Zündtemperatur wegen des gegebenen Luftzustandes nicht mehr erreichbar sein. Mit der Kenntnis dieser Zusammenhänge lassen sich die Streuungen der Zündverzugswerte im Gebiete niedriger Temperaturen erklären. Bei den in Frage kommenden langen Zündverzügen, die meist schon größer sind als die Spritzdauer, sinkt infolge der Strahlenergie und des Auseinanderdiffundierens der Kraftstoffdämpfe die Konzentration im Strahl sehr rasch ab. Die für die Zündung erforderliche Konzentration findet sich

Zahlentafel 3. Versuchsbedingungen der Messungen mit Aufspritzen des Kraftstoffes. Aufspritzwinkel = 15°; freie Weglänge $l = 50$ mm.

Kurve Nr.	p_L atü	t_L °C	t_w °C	γ_L kg/m ³	z 10 ⁻³ s
1057	31,2	465	380	15,0	4,9
1059	31,0	470	570	14,7	2,9
1070	27,3	475	708	12,9	2,5

Zahlentafel 4. Verbrennungsgeschwindigkeiten [keal/s] in Abhängigkeit von der Zeit nach Einspritzbeginn unter den in Zahlentafel 3 angegebenen Versuchsbedingungen (vgl. Bild 38).

Versuchs-Nr.	Zeit nach Einspritzbeginn · 10 ⁻³ s										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0
1057	98,0	80,5	49,0	30,0	24,0	21,0	19,0	16,0	17,5	10,0	8,5
1059	45,5	42,0	36,5	34,0	33,0	31,0	30,0	23,0	16,0	12,5	11,5
1070	39,0	38,5	35,5	31,5	29,0	28,0	26,5	23,0	20,0	18,0	17,0

dann nur noch an einzelnen mehr oder weniger zufälligen Stellen. Dadurch ist auch der Zündverzug von diesen zufälligen Konzentrationszonen abhängig. Die Zeitlupebilder zeigen bei großem Zündverzug einen oder mehrere Zündherde, von denen aus die Zündung weiterläuft. Die benachbarten Konzentrationszonen erhalten dabei durch die von der ersten Zündung ausgehende Temperaturerhöhung Anschluß an die Zündtemperatur. Einen solchen Vorgang zeigt Bild 13. Auf dem achten Teilbild ist unten der erste Zündherd festzustellen, zu dem auf dem zehnten Teilbild weiter oben ein zweiter Herd hinzukommt, der ermöglicht wurde durch die von dem Nachspritzer hervorgerufene Anreicherung des Gemisches an dieser Stelle.

Die Vorgänge während des Zündverzuges [12, 13] setzen sich zusammen aus chemischen und physikalischen Erscheinungen, wobei die letzteren nicht nur die Verdampfung und Zerstäubung, sondern auch den Gemischbildungsablauf im Strahl umfassen. Allge-

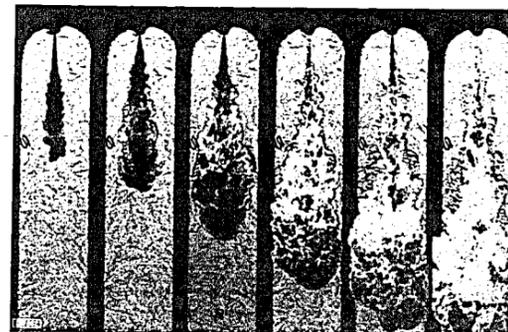


Bild 12 (oben). Kurzer Zündverzug von $2,6 \cdot 10^{-3}$ s. Zündung im zweiten Teilbild. $t_L = 502^\circ\text{C}$, $p_L = 32$ atü, Gasöl 60 mg.

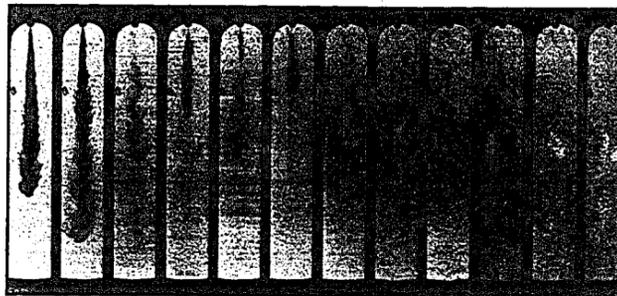


Bild 13 (links). Sehr großer Zündverzug von $11,4 \cdot 10^{-3}$ s. $t_L = 425^\circ\text{C}$, $p_L = 9,9$ atü.

Zahlentafel 5. Versuchswerte der gezeigten Zeitlupenaufnahmen.

Bild	t_L °C	p_L atü	γ_L kg/m ³	z 10 ⁻³ s	B mg	ω	l mm	t_{tr} °C
12	502	32,1	14,6	2,6	60	---	---	---
13	425	9,9	5,3	11,4	60	---	---	---
20	492	31,6	14,5	2,8	25	---	---	---
22a	505	23,2	10,6	3,7	85	---	---	---
22b	495	33,2	11,6	3,6	85	---	---	---
24	485	25,3	15,4	4,7	57	15	100	391
25	496	16,8	7,9	4,8	57	15	100	388
26	470	31,2	14,9	4,8	57	15	50	376
28	506	22,4	10,3	5,3	85	15	50	390
31	475	27,3	12,9	2,5	85	15	50	708
33	442	31,1	15,3	3,9	57	15	50	489
34	370	16,0	9,0	6,7	57	15	50	643
35	494	14,1	6,7	5,5	57	15	50	544
40	415	27,9	14,3	5,2	85	45	100	425
41	410	27,5	14,2	5,3	85	45	100	410
43	478	23,2	11,0	4,2	145	40	95	408
44	468	29,0	13,8	4,0	60	40	95	417
45	465	26,0	12,6	9,5	60	40	95	376
46	390	35,0	18,5	11,8	40	90	35	373
47	378	34,7	18,7	---	85	20	30	320
48	485	32,8	14,8	3,5	85	20	30	400
49	160	0,0	---	---	85	20	30	---
50	---	5,8	---	---	145	40	95	425
51	---	20,4	---	13,5	145	15	40	---

mein steht fest, daß der Zündverzug von dem langsameren der beiden Anteile bestimmt wird. Bei niedriger Temperatur ist das der chemische Anteil, während bei hoher Temperatur die physikalischen Vorgänge für die Zeit bis zur Zündung maßgebend sind. Die Abnahme des Zündverzuges erfolgt mit steigender Temperatur immer langsamer (Bild 11), so daß schließlich ein Wert erreicht werden muß, bei dessen Überschreiten der Zündverzug nicht mehr herabgesetzt werden kann. Diese Temperatur wird von anderen Beobachtern [12] mit 700° C angegeben. Der untere Grenzwert des Zündverzuges wird von dem mechanischen Vorgang der Strahlbildung und damit auch von der Bauart der Düse bestimmt.

Der kleinste in der Verdichtungsbombe gemessene Zündverzug liegt bei $2 \cdot 10^{-3}$ s. Im Motor treten bei einigen Verbrennungsverfahren, die für Fahrzeugmotoren Anwendung finden, noch kürzere Zündverzüge auf. Dieser Unterschied in der Größe des Zündverzuges ist darin begründet, daß allgemein im Dieselmotor höhere Verdichtungsgrade auftreten. Außerdem sind die Wärmeübergangsverhältnisse von der Luftladung an den Kraftstoff bei bewegter Luft bedeutend günstiger als in der ruhenden Luft der Bombe, da die Temperaturabsenkung am Kraftstoffstrahl durch die ständige Zufuhr heißer Luft gemildert wird. Genauere Kenntnisse über den Einfluß der Luftbewegung auf den Zündverzug fehlen allerdings bis heute völlig.

Die eingespritzte Kraftstoffmenge hat im untersuchten Bereich zwischen 25 und 150 mg/Hub keinen Einfluß auf den Zündverzug. Ein solcher Einfluß war auf Grund des Strahlbaues und der davon abhängigen Temperaturverteilung auch nicht zu erwarten.

33 Verbrennungsgeschwindigkeit

Die Untersuchung der Größe und des Verlaufes der Verbrennungsgeschwindigkeit bei der Dieseleinspritzung stößt im Motor wegen der Überlagerung durch die Kolbenbewegung, drehzahlabhängige Luftbewegungen, lastabhängige Brennraumtemperaturen und Restgasbeimischungen auf erhebliche Schwierigkeiten. Dagegen ist die Verdichtungsbombe wegen der eindeutigen und übersichtlichen Bedingungen für solche Untersuchungen besonders geeignet.

Bei einer Reihe von Zeitlupenaufnahmen wurde außer der Bestimmung der Druckhöhe gleichzeitig für eine Kraftstoffmenge von 85 mg/Hub der Druckverlauf während der Verbrennung gemessen. Die Messung erfolgte mit dem im Maschinenlaboratorium entwickelten Piezoquarz-Indikator der Hülsenbauart [11]. Die Verbrennungsgeschwindigkeit wurde aus dem Druckverlauf unter Berücksichtigung der Wärmeverluste der Bombe errechnet.

Aus der mit dem Kraftstoff zugeführten Wärmemenge

$$Q_K = G_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad [\text{kcal}]$$

und der Gasgleichung für den Zustand der Luft in der Bombe vor und nach der Verbrennung errechnet sich die Verbrennungsgeschwindigkeit zu

$$\frac{dQ_K}{dt} = c_p \cdot \frac{dP}{dt} \quad [\text{kcal/s}]$$

Das Luftvolumen V [m³] und das Gewicht G_L [kg] der Luftladung bleiben konstant. Ebenso bleibt die Gaskonstante R [m³] unverändert, da die Verbrennung bei siebenfachem Luftüberschuß stattfindet. Die spezifische Wärme c_p [kcal/kg°] der Luft, deren Abhängigkeit von der Temperatur in Bild 14 nach den Angaben von Justi [8] aufgetragen wurde, kann ebenfalls als konstant angesehen werden, da die Temperatursteigerung der Luft bei Annahme gleichmäßiger Temperaturverteilung nach der Verbrennung etwa 50° betragen würde.

Die Kurven des Bildes 15 zeigen den Verlauf der Verbrennungsgeschwindigkeit von fünf Einspritzvorgängen (mit den Nrn. 1079, 77, 74, 75, 72 bezeichnet) über der Zeit aufgetragen. Der Zeitmaßstab beginnt mit der Einspritzung, deren Dauer 5,5 s beträgt. Die fünf Vorgänge, denen der gleiche Einspritzvorgang zugrunde liegt — Bild 16 —, unterscheiden sich durch die Größe des vorangegangenen Zündverzuges. Der Beginn der einzelnen Verbrennungskurven in Bild 15 gibt dabei das Ende des Zündverzuges und damit dessen Größe an. Jeder einzelne Vorgang ist gekennzeichnet durch den harten Einsatz der Verbrennung und durch ein Geschwindigkeitsmaximum, das kurz nach dem Verbrennungsbeginn auftritt. Dieser Höchstwert wird als Zündspitze bezeichnet.

Die Zündspitze wird bei allen beobachteten Vorgängen noch vor Ablauf der ersten tausendstel Sekunde nach Zündbeginn überschritten (im Bild 15 durch \leftrightarrow angezeigt). Die höchste Verbrennungsgeschwindigkeit in der Zündspitze wurde zu 130 kcal/s festgestellt, während die niedrigste bei 48 kcal/s lag. Das bedeutet, daß die während der ersten tausendstel Sekunde umgesetzten Wärmemengen in dem untersuchten Bereich um mehr als den zweieinhalbfachen Betrag voneinander abweichen.

Der Verlauf der Kurven nach der Zündspitze hängt ab von der zuerst umgesetzten Wärmemenge. Das Ende der Verbrennung ist nicht genau feststellbar, da im Diagramm die abfallende Verbrennungsdrukkurve ganz allmählich in die Kurve des absinkenden Bombendruckes übergeht. Nach Ablauf von $30 \cdot 10^{-3}$ s ist das Ende der Verbrennung noch nicht erreicht. Daraus wird die aus den Zeitlupenbildern schon lange bekannte Tatsache bestätigt, daß die Dieseleinspritzung in ruhender Luft im Hinblick auf das Verbrennungsende sehr wenig befriedigt.

Die Kurven lassen erkennen, daß bei gleichem Einspritzvorgang zu jedem Zündverzug ein charakteristischer Verbrennungsablauf gehört. Mit fallendem Zündverzug nimmt die Zündspitze ab. Bei dem kleinsten gemessenen Zündverzug von $2,6 \cdot 10^{-3}$ s steigt die Zündspitze immer noch bis 48 kcal/s an. Die Abhängigkeit der Verbrennungsgeschwindigkeit vom Zündverzug erklärt sich bei der Betrachtung der Einzelvorgänge, aus denen sich der Zündverzug zusammensetzt. Das sind die chemischen und thermischen Vorgänge und die Gemischbildung im Strahl. Die Gemischbildung wird unterteilt in die räumliche Kraftstoffverteilung im Strahl und in den Aufteilungswert, der das Verhältnis des

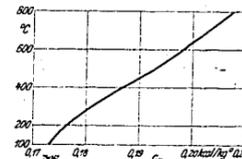


Bild 14. Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärme c_p der Luft nach Justi.

Bild 15 (rechts). Verbrennungsgeschwindigkeiten abhängig vom Zündverzug. Die Nummern an den Kurven verweisen auf die Zusammenstellungen der zugehörigen Werte in den Zahlentafeln.

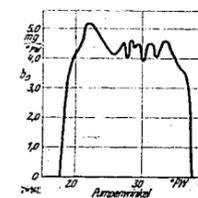
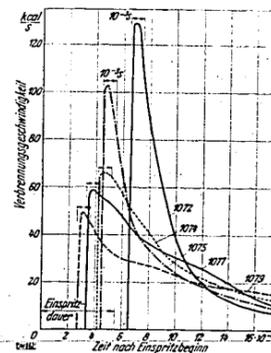


Bild 16. Einspritzgesetz der gezeigten Einspritzungen.
 $B = 85$ mg.
Düse DLOs 0,35 mm Dmr.
 $n_{pump} = 400$ U/min.

wirklichen Kraftstoff-Luft-Gemisches im Strahl zum augenblicklich möglichen stöchiometrischen Gemisch angibt. Außerdem muß bei der Betrachtung des Zusammenhanges zwischen Zündverzug und Verbrennungsablauf das Verhältnis des Zündverzugs zur Spritzdauer berücksichtigt werden.

Zunächst soll der Vorgang betrachtet werden, wenn der Zündverzug kürzer ist als die Einspritzzeit (Kurven 1079, 77, 74, 75 in Bild 15). Bei sehr kleinem Zündverzug befinden sich Strahlentwicklung und Gemischbildung im Strahl in einem entsprechend frühen Stadium. Das bedeutet, daß ein sehr kraftstoffreiches, kaltes Strahlinnere von einem nur dünnen Mantel zündfähigen Gemisches umgeben ist. Die an den Zeitlupenbildern gewonnene Erkenntnis, daß die Zündung in einer ausgedehnten Zone und nicht mit einigen verstreuten Zündherden beginnt, wird durch den in jedem Falle steilen Einsatz der Verbrennungskurven bekräftigt. Von der Zündzone ausgehend läuft die Zündung am Strahlmantel langsam nach der Düse und schnell zur Strahlspitze hin²⁾, bis schließlich der Strahlmantel, mit Ausnahme des dicht an der Düse liegenden Teiles, geschlossen brennt. Diesen brennenden Mantel durchbrechen anfänglich außen noch dunkle Stellen, die auf ungezündete Teile hinweisen. Schließlich wird nur noch die Strahlspitze von Gemisch durchbrochen, so daß deutlich zu erkennen ist, daß die Strahlenentwicklung im wesentlichen durch den Kern erfolgt.

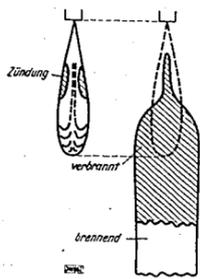


Bild 17. Lage des Verbrennungsendes am Strahl in ruhender Luft.

Der Verlauf der Verbrennungskurve wird von diesen Vorgängen bestimmt. Je kürzer der Zündverzug ist, um so kleiner ist die im Bereiche der Zündspitze umgesetzte Menge. Die Größe dieser ersten Umsetzung wird durch den rein mechanischen Gemischbildungsvorgang beeinflusst. Es wurde schon oben darauf hingewiesen, daß die Zündverzugsgröße schließlich durch die Gemischbildungskraft der Düse beschränkt wird. Der weitere Ablauf der Verbrennung hängt dann von der Geschwindigkeit ab, mit der es dem durch die brennende Zone hindurchschießenden Kraftstoff möglich ist, den erforderlichen Sauerstoff zu finden. Der Zündverzug dieses Kraftstoffes spielt für die Verbrennungsgeschwindigkeit keine Rolle, da die von der Verbrennung ausgelöste Temperatursteigerung eine Aufheizung bis über die Zündreife hinaus zur Folge hat. Für den zuletzt abgespritzten Kraftstoff (von dem nur ein kleiner Restteil in Düsenhöhe verbrennt, während alles übrige durch die brennende Zone hindurch muß), ist der Weg zum Sauerstoff am längsten. Mit zunehmender Strahlänge nimmt zwar die Geschwindigkeit der Spitze rasch ab, gleichzeitig wird aber durch die Verdampfung die Durchschlagkraft herabgesetzt. Das bedeutet, daß der letzte Kraftstoff unter den oben beschriebenen ungünstigsten Bedingungen zur Reaktion kommt. Dadurch wird das Ende der Verbrennung nur sehr langsam erreicht.

Mit zunehmendem Zündverzug, jetzt immer noch innerhalb der Spritzdauer, wird durch die fortschreitende Strahlentwicklung der Anteil des zündfähigen Gemisches vergrößert. Die Kurven zeigen den wachsenden Umsatz im Gebiet der Zündspitze. Trotzdem erfaßt die Verbrennung auch jetzt nur den Strahlmantel, während im Kern durch den Nachschub des kalten Kraftstoffes die Temperatur für die Zündung zu niedrig ist. Das beweist der immer steiler werdende Abfall der Kurven nach der Zündspitze. Der größte Teil des ungezündeten Kraftstoffes muß auch hier erst durch den brennenden Mantel hindurchwandern.

Wird der Zündverzug schließlich größer als die Einspritzdauer, so löst sich der Strahl unter dem Einfluß der Zerstäubungsenergie und durch das Auseinanderdiffundieren der Kraftstoffdämpfe schnell auf. Dadurch wird die Kraftstoff- und Temperaturverteilung gleichmäßiger. Beim Erreichen der unter den gegebenen Bedingungen erforderlichen Zündtemperatur setzt dann die Reaktion in einem

²⁾ Die Ausbreitung der Verbrennung von der Zündzone aus erfolgt nicht im Sinne einer Flammenfront, sondern durch die von der Temperaturverteilung abhängige Selbstzündung weiterer Strahlteile, wobei diese Selbstzündung durch die Wärmeabgabe der bereits brennenden Strahlteile beschleunigt wird.

größeren Bereiche schlagartig ein. Die Kurve 1072 in Bild 15 zeigt die in diesem Falle sehr große Zündspitze und den darauf folgenden raschen Abfall der Verbrennungsgeschwindigkeit.

Einen noch besseren Einblick in die Zusammenhänge zwischen Verbrennungsgeschwindigkeit, Gemischbildung und chemisch-thermischen Ablauf ermöglichen die beiden folgenden Bilder 18 und 19. Hier ist über dem Zeitlupenbild die zugehörige Verbrennungsgeschwindigkeit aufgetragen. Die Bilder lassen erkennen, daß Verbrennungsgeschwindigkeit und Leuchterscheinung nicht parallel verlaufen. Während das Maximum der Verbrennungsgeschwindigkeit sofort nach der Zündung auftritt, zeigt die Flamme erst viel später die größte Helligkeit.

Diese Erscheinung wird durch den Zusammenhang zwischen Verbrennungsablauf und Emissionsspektrum verständlich. Die Verbrennung der Kohlenwasserstoffe beginnt mit der Wasserstoffumsetzung, die durch hohe Reaktionsgeschwindigkeit ausgezeichnet ist. Das Emissionsspektrum zeigt dabei kurzwellige — Ultraviolettstrahlung [1, 4]. Mit zunehmendem Wasserstoffabbau findet der Übergang in das langwellige Gebiet statt, wobei dieses Fortschreiten der Umsetzung durch die Abnahme der Reaktionsgeschwindigkeit gekennzeichnet ist. Schließlich geht die Verbrennung mehr und mehr in die reine Kohlenstoffverbrennung über, wobei die langwellige Rotstrahlung vorwiegt. Die Verbrennung endet mit der Oxydation des Kohlenstoffes, wobei unter ungünstigen Bedingungen (Sauerstoffmangel, Temperatur) eine Rekombination der Kohlenstoffatome zu stabilen Molekülen vom Typ C=C stattfindet. Im Vergleich zum Kohlenstoffatom ist das C₂-Radikal außerordentlich reaktionsfähig, so daß zu seiner Oxydation sehr hohe Temperaturen erforderlich sind.

Die von der Verbrennung in der Bombe ausgehende Strahlung wird von dem Zeitlupenfilm registriert. Dieser Film (Agfa ISS) zeigt neben einer weitgehenden Rotempfindlichkeit eine nur schwache Ultraviolett-empfindlichkeit. Deshalb tritt bei

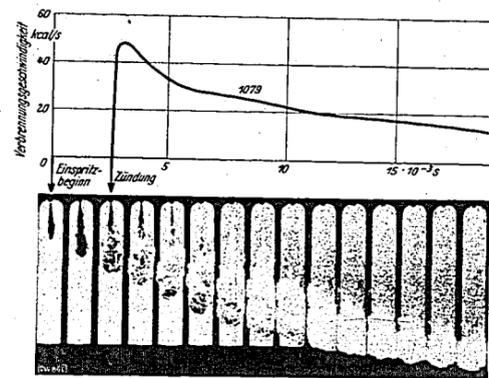


Bild 18. Verbrennungsgeschwindigkeit und Flammerecheinung bei kurzem Zündverzug.
 $p_L = 35 \text{ atü}$, $B = 85 \text{ mg/Hub}$, $t_L = 480^\circ\text{C}$, $\tau = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ s}$

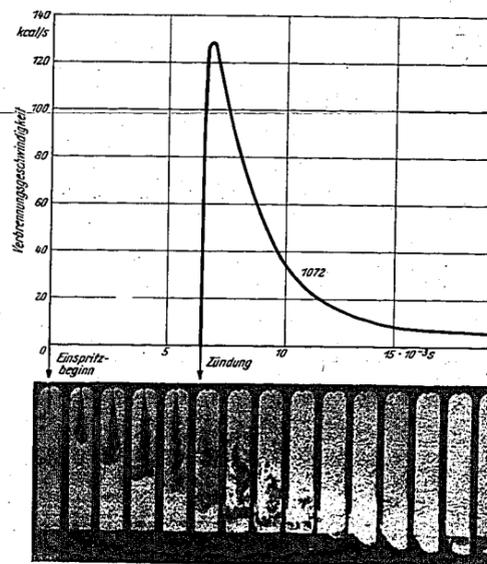


Bild 19. Verbrennungsgeschwindigkeit und Flammerecheinung bei langem Zündverzug.
 $p_L = 17,8 \text{ atü}$, $B = 85 \text{ mg/Hub}$, $t_L = 460^\circ\text{C}$, $\tau = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$

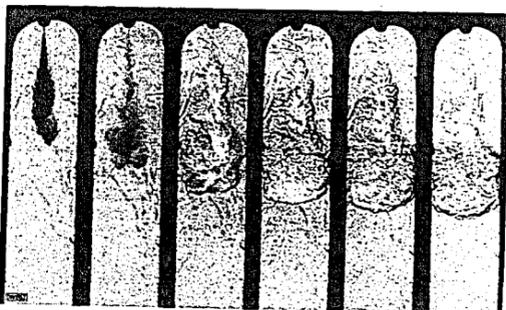


Bild 20. Einspritzung einer sehr kleinen Kraftstoffmenge. Kurze Durchbrennzeit, da trotz kurzen Zündverzuges Einspritzdauer kürzer als Zündverzug.

Beginn der Verbrennung, im Gebiete der höchsten Verbrennungsgeschwindigkeit, wo zunächst vorwiegend Wasserstoffumsetzung stattfindet, die Leuchterscheinung nur schwach hervor (Bild 18). Der steile Einsatz der Verbrennungsgeschwindigkeit ist demnach nicht nur

von Gemischbildungsvorgang, sondern auch vom Reaktionsmechanismus der Kohlenwasserstoffe abhängig. Die fortschreitende Umsetzung von der Wasserstoff- zur Kohlenstoffverbrennung zeigt sich an der zunehmenden Aufhellung der Flammerscheinung. Dabei muß berücksichtigt werden, daß am Strahlmantel im wesentlichen die Umsetzung des zuerst gezündeten Kraftstoffes abläuft, während der später abgespritzte Kraftstoff an der Strahlspitze erscheint — das ist auch bei diesen Aufnahmen deutlich festzustellen — und erst dort vollständig zur Reaktion kommt. Das Ende der Verbrennung ist gekennzeichnet durch die von der langsamen Kohlenstoffverbrennung ausgesandte Rotstrahlung, auf die der Film sehr stark abspricht. Deshalb wird die stärkste Leuchterscheinung am Verbrennungsende registriert.

Die gleichen Erscheinungen sind in Bild 19 zu bemerken, auf dem ein Vorgang mit sehr großem Zündverzug dargestellt ist. Hier tritt die geringe Helligkeit im Gebiete der höchsten Verbrennungsgeschwindigkeit besonders deutlich in Erscheinung. Die Umsetzung erfolgt infolge der weitgehenden Strahlauflösung und Verdampfung unter günstigeren Bedingungen. Die helle Flamme tritt erst sehr spät auf, und dann nur im Vergleich zur Aufnahme 18 in geringer räumlicher Ausdehnung und für kurze Zeit.

Als Ergänzung zu den Betrachtungen über den Zusammenhang zwischen Strahlungserscheinung und Verbrennungsablauf wird Bild 20 gezeigt. Hier konnte durch die Einspritzung einer sehr kleinen Menge (25 mg, $1,5 \cdot 10^{-3}$ s Spritzdauer) bei kurzem Zündverzug ($2,8 \cdot 10^{-3}$ s) die Strahlauflösung bis zum Einsatz der Verbrennung sehr weit getrieben werden. Hier fehlt die helle Flammerscheinung. Nur im oberen Strahlkern und am Strahlkopf ist ein schwaches Leuchten auf der Aufnahme festzustellen. Wenn auch berücksichtigt werden muß, daß nur eine sehr kleine Menge eingespritzt wurde, so ist doch an Hand dieser Aufnahme der Schluß zulässig, daß die helle Flammerscheinung zum Teil auf die Strahlung von Produkten zurückzuführen ist, die durch den von der ungünstigen Gemischbildungsablaufes (Zerfallprodukte, Restmoleküle, Rekombinationsmoleküle) sind im Vergleich zum Ausgangskohlenwasserstoff sehr reaktionsträge, d. h. sie brauchen für die weitere Verbrennung sehr hohe Temperaturen. Wenn diese Temperaturen nicht mehr erreicht werden können (ungünstiger Gemischbildungsablauf), dann besteht trotz des großen Luftüberschusses in der Bombe die Gefahr der unvollständigen Verbrennung. Deshalb sollte das Ende der Verbrennung im Dieselmotor möglichst an die heißeste Stelle des Brennraumes gelegt werden. Der niedrige Kraftstoffverbrauch der Motoren, bei denen der Brennraum in den hohlen Kolben gelegt wurde, dürfte zum Teil auf diese Erscheinung zurückzuführen sein.

34 Durchbrennzeit

Die Durchbrennzeit gibt die Zeit von der Zündung bis zum Ende der Verbrennung an. Sie kann in drei Teile zerlegt werden: 1. Beginn der Zündung bis zum Ende der Einspritzung, 2. Zündverzug des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes, 3. Verbrennungsdauer dieses Kraftstoffes. Wenn der Zündverzug kürzer als die Einspritzzeit ist, bleiben Zündverzug und Verbrennungsdauer des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes bei Annahme gleichartigen Gemischbildungsvorganges konstant. Die Durchbrennzeit würde deshalb im idealen Falle im gleichen Maße zunehmen wie der Zündverzug

innerhalb der Spritzdauer abnimmt. Das bedeutet, daß die Durchbrennzeit mit steigender Lufttemperatur zunehmen muß. Dieser Vorgang wird überlagert vom Ablauf der Gemischbildung im Strahl. Im vorhergehenden Kapitel wurde klargestellt, daß der Gemischbildungsvorgang mit abnehmendem Zündverzug ungünstiger wird. Die Durchbrennzeit muß deshalb stärker als die zeitliche Differenz zwischen Einspritzdauer und Zündverzug zunehmen. Diese Verhältnisse sind in Bild 21 für die Ein-

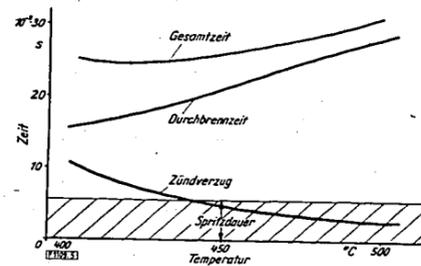


Bild 21. Abhängigkeit der Durchbrennzeit von der Lufttemperatur und damit vom Zündverzug bei Einspritzung in ruhende Luft. $p_L = 31 \text{ atü Gasöl, } 85 \text{ mg/Hub.}$

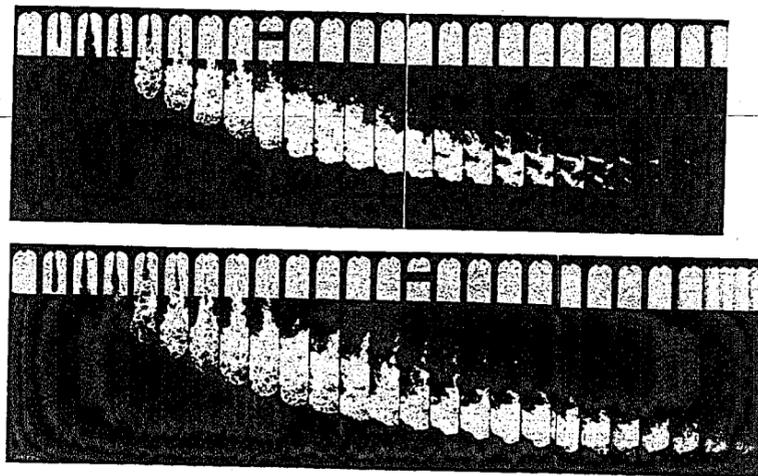


Bild 22. Unterschiede in der Brennauer und im Flammenbild bei sonst gleichen Bedingungen.

spritzung von 85 mg Gasöl in Luft von 31 atü abhängig von der Lufttemperatur dargestellt. Die Einspritzungen erfolgten mit einer Einlochdüse (kegliger Sitz) von 0,35 mm Dmr. Die starke Zunahme der Durchbrennzeit mit abnehmendem Zündverzug ist deutlich zu erkennen. Da der untere Grenzwert des Zündverzuges hier nicht erreicht wurde, so muß die Durchbrennzeit über den schon erreichten Wert bis zu einem Grenzwert ansteigen. Der Übergang zu diesem Grenzwert kann noch nicht mit Sicherheit festgestellt werden. Das ist z. T. darin begründet, daß die Durchbrennzeiten sehr stark

streuen. So zeigen z. B. die beiden in Bild 22 zusammengefaßten Aufnahmen, die zwei gleiche Einspritzvorgänge bei gleichem Luftzustand darstellen, auffallende Unterschiede in der Verbrennungsdauer und im Verbrennungsbild.

Für die Verbrennung im Motor sind die Durchbrennzeiten, die beim Einspritzen in ruhende Luft auftreten, viel zu groß. Die Gemischbildung muß deshalb durch Luftbewegung unterstützt werden.

35 Zusammenfassende Betrachtung

Die Untersuchung der Dieselverbrennung ungestörter Kraftstoffstrahlen in ruhender Luft zeigt neben der Abhängigkeit des Zündverzuges vom Luftzustand die Abhängigkeit des Verbrennungsbegins vom Zündverzug. Für den Ablauf der Verbrennung und für deren Dauer ist der Gemischbildungsvorgang der Düse von entscheidender Bedeutung. Es zeigt sich, daß die gemischbildende Kraft der Einlochdüsen (das gleiche gilt für Zapfendüsen) für eine befriedigende Verbrennung nicht ausreicht. Die Steuerung der Verbrennung nach der Zündung kann mit solchen Düsen bei den erforderlichen kurzen Zeiten keinesfalls erreicht werden. Für diese Steuerung, die sich auf der Steuerung des Gemischbildungsvorganges aufbaut, muß deshalb die Luft herangezogen werden. Zusätzliche Luftbewegung verbraucht Energie. Sie erhöht damit den Kraftstoffverbrauch oder setzt die Leistungsausbeute herab. Deshalb muß die systematische Untersuchung des Einflusses der Luftbewegung auf die Dieseleinspritzung als vordringliche Forschungsaufgabe bezeichnet werden.

4 Aufspritzen des Kraftstoffes

41 Durchführung der Versuche

Bei den Hauptversuchen wurde auf eine Stahlplatte von $80 \times 175 \text{ mm}^2$ aufgespritzt. Die Platte war in der Bombe so angeordnet, daß der Vorgang in Seitenansicht betrachtet werden konnte. Wegen der Sichtverhältnisse mußte die Platte möglichst parallel zu einer Fensterkante angebracht werden. Diese Anordnung verlangte wegen der Lage der Düse in der Mitte des Sichtfeldes für jeden Aufspritzwinkel eine Sonderdüse, bei der die Düsenbohrung unter dem jeweils erforderlichen Winkel zur Düsenachse geneigt war. Es wurden Bosch-Düsen der Mehrlochdüsenform, Größe S, verwendet. Der Bohrungsdurchmesser betrug immer $0,35 \text{ mm}$. Die Temperatur der Platte wurde mit Hilfe eines Edelmetall-Thermoelementes am Aufspritzpunkt gemessen. Die Temperatur der Platte stellte sich im Beharrungszustand der Anlage im Mittel auf 400°C ein. Da die Kolbenbodentemperatur beim Dieselmotor ebenfalls bei 400°C liegt [9], konnten die Versuche größtenteils ohne zusätzliche Heizung durchgeführt werden.

42 Einfluß der freien Strahlänge

Die Untersuchungen der ungestörten Strahlen führten zu der Erkenntnis, daß der Ablauf der Gemischbildung den Verbrennungsvorgang entscheidend beeinflusst. Für den Aufspritzvorgang bedeutet das, daß der Augenblick der Störung der Strahlentwicklung für den weiteren Vorgang maßgebend ist. Deshalb werden zunächst die Versuche beschrieben, bei denen bei konstantem Aufspritzwinkel — das ist der Winkel zwischen der Strahlachse und der Oberfläche am geometrischen Auftreffpunkt — die freie Strahlänge von der Düse bis zum Auftreffpunkt geändert wurde. Bei diesen Versuchen betrug der Aufspritzwinkel 15° .

Für den Aufspritzvorgang spielt die Entwicklung der Strahlgeschwindigkeit und der Strahlänge über der Zeit eine große Rolle. Deshalb wurden in Bild 23 für den verwendeten Einspritzvorgang diese Größen dargestellt.

421 Große Strahlänge

Bild 24 zeigt das Anspritzen der ebenen Platte bei einer freien Weglänge von $l = 100 \text{ mm}$. Der Luftdruck bei Einspritzbeginn entsprach mit 33 at den Verhältnissen im Dieselmotor, während die Lufttemperatur 485°C betrug. Das entspricht einer Luftwichte von $15,4 \text{ kg/m}^3$. Aus Bild 23 geht hervor, daß unter diesen Verhältnissen die Strahlspitze den geometrischen Auftreffpunkt erst nach $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ mit einer Geschwindigkeit von 16 m/s erreicht. Innerhalb dieses Zeitraumes kann sich der Strahl — wie auch das Zeitlupenbild zeigt — frei entfalten. Gleichzeitig ist zu erkennen, daß im Augenblick der Wandberührung der Kraftstoff schon weitgehend mit Luft durchmischt ist. Diese Luft wird von dem Kraftstoff mitgerissen. Der Strahl besteht also aus Kraftstofftröpfchen und Luft, die sich beide mit hoher Geschwindigkeit vorwärtsbewegen. Durch die fortschreitende Verdampfung wird der gasförmige Anteil des Strahles dauernd erhöht. Dadurch erreicht der Strahl bei der vorliegenden großen Entfernung die Wand mehr im Zustand einer rasch vorwärtsschießenden Wolke als in dem eines Flüssigkeitsstrahles. In diesem Strahl schwimmen die verdampfenden Tröpfchen gewissermaßen in einem Strom von Luft und Kraftstoffdampf. Wenn sich

diesem Strahl jetzt die Platte in den Weg stellt, so wird zuerst der gas- und dampfförmige Anteil umgelenkt. Dadurch werden auch die flüssigen Teile aus der alten Strahlrichtung herausgedrängt, so daß damit der Strahl in seiner Gesamtheit an der Wand umgelenkt wird. Diese Erscheinung entspricht weit mehr einem Strömungsvorgang als einem Aufspritzvorgang. Bei gegebenem Auftreffwinkel ist die Umlenkung dann abhängig von der Größe und der Geschwindigkeit der Tröpfchen und von dem Verhältnis des flüssigen zum dampfförmigen Anteil im Strahl. Die Dampfhülle, mit der die einzelnen Tröpfchen umgeben sind, verringert die Gefahr der unmittelbaren Wandberührung. Das vierte Teilbild in Bild 24 zeigt die Ablenkung des Strahles in der eben geschilderten Weise.

Infolge der großen Entfernung wird die Zündzone und damit auch der Zündverzug von der Wand nicht berührt. Die Zündung setzt außerhalb des Wandbereiches ein. Auch die Verbrennung verläuft in der gleichen Art wie beim ungestörten Strahl, da die Strahlentwicklung offensichtlich nicht beeinflusst wurde. Die Platte zeigte sich nach den Versuchen gleichmäßig schwach berußt, so daß flüssiger Kraftstoff die Platte nicht getroffen haben konnte.

Bei geringerer Luftwichte ist die Durchschlagkraft größer und die Aufteilung des Kraftstoffes geringer. Einen entsprechenden Vorgang zeigt Bild 25. Hier wurde in der gleichen Anordnung mit 100 mm Entfernung bei einer Luftdichte von $8,0 \text{ kg/m}^3$ eingespritzt. Trotz der größeren Geschwindigkeit und Durchschlagkraft wird der Strahl noch weitgehend umgelenkt, wenn auch jetzt der dichte

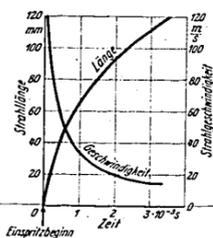


Bild 23. Geschwindigkeit und Weg der Strahlspitze in Luft von motorischer Wichte ($14,5 \text{ kg/m}^3$). Einlochdüse $0,35 \text{ mm}$ Dmr., Aufspritzdruck 125 at .

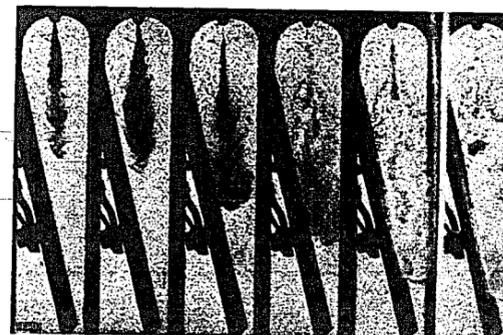


Bild 24 (oben). Aufspritzen bei großer Strahlänge (100 mm) und motorischer Luftwichte ($15,4 \text{ kg/m}^3$). Aufspritzwinkel 15° , $t_w = 300^\circ\text{C}$.

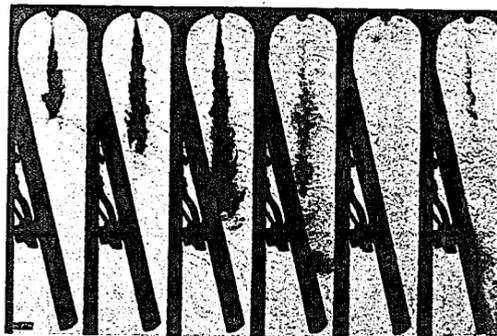


Bild 25. Aufspritzen bei großer Entfernung (100 mm) und geringer Wichte ($7,9 \text{ kg/m}^3$).

Strahlkern näher an die Wand heranrückt. Die Strahlentwicklung nach dem Auftreffpunkt erfolgt an der Platte entlang. Die rasche Verdampfung ist auf den Einfluß der Wandtemperatur (390°C) zurückzuführen.

Die beiden Aufnahmen (Bild 24 und 25) zeigen, daß bei Strahlängen von 100 mm und darüber, die praktisch nur in Großmotoren vorkommen, die Strahlbildung, Zündung und Verbrennung den gleichen Verlauf nehmen wie beim ungestörten Strahl.

422 Kleine Strahlänge

Bei 50 mm Entfernung zwischen Düse und geometrischem Auftreffpunkt erreicht die Strahlspitze bei motorischer Luftwichte die Auftreffstelle schon nach $0,7 \cdot 10^{-2}$ s mit 50 m/s Geschwindigkeit. Der Störungseinfluß nimmt demnach nicht entsprechend der Abnahme der freien Strahlänge zu, sondern stärker, nach Maßgabe der Geschwindigkeitskurve der Strahlspitze (Bild 23). Trotz dieser hohen Geschwindigkeit wird der Strahl auch hier noch weitgehend umgelenkt, wie Bild 26 erkennen läßt. Hier wurde in Luft von motorischer Wichte (31 atü 480°C) eingespritzt. Die Umlenkung kann nicht mehr so vollkommen sein, wie bei der großen Aufspritzentfernung, da die Tropfenenergie im Verhältnis zu der im Strahl eingeschlossenen Luft und dem gebildeten Kraftstoffdampf größer ist. Das zeigt sich an der Abplattung des Strahles an der Auftreffstelle. Hinter der Auftreffstelle nimmt der Querschnitt wieder deutlich zu, wie das im vierten und fünften Teilbild des Bildes 26 zu erkennen

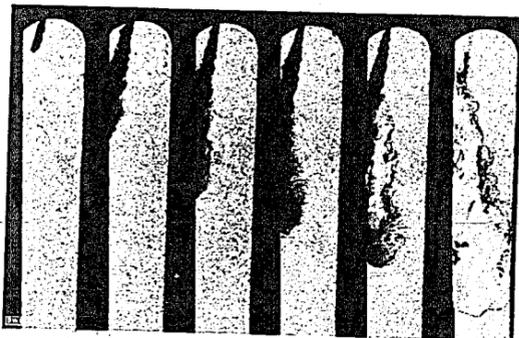


Bild 26. Aufspritzen bei kleiner Entfernung (50 mm) und dieselmotorischer Luftwichte ($14,9 \text{ kg/m}^3$). Aufspritzwinkel 15° , $t_w = 375^{\circ}\text{C}$.



Bild 27. Strahlquerschnitt bei dem ungestörten Strahl und beim Aufspritzen.

Bild 28. Aufspritzen bei kurzer Entfernung (50 mm) und geringer Luftwichte ($10,3 \text{ kg/m}^3$).

ist. Diese Zunahme des Querschnittes zeigt, daß die Strahlentwicklung hinter der Umlenkstelle in der gleichen Weise weitergeht wie im freien Strahl, d. h. durch den Kern hindurch. Nur ist jetzt die Symmetrie des Strahlquerschnittes verlorengegangen, da die energiereicheren Tropfen, und das sind eben die im Strahlkern, näher an die Wand heranrücken. Der Kern schießt nach der Umlenkstelle dicht an der Platte entlang, ohne diese zu berühren, während der übrige Querschnitt sich in der in Bild 27 gezeigten Art verteilt. Die Aufrechterhaltung der Strahlbildung nach der Auftreffstelle kann nur dadurch ermöglicht werden, daß der Kraftstoff mit Luft durchmischt ist, die sich in Strahlrichtung mit großer Geschwindigkeit vorwärtsbewegt. Daraus muß geschlossen werden, daß der Strahl auf dem Wege zur Auftreffstelle injektorartig Luft in sich aufnimmt.

Durch die hohe Geschwindigkeit prallt jetzt ein Teil des Kraftstoffes flüssig auf die Wand auf. Dieser Anteil ist nicht bedeutend, denn die Auftreffstelle ist nicht größer als der aus den Zeitlupenbildern zu entnehmende Kernquerschnitt. Diese Auftreffstelle ist auf der beruhten Platte deutlich zu erkennen, da hier der Rußbelag bis auf den Rückstand von der letzten Einspritzung weggespült wurde. Der auftreffende Kraftstoff verbleibt an dieser Stelle, denn der Auftreffpunkt erstreckt sich nur wenig in der Strahlrichtung. Dahinter kann der Kraftstoff, der im Kern dicht an der Wand entlangschießt, nicht mehr flüssig berühren, denn die Nähe der heißen Wand beschleunigt die Verdampfung, so daß eine Dampfschicht zwischen Strahl und Wand gebildet wird.

Mit abnehmender Luftwichte steigt die Bewegungsenergie der Tropfen, so daß die Umlenkung schwieriger wird. Der Kraftstoff wird stärker an die Wand herangedrängt und ein größerer Teil trifft flüssig auf. Bild 28 zeigt einen solchen Vorgang, bei dem die Luftwichte nur $10,2 \text{ kg/m}^3$ betrug. Im vierten Teilbild ist der dicht an der Wand entlangschießende Kern zu erkennen. Hinter der Auftreffstelle zeigt sich die vom Strahlkopf ausgehende weitere Durchmischung des Kraftstoffes mit Luft, so daß die Flamme, wie das fünfte Teilbild zeigt, sogar über den Rand der Platte hinausgreift.

Die Lage der Zündzone bleibt auch bei der kurzen Aufspritzentfernung die gleiche wie beim ungestörten Strahl. Die Veränderung des Strahlbaues (Bild 27) bedingt eine andere Temperaturverteilung im Strahlquerschnitt. Der kalte Strahlkern verhindert die Zündung an der Wandseite, so daß die Zündung nur auf der Luftseite einsetzen kann (fünftes Teilbild, Bild 26).

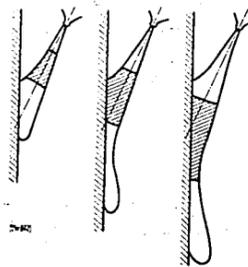


Bild 29. Wanderung der Zündzone mit zunehmendem Zündverzögerung. Zündverzögerung von links nach rechts zunehmend.

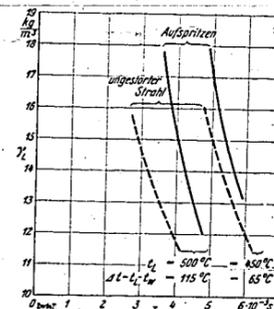


Bild 30. Einfluß der Wandtemperatur auf den Zündverzögerung bei verschiedenen Lufttemperaturen. $t_w = 385^{\circ}\text{C}$, Aufspritzen bei 15° und 50 mm Entfernung.

43 Zündung beim Aufspritzen

431 Aufspritzen auf Wände von Kolbentemperaturen

Der Zündverzögerung ist abhängig von den Vorgängen in der Zündzone, die sich etwa in der Mitte der Strahlänge befindet. Bei gegebener Aufspritzentfernung wandert deshalb die Zündzone mit zunehmendem Zündverzögerung an die Auftreffstelle heran und schließlich über diese hinaus. Bild 29



Bild 31. Aufspritzen auf eine glühende Platte.
 $t_w = 708^\circ\text{C}$.

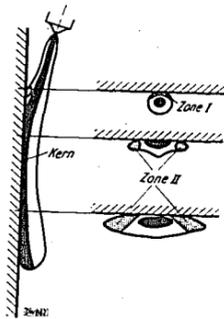


Bild 32. Zündzonen beim Aufspritzen der heißen Platte.

Bild 33. Zündung in Zone I (s. Bild 32).
 $t_w = 142^\circ\text{C}$, $t_f = 190^\circ\text{C}$.

zeigt diese Verlagerung der Zündzone. Da die Vorgänge in der Zündzone temperaturabhängig sind, so bedeutet das, daß mit der Annäherung an die Auftreffstelle der Einfluß der Wandtemperatur in Erscheinung tritt. Für die Größe des Zündverzuges ist es deshalb ausschlaggebend, wie die Wandtemperatur zur Lufttemperatur liegt. Bei den bisher gezeigten Untersuchungen lag die Temperatur der Platte, die sich um 400°C herum bewegte, immer unter der Lufttemperatur. Dadurch wird die Aufheizgeschwindigkeit kleiner, der Zündverzug beim Aufspritzen also größer als beim ungestörten Strahl. In Bild 30 ist für zwei Lufttemperaturen die Abhängigkeit des Zündverzuges von der Luftwichte für den ungestörten Strahl und für den Aufspritzvorgang gezeigt. Der Zündverzug nimmt bei der größeren Temperaturdifferenz zwischen Luft und Wand (linkes Kurvenpaar) erheblich stärker zu. Dieser Unterschied wird mit abnehmender Temperaturdifferenz (rechtes Kurvenpaar) geringer. Bei Gleichheit zwischen Luft- und Wandtemperatur muß gegenüber dem ungestörten Strahl der Zündverzug beim Aufspritzen etwas kürzer sein, da die Wärmekapazität der Wand die von der Wärmeaufnahme des Kraftstoffes herrührende Temperaturabsenkung am Strahl mildert, so daß der Kraftstoff schneller aufgeheizt werden kann.

432 Aufspritzen auf glühende Wände

Mit Hilfe eines elektrischen Heizelementes konnte die Platte bis auf 700°C (entsprechend Hellrotglut) aufgeheizt werden. Die Versuche wurden wieder mit dem Aufspritzwinkel 15° bei der kleinen Entfernung von 50 mm durchgeführt. Dabei wurden jeweils 85 mg Gasöl eingespritzt.

Bild 31 zeigt bei 27,3 atü und 475°C Lufttemperatur das Aufspritzen der 708°C heißen Platte. Aus den beiden ersten Teilbildern geht hervor, daß eine schnellere Verdampfung unter dem Einfluß der glühenden Platte nicht stattfindet. Gemischbildung und Strahlentwicklung verlaufen deshalb ebenso wie bei niedriger Wandtemperatur. Erst wenn die Tröpfchen dicht an die Wand herankommen, macht sich die hohe Temperatur im Sinne einer Beschleunigung der Verdampfung bemerkbar. Das Leidenfrostsche Phänomen tritt in Erscheinung. Dadurch werden die Tröpfchen von der Wandberührung ferngehalten. Schon beim Aufspritzen der glühenden Platte in Luft von atmosphärischem Druck konnten mit bloßem Auge einzelne Kraftstofftröpfchen beobachtet werden, die über die glühende Platte entlangrollten und schließlich zur Entzündung kamen. Das Auflösungsvermögen der Zeitlupenoptik gestattet leider nicht die Aufnahme dieser Erscheinung.

Das Leidenfrostsche Phänomen wirkt so stark, daß flüssiger Kraftstoff die Wand auch am Auftreffpunkt nicht mehr treffen kann. Die sonst deutlich erkennbare Auftreffstelle verschwindet.

Während bei Wandtemperaturen bis zu 400°C die erste Zündung nur auf der von der Wand abgewendeten Seite einsetzen konnte, wandert mit steigender Temperatur die Zündzone nach der Wandseite zu, bis schließlich die erste Zündung nur dort einsetzt. Dabei spielt das Verhältnis von Luft- zu Wandtemperatur die entscheidende Rolle, da hiervon die Temperaturverteilung im Strahlquerschnitt beeinflusst wird.

Weiter oben wurde bereits dargelegt, daß im Bereiche des Strahlkernes infolge Luftmangels die Zündung auch bei Verdampfung nicht einsetzen kann. Die Zündung zwischen Strahlkern und Wand, die zur Verbesserung der Gemischbildung durch die Volumenzunahme des Zündbereiches beitragen könnte, würde erst dann stattfinden, wenn es z. B. durch gesteuerte Luftbewegung gelänge, zwischen Wand und Strahl ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen.

Beim Aufspritzen der glühenden Platte treten zwei Zündzonen auf, die von der Kraftstoff- und Temperaturverteilung abhängig sind. Diese Zonen sind in Bild 32 schematisch dargestellt. Zone I stellt den Strahlbereich dar, der zuerst mit der Wand in Berührung kommt. Hier erreicht der Kraftstoff bei heißer Wand sehr schnell die Zündreife. Ein Beispiel für die Zündung in Zone I zeigt das

Bild 34. Zündstellen bei niedriger Luftwichte ($9,0 \text{ kg/m}^3$).

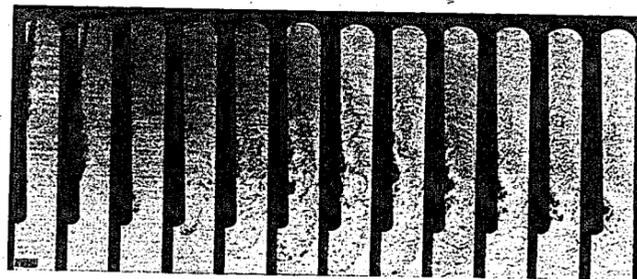


Bild 35. Aufspritzen der heißen Wand bei geringerer Wichte ($6,7 \text{ kg/m}^3$).

dritte Teilbild des Bildes 33. Die Wandtemperatur betrug 490°C , die Lufttemperatur 442°C . Es genügt also bereits eine Übertemperatur der Wand von 50°C , um die Zündung von der Luftseite in die Zone I zu verlegen. Die Zone II (Bild 32) stellt den Teil des Strahlmantels dar, der der Wand am nächsten liegt. Diese Zone vergrößert sich mit steigender Wandtemperatur. Bei höchsten Wandtemperaturen, wie in Bild 31, umfaßt die Zündzone den Strahl vollständig, wobei auf der Wandseite die Umfassung in der Zone I erfolgt.

Bei kleiner Luftwichte treten beim Anspritzen der heißen Wand bisher noch nicht beobachtete Zündstellen auf. Bild 34 zeigt einen Vorgang, bei dem die Lufttemperatur 370°C und die Wandtemperatur 500°C betrug. Der Luftwichte von $9,0\text{ kg/m}^3$ entspricht ein Druck von 16 atü. Der Kraftstoff schiebt unter schneller Verdampfung dicht an der Platte entlang. Im vierten Teilbild setzt in der ersten Zone die Zündung ein. Am Auftreffpunkt hat flüssiger Kraftstoff die Wand berührt, dessen durch Verdampfung ermöglichte Verbrennung die auf den folgenden Bildern erkennbare Ausbeulung hervorruft. Während die Verbrennung von der ersten Zündstelle aus langsam weiterläuft, zeigt sich plötzlich im achten Teilbild unten ein zweiter Zündherd, der, zwar beschleunigt durch die heiße Wand, die Zündzone des ungestörten Strahles unter gleichem Luftzustand darstellt. Bild 35 zeigt wieder einen Einspritzvorgang bei kleiner Luftwichte. Die Wandtemperatur liegt jetzt mit 550°C um 50° , die Lufttemperatur mit 495°C um 125° höher. Dadurch wird die Verdampfung so stark beschleunigt, daß flüssiger Kraftstoff die Wand nicht mehr treffen kann. Am Auftreffpunkt sind keine Verbrennungsprodukte festzustellen⁴⁾. Die hohe Geschwindigkeit und die schlechte Zerstäubung in der verhältnismäßig dünnen Luft haben zur Folge, daß der Kraftstoff erst in größerer Entfernung von der Düse zur Verbrennung gelangt.

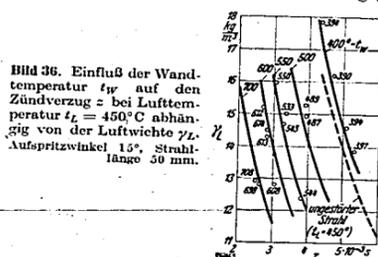


Bild 36. Einfluß der Wandtemperatur t_w auf den Zündverzug z bei Lufttemperatur $t_L = 450^{\circ}\text{C}$ abhängig von der Luftwichte γ_L . Aufspritzwinkel 15° , Strahlänge 50 mm.

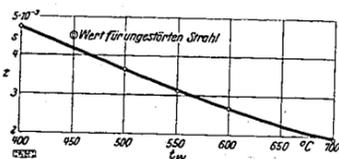


Bild 37. Abhängigkeit des Zündverzuges von der Wandtemperatur bei 32 atü und 450°C , entsprechend einer Wichte von $15,6\text{ kg/m}^3$.

Der Zündverzug wird beim Anspritzen der heißen Wand durch die Verlagerung der Zündzone stark verkürzt. Dieser Einfluß der Wandtemperatur wurde im Bereich von 400 bis 700°C bei einer Lufttemperatur von 450°C genau untersucht. Die Ergebnisse sind in Bild 36 gezeigt. In der üblichen Darstellung, Luftwichte über Zündverzug, wurden neben der konstanten Lufttemperatur als zweite Parameter mehrere Wandtemperaturen gewählt. Zum Vergleich wurde der Verlauf des Zündverzuges beim ungestörten Strahl (Bild 11) für die gleiche Lufttemperatur eingezeichnet. Durch die Steigerung der Wandtemperatur von 400 auf 700°C wird der Zündverzug im Gebiete motorischer Wichte (15 kg/m^3) um mehr als die Hälfte verkürzt.

Bei niedrigeren Lufttemperaturen tritt die Verkürzung des Zündverzuges noch stärker hervor. So würde für den in Bild 34 gezeigten Vorgang ($t_L = 370^{\circ}\text{C}$, $t_w = 500^{\circ}\text{C}$) unter gleichen Bedingungen beim ungestörten Strahl der Zündverzug die dreifache Zeit erfordern. Diese Verkürzung spielt wegen ihrer absoluten Größe für niedrig verdichtende Motoren, wie z. B. Glühkopfmotoren, eine entscheidende Rolle.

In Bild 37 ist die Beeinflussung des Zündverzuges durch die Temperatur der angespritzten Wand für die Luftwichte $15,6\text{ kg/m}^3$ entsprechend 32 atü und 450°C dargestellt. Die Kurve zeigt, daß der Zündverzug mit steigender Wandtemperatur einem unteren Grenzwert zustrebt. Dieser Grenzwert ist von der Lufttemperatur und dem Strahlweg von der Düse bis zur Wand abhängig. Mit steigender Lufttemperatur und mit abnehmender Strahlänge ist eine weitere Verkleinerung des

⁴⁾ Im Einspritzdüsenmotor, bei dem infolge der geringen Luftwichte die Gemischbildung besondere Schwierigkeiten bereitet, könnte das Ausfallen flüssigen Kraftstoffes dadurch vermieden werden, daß der Kraftstoffstrahl gegen heiße Stellen des Brennraumes gerichtet wird. Neben der Förderung der Gemischbildung durch die Verdampfung und dem damit sinkenden Bedarf an Luftbewegung könnte dadurch gleichzeitig eine Kühlung der betreffenden Stelle erreicht werden.

Grenzwertes zu erwarten. Der eingetragene Vergleichswert für den ungestörten Strahl zeigt den weiter oben klargelegten Zusammenhang, wonach bei Gleichheit zwischen Wand- und Lufttemperatur der Zündverzug beim Aufspritzen kleiner wird als beim freien Spritzen.

Über den Verlauf des Zündverzuges bei Wandtemperaturen unter 400°C liegen bisher keine Versuche vor. Es ist anzunehmen, daß auch hier ein Grenzwert erreicht wird, der von dem Temperaturgefälle von der Luft an die Wand abhängig ist.

44 Verbrennung beim Aufspritzen

Der Verlauf der Verbrennungsgeschwindigkeit wird von der Größe des Zündverzuges beeinflusst. Dieser ist vom Zustand der Luft, insbesondere von deren Temperatur, abhängig. Beim Aufspritzen unterliegt der Zündverzug nicht nur dem Einfluß der Lufttemperatur, sondern auch dem der Wandtemperatur. Deshalb wird beim Aufspritzen die Verbrennungsgeschwindigkeit auch von der Wandtemperatur beeinflusst. In Bild 38 sind drei Verbrennungsvorgänge beim Aufspritzen dargestellt. Jedesmal wurden 85 mg Gasöl eingespritzt. Der Aufspritzwinkel betrug $\alpha = 15^{\circ}$, die freie Strahlänge $l = 50\text{ mm}$. Die Lufttemperatur t_L wurde bei den drei Vorgängen konstant gehalten, während die Wandtemperatur t_w verändert wurde. Die zugehörigen Werte sind im Diagramm eingetragen. Die Kurven lassen grundsätzlich die gleiche Abhängigkeit des Verbrennungsablaufes vom Zündverzug erkennen, die auch die Untersuchung der ungestörten Strahlen gezeigt hatte (Bild 15). Die Herabsetzung der Zündspitze wird hier durch die Erhöhung der Wandtemperatur hervorgerufen, während dort

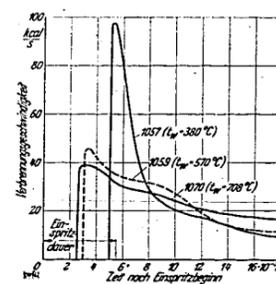


Bild 38. Abhängigkeit des Verbrennungsablaufes von der Wandtemperatur. Werte siehe Zahlentafel 4.

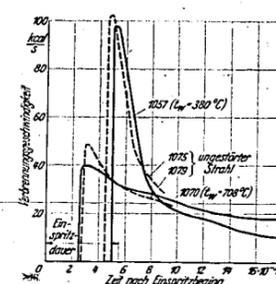


Bild 39. Grundsätzlich gleicher Verbrennungsablauf beim freien Spritzen und beim Aufspritzen (bei gleichen Zündverzügen).

gewonnen. Die geringen Unterschiede, die das Bild 39 zwischen den zusammengehörigen Kurven erkennen läßt, werden dadurch hervorgerufen, daß durch die Veränderung des Strahlquerschnittes die Gemischbildung verzögert wird. Durch das Heranrücken des Strahlkernes an die Wand fällt ein großer Teil des Strahlmantels weg. Da die Zerstäubung trotzdem weitergeht, findet in den rechts und links vom Kern befindlichen Teilen des Strahlmantels eine Verstärkung der Kraftstoffkonzentration statt. Die dadurch verursachte Temperaturänderung verringert die Stärke der Zündzone. Dieser Vorgang zeigt sich in der niedrigeren Zündspitze der Kurven. Diese Herabsetzung der Zündspitze durch das Anspritzen glühender Brennraumteile muß besonders für schwer zündliche Kraftstoffe beachtet werden.

Für die Durchbrennzeit, die beim Einspritzen in ruhende Luft nur von dem rein mechanischen Gemischbildungsvorgang abhängig ist, bedeutet die Verzögerung der Strahlentwicklung durch die Vorgänge an der Wand eine weitere Verschlechterung. Die starke Verkürzung des Zündverzuges an der glühenden Wand beschleunigt die Umhüllung des Strahles mit dem brennenden Mantel (Bild 31). Außerdem wird an der glühenden Wand auch der Strahlkern schneller hochgeheizt.

Das bedeutet gegenüber dem ungestörten Strahl eine Erhöhung der Aufheizgeschwindigkeit bei gleichzeitiger Verzögerung der Sauerstoffzufuhr. Dadurch vergrößert sich beim Aufspritzen die Durchbrennzeit abhängig von der Wandtemperatur um 30 bis 50%, d. h. mit steigender Wandtemperatur nimmt die Durchbrennzeit zu.

Deshalb muß beim Aufspritzen des Kraftstoffes die Gemischbildung in verstärktem Maße durch Luftbewegung unterstützt werden, wobei auch die Art der Luftbewegung besonderer Beachtung bedarf.

45 Einfluß des Aufspritzwinkels

Bild 40 und 41 zeigen das Aufspritzen unter einem größeren Winkel ($\alpha = 45^\circ$). Wegen der Beschränkung der Sichtverhältnisse durch die Breite des Bombfensters wurde bei völlig gleicher Anordnung der Aufspritzpunkt bei Bild 40 an den linken Bildrand, bei Bild 41 an den rechten Bild-



Bild 40 und 41. Aufspritzen unter 45° bei völlig gleichen Bedingungen. Wegen der Sichtverhältnisse Aufspritzpunkt einmal am linken (40) und einmal am rechten Bildrand (41).

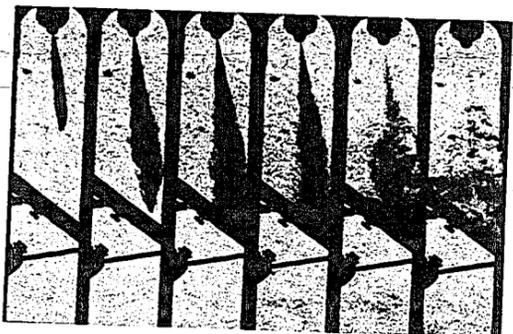
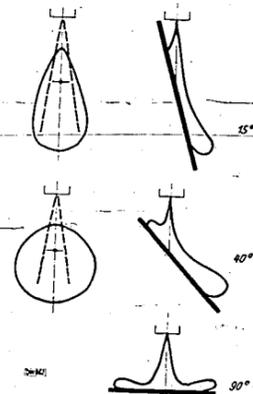


Bild 42 (unten). Strahlform beim Aufspritzen ohne Zündung.



rand gelegt. Bild 40 zeigt, daß auch bei diesem steileren Aufspritzen — unter Berücksichtigung der großen Strahlänge von 100 mm — die Umlenkung des Strahles, getragen vom Luft- und Dampfgehalt, in der Art eines Strömungsvorganges erfolgt. Noch besser zeigt Bild 41, daß der gasförmige Teil des Strahles Träger der Weiterentwicklung hinter der Aufspritzstelle ist. Hier wird der Strahl sogar nach oben, das heißt nach einer Umlenkung von über 90° , weiterentwickelt. Die Ausbreitung des Strahles erfolgt demnach nicht nur in der Strahlrichtung über die Wand, sondern vom Auftreffpunkt ausgehend nach Maßgabe des Aufspritzwinkels radial nach außen. In Bild 42 ist dieser Vorgang schematisch dargestellt. Um diese Vorgänge auch bei der Einspritzung in heiße Luft sichtbar zu machen, wurde auf eine Glasplatte aufgespritzt. Diese Drahtglasplatte war im folgenden Bild 43 so angeordnet, daß der Aufspritzvorgang in der Draufsicht beobachtet werden kann. Hier trifft der Strahl die Glasplatte nach 95 mm Strahlweg unter einem Winkel von 40° . Im fünften Teilbild erreicht

der Strahl die Platte und beginnt sich bereits auszubreiten (Temperatur der Platte 408°C). Die im sechsten Bild einsetzende Zündung verdeckt schließlich die weitere Entwicklung. Deshalb wurde der Vorgang unter den gleichen Bedingungen von unten aufgenommen, Bild 44. Der Strahl trifft jetzt die Platte auf der vom Beschauer abgewendeten Seite. Diese Aufnahme gestattet einen bisher unbekanntem Einblick in den Gemischbildungsvorgang. Im vierten Teilbild erreicht der Strahl die Platte, während im Luftraum bereits die Zündung einsetzt. Im fünften Teilbild brennt schon der ganze Strahlmantel. Das zeigen die Verbrennungsschlieren am Strahlkopf. Im Inneren des Strahles zeigen die dunklen Stellen den im Strahlkern nach vorn kommenden ungezündeten Kraftstoff. Die langsame Aufhellung dieser dunklen Stellen läßt den Gemischbildungsablauf nach der Zündung gut erkennen. Aufspritzspuren konnten auf der Glasplatte, abgesehen von dem normalen Rußbelag, nicht festgestellt werden. Das ist auf die große Strahlänge zurückzuführen.

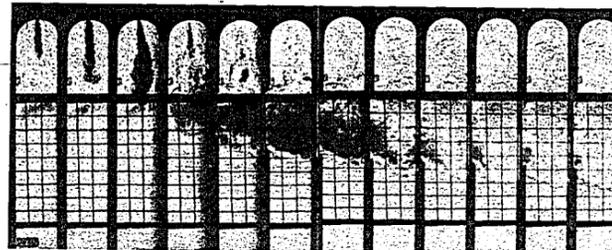
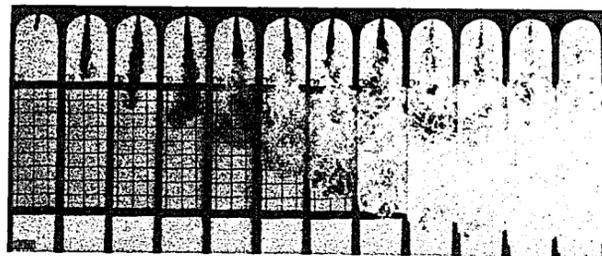


Bild 43 und 44. Aufspritzen auf eine Drahtglasplatte. Aufspritzwinkel 40° , Strahlänge 95 mm.

Bild 43 (oben). Draufsicht. Bild 44 (unten). Ansicht von unten.

Diese Aufnahme widerlegt die oft geäußerte Ansicht [5, 7, 14], daß an der Auftreffstelle des Kraftstoffstrahles eine Temperaturspitze und damit gegebenenfalls eine Überhitzung auftreten müsse. Bei dem Kraftstoffstrahl, den die handelsüblichen Loch- und Zapfendüsen erzeugen, kann an der Auftreffstelle eine Temperaturspitze nicht auftreten. Die Strahlbildung erfolgt durch den Kern, so daß dauernd kalter Kraftstoff an der Strahlspitze erscheint. Deshalb ist an der Auftreffstelle eine Kühlung durch flüssig auftreffenden Kraftstoff zu erwarten.

Dagegen tritt bei Vorkammermaschinen an der Auftreffstelle des Vorkammerstrahles stets eine Temperaturspitze auf, da jetzt der Strahl weitgehend mit Luft durchmischt brennend die Wand erreicht. Das gleiche gilt für Lufterblasemaschinen.

In Bild 45 ist das senkrechte Aufspritzen gezeigt. Die Entfernung beträgt 40 mm. In diesem Falle wurde an Stelle der ebenen Platte eine Halbschale verwendet, da sonst der Kraftstoff nach



Bild 45 und 46.
Senkrechtes Aufspritzen
auf eine konkave Platte.

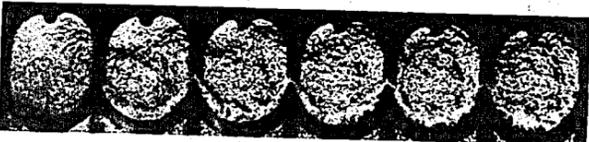


Bild 45.
für $t_w = 375^\circ\text{C}$, $t_L = 165^\circ\text{C}$.



Bild 46.
für $t_w = 375^\circ\text{C}$, $t_L = 390^\circ\text{C}$.



dem Auftreffen rasch aus dem Bildfeld verschwinden würde. Hier sind die Bedingungen für die Weiterentwicklung des Strahles nach dem Auftreffen am ungünstigsten. Während die Außenzonen des Strahles infolge ihrer geringen Geschwindigkeit und weitgehenden Durchmischung mit Luft noch gut umgelenkt werden (drittes und viertes Teilbild), trifft der aus dem Strahlkern kommende Kraftstoff flüssig auf. Darunter fällt der größte Teil des Kraftstoffes, der nach der Wandberührung abgespritzt wird, denn die Weiterbildung des Strahles erfolgt vorwiegend durch den Kern. Deshalb sollte beim senkrechten Aufspritzen die Einspritzung spätestens dann beendet werden, wenn die Strahlspitze die Wand erreicht. Die Anlagerung des Kraftstoffes in der Schale ist gut zu erkennen. Dieser Kraftstoff kann nur durch Verdampfung mit der Luft zur Mischung kommen. Die Zündung setzt im siebenten Teilbild (erstes Bild der unteren Reihe) im Luftraum ein, da die Lufttemperatur um 100° höher liegt als die der Wand. Auf den letzten Bildern ist das langsame Ausbrennen des an der Wand ausgefallenen Kraftstoffes zu sehen.

Das folgende Bild 46 zeigt ebenfalls senkrechtes Aufspritzen. Hier wurde in eine mit Fenstern versehene zylindrische Kammer eingespritzt. Dadurch erscheint das Bildfeld etwas getrübt. Bei dieser Aufnahme lag die Wandtemperatur in der Nähe der Lufttemperatur, so daß wegen des besseren Wärmeüberganges die Zündung in Wandnähe einsetzt (drittes Bild der unteren Reihe). Die Zündung läuft jetzt wie eine Flammenfront im Ottomotor nach oben, da das Gemisch im Luftraum die Zündtemperatur noch nicht erreicht hat.

46 Oberflächengestaltung und Strahlbildung

Die bisher gezeigten Aufnahmen ließen erkennen, daß der Kraftstoffstrahl nach dem Auftreffen sich an der Wand entlang weiterentwickelt. Ein Wagspritzen des Kraftstoffes von der Wand im Sinne einer Reflexion konnte nicht festgestellt werden. Damit war aber noch nicht bewiesen, ob der Kraftstoff nicht in Richtung der Tangente am Auftreffpunkt an der Platte entlangspritzt. Deshalb

wurde (Bild 47) auf ein konvex gewölbtes Blech aufgespritzt ($34,7 \text{ atü}$, 378°C). Es ist deutlich zu erkennen, daß ein solches Zurückspritzen nicht stattfindet, obwohl bei der kurzen Strahllänge ein Teil des Kraftstoffes flüssig auf die Platte auftrifft. Der flüssig auftreffende Kraftstoff haftet an der Auftreffstelle und kann nur durch Verdampfung wieder freikommen. Es fällt auf, daß der Strahl sogar der Wölbung nachläuft. Das wird dadurch hervorgerufen, daß der Strahl infolge seiner hohen Geschwindigkeit injektorartig Luft ansaugt. Da von der Wandseite keine Luft zuströmen kann, so entsteht dort ein Unterdruck, der den Kraftstoffstrahl am Abheben hindert. Darin zeigt sich besonders anschaulich, daß der Strahl nicht den Charakter eines Flüssigkeitsstrahles hat, sondern daß er eher einer Naßdampf- wolke gleicht. In Bild 48 wird der gleiche Aufspritzvorgang mit Zündung gezeigt ($32,8 \text{ atü}$, 485°C). Hier ist ebenfalls gut zu erkennen, wie der Strahl der Wölbung nachläuft. Die Platte wurde etwas zum Beschauer gedreht, so daß der Vorgang mehr von oben eingesehen werden kann.

Ganz anders verläuft der Aufspritzvorgang in Luft von atmosphärischem Druck, wie Bild 49

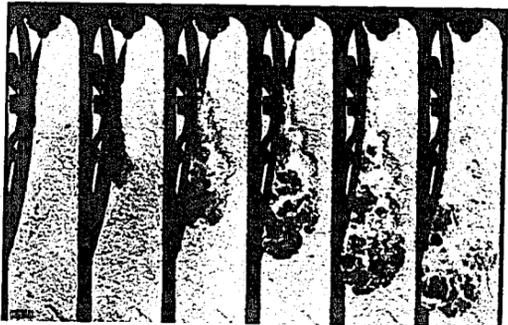
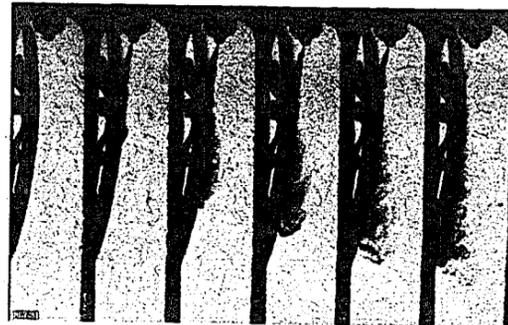


Bild 47 und 48 (oben). Aufspritzen auf ein gewölbtes Blech bei motorischer Wichte.
Bild 47. Ohne Zündung.
Bild 48. Mit Zündung.

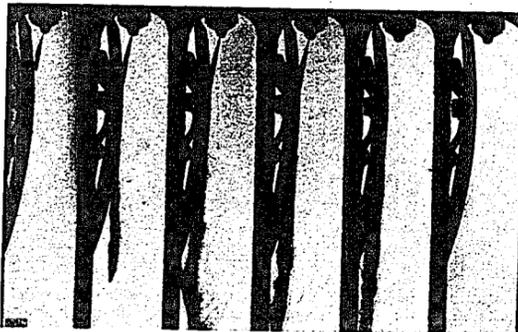


Bild 49. Aufspritzen ohne Zündung auf ein gewölbtes Blech bei atmosphärischer Wichte.



Bild 50. Aufspritzen auf eine Drahtglasplatte bei geringer Wichte.

zeigt. Infolge der geringen Luftwichte wird der Strahl kaum aufgelöst, so daß jetzt der Charakter des kompakten Flüssigkeitsstrahles vorhanden ist. Der Strahl läuft in Richtung der Tangente am Auftreffpunkt von der Platte wieder weg. Die Ergänzung zu dieser Aufnahme gibt Bild 50, bei dem bei einem Luftdruck von 5,8 atü wieder auf die Drahtglasplatte aufgespritzt wurde ($\alpha = 40^\circ$, $l = 95$ mm). Hier schießt der Kraftstoff, nachdem er am Auftreffpunkt die Wand berührt hat, dicht über die Platte entlang weiter. Der Vergleich mit dem Wasserstrahl aus dem Gartenschlauch ist selbst hier, bei 5,8 atü Luftdruck, naheliegend.

Der in den beiden letzten Bildern gezeigte Vorgang hat für den Dieselmotor keine Bedeutung. Dagegen spielt er beim Einspritzzündermotor eine sehr wichtige Rolle, weil dort die Einspritzung in den Saughub bei Unterdruck oder bei Laderdruck oder in den Beginn des Verdichtungsdruckes erfolgt. Die im Vergleich zur Dieseleinspritzung mehr als doppelt so große Durchschlagkraft und die geringe Zerstäubung lassen, auch unter Berücksichtigung der Düsenbauart, erkennen, daß die Gemischbildung vergleichsweise einen wesentlich größeren Aufwand an Luftbewegung erfordert.

Bild 51 bringt das Anspritzen einer Platte, die mit Querrillen versehen war. — Damit wurde eine sehr raue Oberfläche geschaffen. Die Teilbilder 3 bis 6 zeigen, wie der Strahl über diese Rillen, also ohne Wandberührung, entlangschießt. Dieser Vorgang, der als Strömungsvorgang erkannt wurde, kann an der glatten Wand besser ablaufen als an der rauhen Oberfläche. In den Rillen wird zusätzlich Kraftstoff angelagert, der für die schnelle Verbrennung verloren ist. Diese Tatsache zeigte sich in dem sehr starken Rußbelag auf der Rillenplatte, während eine gleiche Platte mit glatter Oberfläche unter den gleichen Bedingungen fast blank geblieben war. Deshalb muß beim Aufspritzen von Kraftstoffstrahlen im Dieselmotor auf glatte Oberflächen geachtet werden.

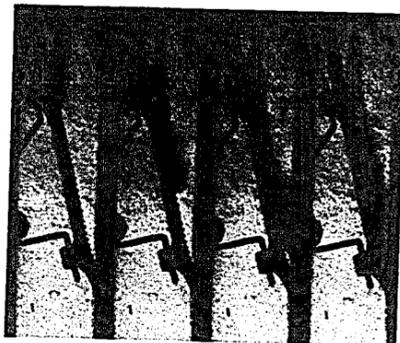


Bild 51. Aufspritzen auf eine Rillenplatte.

47 Wandberührung

471 Auftreffen flüssigen Kraftstoffes

Das Auftreffen flüssigen Kraftstoffes muß in jedem Falle als unerwünscht bezeichnet werden, da der aus dem Strahl ausgefallene Kraftstoff nur durch Verdampfung zur Mischung mit Luft kommen kann. Dafür ist mehr Zeit erforderlich, als für den Gemischbildungsvorgang im Dieselmotor zur

Verfügung steht (im Einspritzzündermotor ist der Zeitraum bedeutend größer). Der ausgefallene Kraftstoff ist deshalb für den zugehörigen Arbeitshub wenigstens zum Teil verloren.

Damit dieser Zustand vermieden werden kann, müssen die Bedingungen bekannt sein, unter denen der Kraftstoff flüssig auf die Wand auftreffen kann. Entscheidend dafür ist der Zustand des Strahles beim Auftreffen. Er hängt ab von der Geschwindigkeit und dem Wärmezustand der Tröpfchen und von der Durchmischung des Kraftstoffes mit Luft. Er ist deshalb abhängig von der Strahllänge bis zum Auftreffpunkt und vom Zustand der Luft. Wenn auf Grund dieser Bedingungen das Auftreffen mit Sicherheit nicht verhindert werden kann, so muß durch Erhöhung der Wandtemperatur am Auftreffpunkt die Verdampfungsgeschwindigkeit soweit gesteigert werden, daß durch das Leidenfrostsche Phänomen die Berührung verhindert wird. Diese Betrachtungen gelten zunächst für den Einspritzvorgang in ruhender Luft. Luftbewegung erleichtert die Bedingungen, ändert aber nichts an der grundsätzlichen Abhängigkeit.

Die Stelle, an der flüssiger Kraftstoff die Wand trifft, ist deutlich zu erkennen, da hier der Rußbelag von den nachfolgenden Einspritzungen immer wieder weggeschwemmt wird.



Bild 52. Spritzen aus großer Entfernung (100 mm). Aufspritzwinkel 15° , kein Auftreffpunkt.



Bild 53. Auftreffpunkt bei kleiner Entfernung (50 mm). Aufspritzwinkel 15° , $t_w = 400^\circ\text{C}$.



Bild 54. An der glühenden Wand ($t_w = 700^\circ\text{C}$) verhindert das Leidenfrostsche Phänomen das Auftreffen.

Bild 52 zeigt die Platte ($t_w = 400^\circ\text{C}$), nachdem aus 100 mm Entfernung unter 15° längere Zeit aufgespritzt worden war. Die Platte ist gleichmäßig rußig, eine Auftreffstelle ist nicht festzustellen. Dagegen zeigt sich bei der kleineren Strahllänge von 50 mm — Bild 53 — deutlich eine Auftreffstelle. Ihre Größe entspricht dem Kernquerschnitt des Strahles beim Auftreffen. Mit steigender Wandtemperatur — Bild 54 — verschwindet der Auftreffpunkt vollständig, da das Leidenfrostsche Phänomen trotz der hohen Strahlgeschwindigkeit die Berührung verhindert. Die Aufnahme zeigt die Platte nach den Versuchen mit 700°C Wandtemperatur.

472 Rückstandbildung

Rückstandbildung an der Wand beim Aufspritzen entsteht in der Bombe 1. durch unvollständige Verbrennung des Gemisches, 2. durch Rückstände, die von Kraftstoffablagerungen herrühren²⁾.

1. Unvollständige Verbrennung in dem großen Luftüberschuß der Bombe kann dadurch entstehen, daß bei befriedigendem Verbrennungsablauf an der kalten Wand ein Abbruch von Reaktionsketten stattfindet, oder daß unter Sauerstoffmangel niedermolekulare Verbindungen entstehen, die dann bei Sauerstoffzufuhr die zur Reaktion erforderlichen hohen Temperaturen nicht mehr vorfinden.

²⁾ In der Maschine kommen dazu die Rückstände von der Schmierölverbrennung.

2. Beim Ausdampfen des an der Wand haftenden Kraftstoffes können neben den reinen Destillationsrückständen unter dem Einfluß der Verbrennungsflamme Krackprodukte und Koks entstehen.

Bei niedrigen Wandtemperaturen (bis zu 400° C) konnte auf den angespritzten Körpern immer ein weicher fettiger Ruß festgestellt werden, der vorwiegend aus niedermolekularen Kohlenwasserstoffen besteht. Seine Herkunft ist in der mangelhaften Gemischbildung in ruhender Luft zu suchen. Rückstände vom Aufspritzen konnten nicht festgestellt werden, da für das Ausdampfen in der Bombe genügend Zeit zur Verfügung steht.

Auf der Glühplatte wurde nach den Versuchen ein trockener, glänzender Rückstand festgestellt, der sich wie feinstes Graphitpulver auf dem Finger verreiben ließ. Dieser Belag setzt sich vorwiegend aus hochmolekularem Kohlenstoff zusammen. Er dürfte dadurch entstehen, daß der beim Abbau des Kohlenwasserstoffes schließlich freiwerdende Kohlenstoff an der glühenden Wand unter Luftmangel z. T. zu stabilen Kohlenstoffmolekülen rekombiniert wird. Kraftstoffablagerungen und damit Krackprodukte und Koks können an der glühenden Wand nicht entstehen, solange das Leidenfrostsche Phänomen die Berührung der Wand verhindert.

48 Oberflächeneinfluß

Das vorliegende umfangreiche Versuchsmaterial gibt Gelegenheit, die im Schrifttum immer wieder auftauchende Vermutung nachzuprüfen, nach der von den Wänden des Brennraumes die Zündung im Sinne eines Oberflächeneinflusses beschleunigt werden könnte [10,15].

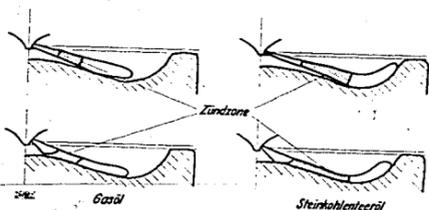


Bild 55. Zündzonen im Motor.

Die Nachprüfung ergibt das folgende Ergebnis:

1. Bei Wandtemperaturen zwischen 320 und 450° C konnte auch bei sehr großen Zündverzügen nicht in einem einzigen Falle eine Zündung an der Wand festgestellt werden. Bei Gleichheit von Luft- und Wandtemperatur setzt die Zündung zwar in Wandnähe ein; diese Verschiebung kann aber einwandfrei als Wärmeübergangsfrage erkannt werden. Da bei diesen Wandtemperaturen der Kraftstoff sowohl in der flüssigen als auch in der dampfförmigen Phase mit der Wand in Berührung kommt, so scheidet auch der Einfluß der Aut-Oxydation, die an der Flüssigkeitsoberfläche zwischen 300 und 500° C erwartet wird, aus.

2. Beim Aufspritzen auf glühende Platten konnte ebenfalls eine Wandzündung nicht festgestellt werden. Die Tatsache, daß bei hellrot glühender Wand die Zündung gleichzeitig an der Luft- und an der Wandseite einsetzt, läßt außer dem thermischen Einfluß der Wand einen Oberflächeneinfluß nicht erkennen. Desgleichen zeigen die Diagramme über den Einfluß der Wandtemperatur auf den Zündverzug (Bild 37), daß der Zündverzug praktisch geradlinig mit der Zunahme der Wandtemperatur und damit mit der Zunahme des Wärmeüberganges abnimmt.

3. Da die angespritzten Körper sowohl im blanken als auch im stark berußten Zustand verwendet wurden, ist auch der Einfluß der Verbrennungsrückstände mit berücksichtigt.

Trotz dieser Feststellungen soll das Vorhandensein eines Oberflächeneinflusses (der z. B. im Sinne eines Katalysators wirken könnte) hier nicht verneint werden. Es muß aber festgehalten werden, daß ein irgendwie gearteter Oberflächeneinfluß praktisch nicht in Erscheinung getreten ist.

In diesem Zusammenhang muß näher auf einen Fall eingegangen werden [10], bei dem die stärkere Verkürzung des Zündverzuges eines aromatischen Kraftstoffes beim Übergang vom freien Spritzen zum Aufspritzen einem noch ungeklärten Oberflächeneinfluß zugeschrieben wurde. In einer Hessel-

man-Maschine mit zentraler Mehrlochdüse — Bild 55 — wurde zunächst zwischen Kolben und Deckel radial nach außen gespritzt. Gegenüber dem Gasöl zeigte Steinkohlenteeröl den bekannten sehr großen Zündverzug. Wurden die Strahlen jetzt nach unten geneigt (untere Bilder), so daß sie den Kolbenboden unter einem Winkel von etwa 20° trafen, so wurde der Zündverzug des Steinkohlenteeröls sehr stark herabgesetzt, während die Verkürzung beim Gasöl praktisch unbedeutend war.

Die starke Verkürzung des Zündverzuges beim Steinkohlenteeröl erklärt sich aus der verschiedenen Lage der Zündzonen. Beim Gasöl (linke Seite des Bildes 55) wandert infolge des kurzen Zündverzuges die Zündzone beim Aufspritzen nur wenig an den Kolben heran; ebenso wird der Abstand vom kalten Zylinderdeckel nur wenig vergrößert. Dadurch erklärt sich die geringe Abnahme des Zündverzuges. Beim Steinkohlenteeröl liegt die Zündzone infolge des längeren Zündverzuges weiter entfernt von der Düse (rechte Seite des Bildes 55). Die Zündzone kommt deshalb beim Aufspritzen viel intensiver mit der heißen Kolbenoberfläche in Berührung, während sich gleichzeitig der Abstand vom kalten Zylinderdeckel stärker vergrößert. Damit wird die gegenüber dem Gasöl stärkere Verkürzung des Zündverzuges beim Steinkohlenteeröl als Folge der Verbesserung der Wärmeübergangsverhältnisse erkannt.

5 Zusammenfassung

Die bisher weniger beachtete Tatsache, daß die im Strahlkegel eingeschlossene Luft und der bereits gebildete Kraftstoffdampf sich ebenfalls mit hoher Geschwindigkeit vorwärtsbewegen, gibt dem Aufspritzvorgang im Dieselmotor den Charakter eines Strömungsvorganges. Luft und Kraftstoffdampf sind die Träger der Umlenkung des Strahles. Dadurch bleibt der Strahl aufbau auch nach dem Auftreffpunkt grundsätzlich erhalten. Die Strahlentwicklung erfolgt wie bei dem ungestörten Strahl durch den dichten Strahlkern, um den mit nach außen abnehmender Wichte und Geschwindigkeit der Strahlmantel gebildet wird. Hinter der Auftreffstelle wandert der Kern dicht an die Wand heran, ohne diese zu berühren. Der Strahl entwickelt sich in Wandnähe, ohne von der Wand freikommen zu können. Im flüssigen Zustand kann der Kraftstoff die Wand nur unter besonderen Bedingungen treffen. Senkrecht Aufspritzen ist besonders ungünstig. Zurückspritzen von Kraftstoff im Sinne einer Reflexion findet nicht statt. Wandtemperaturen über 550° C verhindern das Auftreffen flüssigen Kraftstoffes durch die Herbeiführung des Leidenfrostschens Phänomens. Hohe Wandtemperaturen ergeben eine zusätzliche Aufheizung des Strahles, die eine bedeutende Abnahme des Zündverzuges mit steigender Wandtemperatur zur Folge hat. Die Abnahme des Zündverzuges mit steigender Wandtemperatur beeinflusst den ersten Teil des Verbrennungsablaufes im Sinne einer Herabsetzung der Zündspitze. Andererseits wird dadurch die Verwendung weniger zündwilliger Kraftstoffe ermöglicht. Infolge der Verzögerung der Gemischbildung steigt die Durchbrennzeit beim Aufspritzen mit zunehmender Wandtemperatur. Deshalb muß beim Aufspritzen die Gemischbildung in stärkerem Maße durch Luftbewegung gefördert werden.

6 Schriftumsverzeichnis

- [1] G. Beck, Zur Umsetzung in technischen Flammen (VDI-Forsch.-Heft 377, S. 1). — Berlin: VDI-Verlag 1936.
- [2] K. Blume, Einfluß der physikalischen Kraftstoffeigenschaften auf den Einspritzvorgang. — Diplomarbeit Maschinenlaboratorium T. H. Dresden 1936.
- [3] F. Dreyhaupt, Eine neue Theorie der motorischen Zündvorgänge. (Erscheint demnächst.)
- [4] Ch. Erichsen, Verbrennung im Dieselmotor (VDI-Forsch.-Heft 377, S. 21). — Berlin: VDI-Verlag 1936.
- [5] H. Hintz, Dieselmotoren mit Strahlzerstäubung. — Z. VDI Bd. 69 (1925) S. 673.
- [6] O. Hofelder, Zündung und Flammenbildung bei der Diesel-Brennstoff-Einspritzung (VDI-Forsch.-Heft 374). — Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [7] E. Hubendick, Versuchsergebnisse einer Hesselman-Verbrennungsmaschine. — Z. VDI, Bd. 69 (1925) S. 737.
- [8] E. Justi, Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase. — Berlin: J. Springer 1938.
- [9] E. Koch, Technisches über EC-Kolben. — Bad Cannstatt: Mahle Komm.-Ges. 1938.
- [10] W. Lindner, Grundlagen der Prüfung und Bewertung der flüssigen Kraftstoffe. — Z. VDI Bd. 83 (1939) S. 25.

- [11] S. Meurer, Beitrag zum Bau piezoelektrischer Indikatoren. — Forsch.-Ing.-Wes. Bd. 8 (1937) S. 249.
 [12] F. A. F. Schmidt, Theoretische Untersuchungen und Versuche über Zündverzögerung und Klopfvorgang (VDI-Forsch.-Heft 392, S. 1). — Berlin: VDI-Verlag 1938.
 [13] H. H. Wolfer, Der Zündverzögerung im Dieselmotor (VDI-Forsch.-Heft 392, S. 15). — Berlin: VDI-Verlag 1938.
 [14] Heavy Oil Engines for British Submarine Boats. — Engineering Bd. 108 (1919) S. 8.
 [15] Hütte, des Ingenieurs Taschenbuch, 26. Aufl., Bd. I, S. 561/62. — Berlin: W. Ernst & Sohn 1931.

000936

Zündverzögerungsmessung mittels Photozellen in verschiedenen Wellengebieten

Von Dr.-Ing. K. STALLECHNER VDI, Ludwigshafen/Rhein¹⁾

1 Einleitung

Für die Weiterentwicklung des Dieselmotors ist die Beherrschung des Verbrennungsvorganges von größter Wichtigkeit. Es ist dabei eine notwendige Voraussetzung, alle Umstände, die die Verbrennung im Motor beeinflussen, zu kennen. Von größter Bedeutung ist hier die Erforschung der Vorgänge bei der Einleitung der Verbrennung, d. h. während der Zündverzögerungsperiode. Werden geeignete Meßeinrichtungen benutzt, so kann man den Zündverzögerung unmittelbar messen. Wegen seines großen Einflusses auf den Motorbetrieb und seiner Eignung als Kennzeichen eines Kraftstoffes als Dieselmotorkraftstoff ist er der Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten geworden. Zur Klärung des Wesens des Zündverzögerung wurden mit verschiedenen Dieselmotorkraftstoffen Zündverzögerungsuntersuchungen sowohl am Motor, als auch an Versuchsbomben ausgeführt. Ebenfalls wurden experimentelle und theoretische Untersuchungen der Verbrennungsvorgänge während der Zündverzögerungsperiode oft behandelt.

Der Zündverzögerung wurde experimentell bestimmt

1. aus dem Indikatorogramm. Dieses wurde entweder mit Bleistiftindikatoren [1, 3, 5, 9]²⁾, oder heute fast ausschließlich mit dem piezoelektrischen Indikator [6, 14, 19] gewonnen.
2. aus photographischen Aufnahmen [6] der Einspritzung und des Verbrennungsbeginnes des Kraftstoffes,
3. nach der Ionisationsmethode [7, 17, 19],
4. durch Messung der bei der Verbrennung ausgesandten Strahlung mittels Photozellen [4, 10, 13, 14, 19].
5. durch spektroskopische Untersuchungen des Verbrennungsvorganges [11, 12].

Für das Verhalten der Kraftstoffe im Motor bilden die Bombenversuche eine gute Grundlage, wenn es auch nicht möglich ist, den Motorprozeß an Bomben vollkommen nachzuahmen. Am Motor läßt sich die Größe, von der der Zündverzögerung hauptsächlich abhängt, nämlich die Verbrennungslufttemperatur, nicht in dem Maße ändern, wie an Bomben. Man kann aus den an Bomben gewonnenen Ergebnissen Rückschlüsse ziehen, zu welchem Zeitpunkt der Kraftstoff in den Verbrennungsraum des Motors eingespritzt werden muß, damit man einen möglichst raschen Einsatz der Verbrennung erhält.

Für die vorliegende Arbeit war die Aufgabe gestellt, durch Versuche die Verwendungsmöglichkeit der Photozellen zu Zündverzögerungsmessungen zu klären. Es wurden an der *Wentzelschen Bombe* [5] ermittelt

1. in welchem Teil des sichtbaren Wellengebietes die erste Strahlung am verbrennenden Kraftstoff auftritt. Hierzu wurden neben zwei Photozellen verschiedener Farbempfindlichkeit (blau- und rotempfindlich) mehrere Farbfilter benutzt, um im sichtbaren Wellengebiet eine monochromatische Strahlung zu erhalten,
2. der Ort des ersten Zündungsbeginnes am eingespritzten Kraftstoffstrahl durch dessen Abtastung mit Lochblenden,
3. der Zündverzögerung bei verschiedenen Kraftstoffen. Hier wurden auch an einem Kraftstoff vergleichsweise Messungen mit dem piezoelektrischen Indikator ausgeführt.

Die Versuche für Teil 2 und 3 wurden nur mit der rotempfindlichen Zelle ausgeführt, da sich in deren Empfindlichkeitsgebiet der erste Strahlungsbeginn ergab.

¹⁾ Die Versuche zu dieser Arbeit sind im Laboratorium für Wärmekraftmaschinen der Technischen Hochschule München ausgeführt worden. Herrn Professor Dr.-Ing. Dr.-Ing. o. h. W. Nußelt VDI, der mir die Arbeit übertrug, möchte ich für seine wohlwollende Anteilnahme und wertvollen Ratschläge meinen ergebensten Dank aussprechen. Die Mittel für die Durchführung dieser Untersuchungen wurden vom Reichsverkehrsministerium zur Verfügung gestellt, wofür auch an dieser Stelle bestens gedankt sei.

Der Beitrag wurde gleichzeitig von der Technischen Hochschule München (D 91) als Dissertation angenommen.
²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis auf S. 43.

2 Einzelheiten der Versuchsdurchführung

21 Versuchseinrichtung

Zu den Versuchen konnte die Einrichtung benutzt werden, die *Wentzel* [5] gebaut hat. Nur kam an Stelle des von ihm und *Müller* [9] benutzten Bleistiftindikators ein piezoelektrischer Indikator zur Anwendung. Außerdem wurde zur Messung des Zündverzuges eine Photozelle in die Bombenwand eingesetzt. Hierfür mußte die Bombe wie folgt umgebaut werden (Bild 1). An Stelle einer der 16 Ober- und Unterteil der Bombe zusammenhaltenden Schrauben wurde im Flansch des Bombenober-teiles eine Bohrung angebracht, in die das Quarzglasfenster, in einer Stärke von 12 mm, in einem Glashalter (Bild 1a) zwischen Klingerichtungen gelagert, eingeführt wurde. Der Quarzglashalter mußte gegen Überdruck im Bombeninnern durch einen Gewindestopfen festgehalten werden. Der Gewindestopfen hatte eine Bohrung von 34 mm Dmr., in die die Photozelle mit Zellenhalter gebracht werden konnte. Die Photozelle ließ sich bis an das Quarzglasfenster schieben. Der Quarzglashalter war so ausgeführt worden, daß auf der dem Brennraum der Bombe abgekehrten Seite Farbfilter bzw. Lochblenden auf das Quarzglas gelegt werden konnten. Bei ganzer Ausnutzung der freien Fensterfläche (28 mm im Dmr.) umfaßte die Photozelle einen Strahlungswinkel (Raumwinkel) von

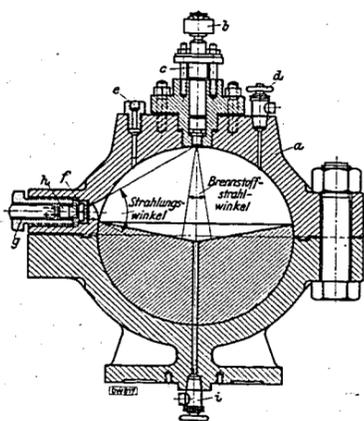


Bild 1 (links). Versuchseinrichtung.
 a Versuchsbombe
 b Magnet zur Registrierung des Düsenadelhubes
 c Kraftstoffventil
 d drei Ventile (um 90° gegeneinander versetzt) zum Anschluß des Feinmeßmanometers, des Kontakts
 manometers und der Auffüllflaschen
 e Bohrung für die Zündkerze
 f Quarzglasfenster
 g Photozellenhalter
 h Photozelle
 i Ventil zum Evakuieren der Bombe

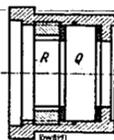


Bild 1a. Quarzglashalter.
 Q Quarzglasfenster 12 mm stark,
 40 mm Dmr.
 R Raum für Photozelle, Farbfilter und Blenden.

etwa 62° . Durch diese Anordnung konnte mit der Photozelle der ganze Kraftstoffstrahl erfaßt werden. Bild 1 zeigt einen Schnitt durch die Versuchsbombe mit eingebauter Photozelle und eingebautem Düsenhalter. Der Brennraum der Bombe wurde durch einen Einsatz aus Stahlguß auf 16,7 Liter verkleinert. Die Wichte der Ladung betrug bei sämtlichen Versuchen $\rho_L = 10 \text{ kg/m}^3$.

Nach Angaben der Heraeus-Quarzglasgesellschaft, Hanau, läßt das verwendete Quarzglas Strahlung im Wellenlängenbereich von $300 \text{ m}\mu$ bis $4000 \text{ m}\mu$ restlos durchgehen. Quarzglas wurde deshalb verwendet, damit die Strahlung, entsprechend den Empfindlichkeitsgebieten der Photozellen (Bild-3), ungeschwächt auf die lichtempfindliche Schicht der Photozellen fallen konnte.

Zur Einspritzung des Kraftstoffes wurde die von *Wentzel* [5] konstruierte Vorrichtung benutzt. Als Einspritzdüse kam bei allen Versuchen eine Bosch-Zapfendüse (DN 15 T 4) mit einem Zapfendurchmesser von 3 mm und einem Kraftstoffstrahlwinkel von 15° zur Anwendung. Der Einspritzdruck des Kraftstoffes betrug etwa 280 at.

Um die Einspritzung aufzeichnen zu können, wurde die Düsenadel nach oben verlängert und ein Hufeisenmagnet mit vier Spulen von insgesamt 8000Ω Widerstand aufgesetzt. Beide Pole des Hufeisenmagneten wurden durch ein 3 mm starkes Weicheisenplättchen, das an der Düsenadelverlängerung befestigt war, überbrückt. Bei Anhub der Düsenadel änderte sich der Luftspalt zwischen dem Magneten und dem Plättchen. Durch das Vergrößern des Luftspaltes änderte sich die Kraftlinienzahl im Magneten, wodurch in den Spulen des Magneten eine induzierte Wechselspannung auf-

trat. Diese Wechselspannung wurde an das eine Ablenkplattenpaar einer Zweistrahlröhre angelegt. Durch ein Gewinde im Gehäuse des Hufeisenmagneten konnte der Abstand zwischen Plättchen und Magneten verstellbar werden. Er betrug bei sämtlichen Versuchen 0,3 mm.

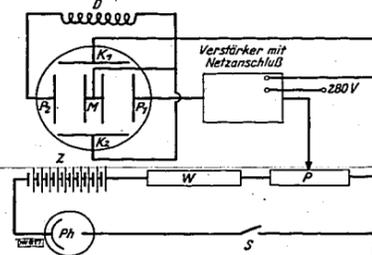
22 Kathodenoszillograph mit Photozellenkreis

Zur Aufzeichnung der einzelnen Meßvorgänge, Düsenadelanhub, Zeitzeichen, Strahlungs- und Druckverlauf wurden eine Zweistrahlröhre und eine Einstrahlröhre verwendet. Die Strahlungen wurden mit einer Trommelumlaufkamera mit einer Optik 1:2 aufgezeichnet. Bei Versuchen, bei denen der Druckverlauf nicht registriert wurde, diente lediglich die Zweistrahlröhre zur Wiedergabe der Meßvorgänge.

Da die bei Verbrennungsbeginn auftretende Strahlung sehr geringe Intensität hat, mußte der von der Photozelle gelieferte Strom verstärkt werden. Vorversuche, die mit selbstgebaute Gleichstromverstärker gemacht wurden, ergaben, daß der Verstärkungsfaktor bei den Versuchen ohne Farbfilter auf den Einsatz der Verbrennung ohne Einfluß ist.

Für die Hauptversuche wurde dann der in den Nierschen Apparat³⁾ eingebaute Verstärker benutzt. Der Niersche Apparat besteht aus einem Zweistrahlkathodenoszillographen, einem Netzanschlußgerät und einem Verstärker. Zwischen Verstärkereingang dieses Apparates und Photozelle wurde für

Bild 2. Anschluß der Photozelle an den Nierschen Apparat.
 K₁, K₂, M, P₁, P₂ Ablenkplatten der Zweistrahlröhre (K₁, K₂ und M an 280 V angeschlossen)
 W Zellenwiderstand
 P Potentiometer
 Ph Photozelle
 S Schalter
 Z Zellenbetriebsspannung aus Akkubatterie
 D Magnet zur Düsenadelhubregistrierung



die Zelle ein Sicherheitswiderstand von $0,4 \text{ M}\Omega$ und ein Potentiometer von $0,1 \text{ M}\Omega$ Widerstand eingeschaltet (Bild 2). Über diese beiden Widerstände gelangte der in der Photozelle — durch Belichtung der lichtempfindlichen Schicht (Kathode) derselben — erzeugte Strom auf das Gitter des Eingangsröhres des Verstärkers. Das vorgeschaltete Potentiometer diente dazu, um für die später beschriebenen Farbfilterversuche ein Regelelement zu haben, wodurch die Verschiedenheit der Durchlässigkeit der Farbfilter und der Empfindlichkeit der beiden Photozellen ausgeglichen werden konnte. (Hierauf wird ausführlich in Abschnitt 23 eingegangen.) Der Verstärker hatte 350fache Spannungsverstärkung. Sollte neben dem Strahlungsverlauf auch noch der Druckverlauf aufgenommen werden, dann wurde die durch die Düsenadelbewegung erzeugte Wechselspannung auf das Ablenkplattenpaar der vorher erwähnten Einstrahlröhre gegeben. Diese war zur gleichzeitigen photographischen Aufnahme auf ein lichtempfindliches Papierband senkrecht zur Zweistrahlröhre angebracht. Die Strahlbewegung auf dem Einstrahlrohr wurde über einen oberflächenversilberten Spiegel umgelenkt.

Würde bei den Versuchen nur der Strahlungsverlauf und die Düsenadelbewegung aufgenommen, so kam als Zeitmarke die bereits in den Nierschen Apparat eingebaute zur Anwendung. Bei der Aufnahme von Strahlungs-, Druckverlauf und Düsenadelbewegung wurde die Zeitmarke dadurch erhalten, daß sich ein Kondensator über eine Glühlampe und einen Widerstand entlud. Dieses Zeitzeichen war an das Ablenkplattenpaar der Einstrahlröhre angeschlossen, während das Zeitzeichen für die beiden anderen Strahlen ausgeschaltet war. Kondensator und Widerstand wurden so gewählt, daß sich als Zeitkonstante $1/50$ Sekunde ergab. Die Strahlzugehörigkeit wurde aus den Zeitzeichen der beiden Elektronenstrahlen (Zweistrahlrohr allein im Betrieb) bzw. durch Aufnahme der Nulllage der drei Elektronenstrahlen (Zweistrahlrohr und Einstrahlrohr im Betrieb) erhalten. Die Meßvorgänge wurden auf hochempfindliches Registrierpapier aufgenommen, das eine Geschwindigkeit von 2 bis 3 m/s hatte.

³⁾ Dieser Apparat wird von der Firma Dr.-Ing. M. Nier, Dresden, gebaut.

23 Photozellen und Farbfilter

Die für die Versuche verwendeten beiden Photozellen hatten verschiedene lichtempfindliche Schichten. Die Lichtempfindlichkeit ist, abhängig von der Wellenlänge, so gegeben, daß die Maximalempfindlichkeit jeder Schicht gleich 100% gesetzt ist [8], Bild 3. Beide Zellen wurden von der Infram G. m. b. H., Leipzig, bezogen; die eine war blau-, die andere rot empfindlich. Die Daten der beiden Zellen sind in Zahlentafel 1 aufgeführt. Beide Zellen waren gasgefüllt.

Für die Versuche wurden deshalb zwei Zellen verschiedener spektraler Empfindlichkeit gewählt, weil untersucht werden sollte, in welchem Teil des sichtbaren Wellengebietes die Strahlung zuerst auftritt. Es zeigt sich aber, daß sich die Empfindlichkeit der beiden Zellen über ein sehr großes Wellengebiet erstreckt (Bild 3). Aus diesem Grunde wurden Versuche mit acht vor die beiden Photozellen geschalteten Farbfiltern der Agfa gemacht. Diese Farbfilter teilen das sichtbare Wellengebiet in annähernd acht gleiche Teile auf und ergeben bei verschiedener Zusammenstellung mit den beiden Zellen ein engbegrenztes monochromatisches Wellengebiet. Die verschiedenen Empfindlichkeitskurven sind, abhängig von der Wellenlänge, für die einzelnen Zusammenstellungen in Bild 4 dargestellt. Filter A, B, C und D wurden vor die blauempfindliche Zelle, Filter E, F, G und H vor die rot empfindliche Zelle geschaltet. Da nun die einzelnen Zusammenstellungen so verschiedene prozentuale Empfindlichkeitskurven aufweisen, mußte die ganze Meßeinrichtung — Photozelle, Farbfilter und Verstärker — auf stets konstante Verstärkung des ganzen Systems geeicht werden, d. h. es mußte das Produkt aus der prozentualen Farbfilterdurchlässigkeit, der prozentualen Photozellenempfindlichkeit und dem Verstärkungsfaktor des Verstärkers für jede Wellenlänge denselben konstanten Wert ergeben. Der Verstärker hatte 350fache Spannungsverstärkung. Die Empfindlichkeitskurven der einzelnen Zusammenstellungen zeigen nun, daß die vorher angegebene Bedingung nicht erfüllt ist. Die Eichung wurde nun durch Vergleich mit einer Lichtquelle bekannter spektraler Energieverteilung vorgenommen. Mittels dieser Lichtquelle und dem in Bild 2 angegebenen Potentiometer P konnte zu jeder Zusammenstellung und für jede Wellenlänge der entsprechende Energiewert der Lichtquelle eingestellt werden. Die Empfindlichkeitskurven der verschiedenen Zusammenstellungen (Bild 4) weisen nun noch von ihrem Maximum aus einen langsam abfallenden Verlauf nach dem lang- und kurzwelligen Gebiet hin auf. Es wurde nun bei der Durchführung der Eichung dem Maximum der Empfindlichkeitskurve jeder Zusammenstellung der entsprechende Energiewert der Lichtquelle (Eichquelle) zugeordnet. Als Eichquelle wurde eine Osram-Episkop-Lampe (110 V, 500 W) gewählt, deren ausgestrahlte Energie von der Osram G. m. b. H., Berlin, auf eine Farbtemperatur von 3000° K eingestellt war [2]. Aus der Energieverteilungskurve des schwarzen Körpers für 3000° K konnte zu jedem Maximum der Empfindlichkeitskurven der Zusammenstellungen bei der Eichung der erforderliche Energiewert mittels des erwähnten Potentiometers am Leuchtschirm der Zweistrahlröhre eingestellt werden, so daß die Ausschläge des Elektronenstrahles aus dessen Nullage den Energiewerten der Eichquelle bei der entsprechenden Wellenlänge entsprachen. Bei Filter Nr. 57 und 58, deren Durchlässigkeiten über 700 m μ nicht bekannt waren, wurde das Potentiometer so eingestellt, daß der Ausschlag des Elektronenstrahles dem Energiewert der Eichquelle bei 700 m μ entsprach. Die erhaltenen Eichwerte sind in Zahlentafel 2 zusammengestellt. Dabei ist der Energiewert in Skalenteilen (SKT) angegeben.

Der Abstand zwischen der lichtempfindlichen Schicht der Photozelle und der Eichquelle betrug etwa 20 cm. Es wurde zunächst versucht, den Abstand der Eichlampe von der lichtempfindlichen Schicht der Zelle gleich dem Abstände lichtempfindliche Schicht—Kraftstoffaustritt aus der Düse zu machen, nämlich 35 cm, aber es erwies sich hierbei die Lichtstärke der Episkoplampe für das Filter D zu gering. Bei Verwendung der rot empfindlichen Zelle für die Filter E mit H wurde die Zellenbetriebs-

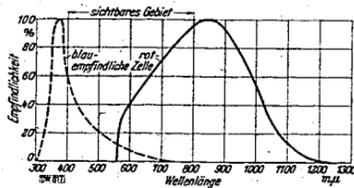


Bild 3. Spektrale Empfindlichkeit der beiden Photozellen

Zahlentafel 1. Empfindlichkeit und Zündspannung zweier Zellen.

Art der Zelle	Empfindlichkeit der Zelle bei 100 V Zellenbetriebsspannung	Zündspannung
Blauempfindliche Zelle	$30 \cdot 10^{-10}$ A/mlm*)	150 V
Rotempfindliche Zelle	$6000 \cdot 10^{-10}$ A/mlm	140 V

*) Ampero je Millilumen.

000937

spannung so klein gehalten, weil bei höherer Zellenbetriebsspannung eine befriedigende Einstellung des in Frage kommenden Energiewertes mit dem Potentiometer nicht mehr möglich war. Das Gleichbleiben der Potentiometereinstellung bei dieser Zellenart erklärt sich teils daraus, daß das Empfindlichkeitsmaximum der einzelnen Zusammenstellungen prozentual fast denselben Wert hat, teils aus der Zunahme des Energiewertes des schwarzen Strahlers mit steigender Wellenlänge. Bemerkenswert ist noch, daß das Potentiometer eine Skala mit 100-Grad-Einteilung hat und daß der Ausschlag des Elektronenstrahles am Zweistrahlrohr von 100° nach 0° hin zunimmt.

Im zweiten Teil der Versuche wurde der Ort des Einsatzes der Verbrennung am Kraftstoffstrahl mit der Photozelle ermittelt. Ein punktförmiges Abtasten des Kraftstoffstrahles war nicht möglich, da mit der Photozelle immer ein Raumwinkel erfaßt wurde. Es wurden drei Versuchsreihen mit Lochblenden ausgeführt. Diese Lochblenden hatten einen Lochdurchmesser von 2 mm und waren aus Hartgummi hergestellt. Sämtliche drei Lochblenden hatten exzentrische Bohrungen, und zwar war die Lochachse der einen Lochblende parallel zur Blendenachse, während die beiden anderen Lochachsen mit der Blendenachse einen Winkel von 25 bzw. 155° bildeten. Die Blenden hatten eine Länge von 14 mm. Auf diese Weise wurden drei Bereiche des Kraftstoffstrahles erfaßt, und zwar einer in der Nähe der Düse, dann die Kraftstoffstrahlmitte und schließlich noch das Kraftstoffstrahlende (Bild 5). Eine punktförmige Abtastung des Kraftstoffstrahles ließe sich nur bei sehr langer Blende bzw. bei sehr kleinem Durchmesser der Blenden erreichen. Dies aber hat den Nachteil, daß die auf die lichtempfindliche Schicht der Photozelle fallende Lichtmenge sehr gering wird. Bei der hier beschriebenen Versuchseinrichtung kommt wegen der Kugelform der Bombe außerdem noch hinzu, daß bei Verwendung von Blenden mit kleinem Lochdurchmesser nur ein enger Bereich des mittleren Teiles des Kraftstoffstrahles hätte erfaßt werden können.

Im dritten Versuchsabschnitt wurde der Zündverzug von fünf Gasölen ermittelt. Die Versuche wurden — wie die Blendenversuche — nur mit der rot empfindlichen Zelle ausgeführt, da die Versuche mit den Farbfiltern und den beiden Photozellen ergaben, daß die Strahlung im langwelligen Teil des sichtbaren Wellengebietes einsetzt.

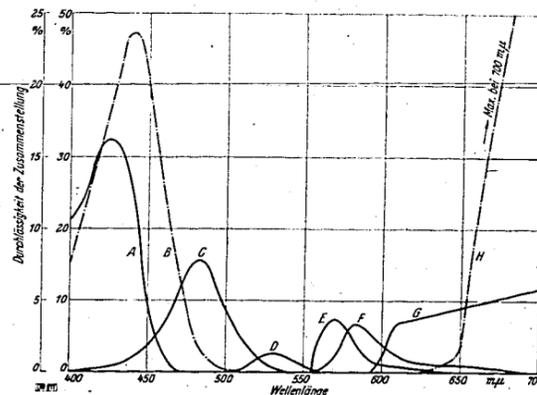


Bild 4. Spektrale Durchlässigkeit der Zusammenstellung Filter und Photozelle.

Blauempfindliche Zelle mit Filter A, B, C, D; rot empfindliche Zelle mit Filter E, F, G, H. Der kleinere Maßstab (0 bis 50%) gilt für die Kurven B und H.

Zahlentafel 2. Eichwerte der Farbfilter-Zellen-Zusammenstellungen.

Filter Nr. *)	Energiewert des schwarzen Körpers für $T_f = 3000^\circ \text{K}$ SKT	Empfindlichkeitsmaximum bei Wellenlänge m μ	Am Zweistrahlrohr eingestellter Ausschlag SKT	Potentiometer-einstellung SKT	Zellenbetriebsspannung V
59 (A)	56,0	425	14,6	72,0	80
552 (B)	69,5	442	18,5	77,0	80
53 (C)	114,0	483	29,8	36,0	100
54 (D)	172,5	530	45,0	29,5	140
55 (E)	225,5	568	58,0	83,5	60
56 (F)	243	583	64,4	83,0	60
57 (G)	283	700	100,0	81,0	60
58 (H)	283	700	100,0	80,5	60

*) Die eingeklammerten Buchstaben beziehen sich auf die Bezeichnungen in den Diagrammen.

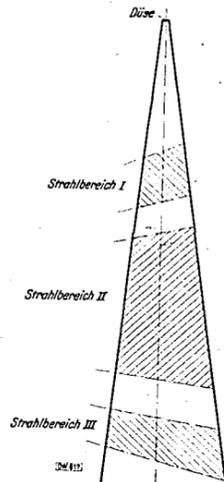


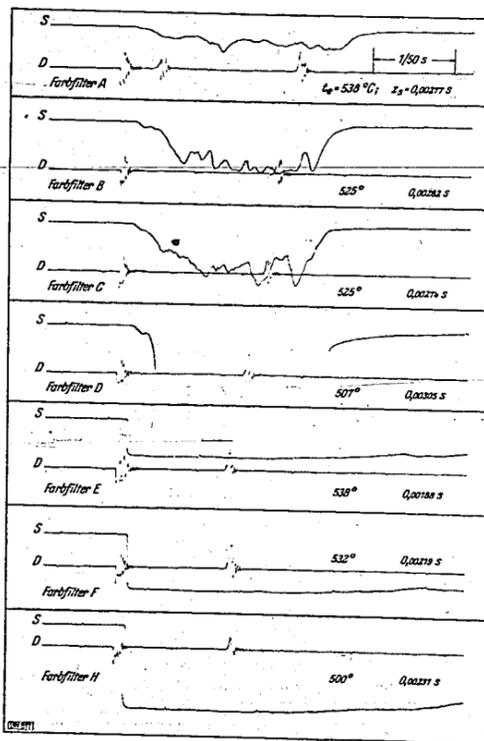
Bild 5 (oben). Abtastung des Kraftstoffstrahles durch die drei Blenden.

Einspritzvorrichtung, wobei zuvor die zum Einspritzventil gehende Druckleitung entlüftet wurde. Anschließend wurde das Relais [5], das eine Kontaktwalze bediente, eingestellt, wobei hier der von *Wentzel* zur Erregung eines Zeitschreibers benutzte Kontaktstreifen zur Auslösung des Kompurverschlusses der Trommelumlaufkamera diente. Nachdem die Gase etwa 10 min diffundiert hatten, wird, falls der Druck in der Bombe noch größer als 9,1 ata ist, solange Gas durch ein Ventil abgelassen, bis der erwähnte Ladedruck erreicht ist. Nach Einschaltung sämtlicher für die Inbetriebsetzung der Kontaktwalze nötigen Spannungen wird die Zündung des $N_2-O_2-H_2$ -Gemisches durch eine Zündkerze, die im Sekundärkreis eines mit 4 V betriebenen Induktors liegt, eingeleitet. Am Kontaktmanometer steigt der Druck durch die bei der Verbrennung freiwerdende Energie, bis der Maximaldruck erreicht ist. Beim Rückgang

24 Ablauf eines Versuches

Die Versuchsbombe wurde vor Beginn jedes Versuches mit einer Wasserstrahlpumpe bis auf ein Vakuum von 12 bis 20 mm QS evakuiert. Es erfolgte hierauf die Aufladung mit Stickstoff, Sauerstoff und Wasserstoff in der angegebenen Reihenfolge, entsprechend den Partialdrücken der einzelnen Gase so, daß nach der Verbrennung dieses Gasgemisches ein $\rho_2 = 10 \text{ kg/m}^3$ und ein Sauerstoffgehalt von 21% in der Versuchsbombe vorhanden war. Zunächst wurde bei 5,4 at N_2 , dann bei um 2,4 at bzw. um abermals 1,3 at höherem Druck O_2 bzw. H_2 aus Stahlflaschen in die Bombe eingefüllt. Der Gesamtdruck der Gasladung betrug 9,1 ata. Inzwischen wurden bereits die Zweistrahlröhre und die Trommelumlaufkamera in Betrieb gesetzt. Dann erfolgte die Spannung der

Bild 6 (unten). Strahlungsdiagramme von Versuchen mit verschiedenen Farbfiltern.
S Strahlung; D Düsenadelhub; t_e Einspritztemperatur; z_e Zündverzögerung.



des Druckes wird bei dem am Kontaktmanometer vorher eingestellten Druck der Schwachstromkreis über das Relais geschlossen; dieses schaltet auf den Starkstromkreis um. Es erfolgen nun rasch aufeinander das Auslösen des Kompurverschlusses zur Aufnahme der zwei bzw. drei Meßvorgänge, das Auslösen der Einspritzpumpe durch einen Magneten, der ein Gewicht zum Herunterfallen bringt. Durch das Auslösen des Pumpenkolbens wird das Öl mit einem Druck von etwa 280 at in das vorher verbrannte Gasgemisch eingespritzt. Die Regelstange der Boschpumpe war für sämtliche Versuche auf die gleiche Fördermenge eingestellt. Das Ablesen des bei der Einspritzung des Öles in der Bombe herrschenden Druckes erfolgte beim Fallen des Gewichtes. Bei den Versuchen, bei denen auch der Druckverlauf mit aufgenommen wurde, war eine amplitudenmäßige Auswertung der Druckdiagramme nicht möglich, da der Quarzindikator bereits längere Zeit unter dem Ladedruck der Bombe stand und eine Eichung des Indikators unter diesen Bedingungen nicht möglich war. Durch das Ablesen des Druckes kann sich ein Fehler von $\pm 0,2 \text{ at}$ in der Genauigkeit des Einspritzdruckes ergeben. Diese nicht ganz exakte Bestimmung des Einspritzdruckes bedingt einen Fehler der Einspritztemperatur von $\pm 6^\circ$, was bei niedrigen Einspritztemperaturen einen prozentualen Fehler von $\pm 2\%$ ($t_e = 300^\circ C$), bei hohen Einspritztemperaturen einen solchen von $\pm 0,75\%$ ($t_e = 800^\circ C$) ausmacht. Da die Abkühlung des bei der Vorverbrennung erhaltenen Gases bei konstantem Volumen erfolgt, ist die Ermittlung der bei der Einspritzung des Dieselkraftstoffes in der Bombe herrschenden Temperatur leicht möglich, wobei Höchsttemperatur und Höchstdruck bei der Vorverbrennung aus der Zusammensetzung des in die Bombe eingefüllten Gasgemisches und den Anfangszuständen berechnet werden können. Der Zeitraum von der Einleitung der Vorverbrennung bis zur Einleitung der Verbrennung des Dieselkraftstoffes beträgt bis zu 10 s. Nach erfolgtem Versuch wird die Bombe entleert und für den nächsten Versuch vorbereitet. Es sei noch bemerkt, daß das Quarzfenster immer nach 20 Versuchen ausgebaut und gereinigt wurde, wobei sich an ihm lediglich Wasser niedergeschlagen hatte.

Für die Versuche, die ohne Filter und ohne Blenden gemacht wurden, ergibt sich ein Strahlungsverlauf, ähnlich den in Bild 6 unter D bis H dargestellten Kurven. Die erste Aufzeichnung der Düsenadelbewegung gibt das Öffnen des Einspritzventiles, die zweite Aufzeichnung gibt das Schließen des Ventiles wieder. Die lange Nachstrahlung, die sich bei diesen Diagrammen zeigt, kann als Temperaturstrahlung gedeutet werden. Bei einem Versuch wurde die Dauer dieser Strahlung mit einem Werte größer als 1 s gemessen. Der Beginn der Strahlung kann aber nicht mit Temperaturstrahlung erfolgen, da nach der Vorverbrennung die Temperatur in der Bombe dauernd im Sinken ist. Wäre hier Temperaturstrahlung vorhanden, so würde sich kaum ein fast senkrecht absteigendes Abreißen der Strahlung aufzeichnen. Eine Art Vorverbrennung ist in den wiedergegebenen Diagrammen darin zu erkennen, daß der Strahlungsverlauf weniger steil beginnt und die Strahlung erst nach einiger Zeit sehr stark an Intensität zunimmt. Die Vorverbrennung ist in Diagramm D, Bild 6, gut zu erkennen. Der fast gleichbleibende Verlauf der Strahlung nach Erreichung des Maximums liegt darin, daß der Verstärker des Nierschen Apparates bei 1 V Verstärkereingangsspannung bereits angesteuert war. Versuche, bei denen Druck- und Strahlungsverlauf zusammen aufgenommen wurden, ergaben immer, daß der Druckanstieg erst dann erfolgte, wenn die Strahlung bereits ihr Maximum erreicht hatte. Auf die Diagrammform der in Bild 6 noch gezeigten Diagramme wird in Abschnitt 3 eingegangen werden.

25 Untersuchte Öle

Es wurden zwei Gasöle amerikanischer und drei deutscher Herkunft untersucht, und zwar:

1. Diesel-Shell, amerikanisches Gasöl der Rhenania-Ossag,
2. Amerikanisches Gasöl (Standard Oil),
3. Dollbergener Gasöl (Deutsche Gasolin AG., Dollbergen),
4. Misburger Gasöl (Deurag, Gewerkschaft Deutsche Erdölraffinerie, Misburg bei Hannover),
5. Deutsches Dieselmotorenöl (Deutsche Petroleum AG., Erdölwerke Wilhelmsburg, Harburg-Wilhelmsburg).

Zahlentafel 3 enthält die Analysen dieser fünf Öle. Die Werte für Öl 1 sind der Dissertation *Herle* [19], die für Öl 2 bis 5 einem Bericht von *H. Müller* [9] entnommen.

3 Auswertung der Versuche

Die Ergebnisse für das Deutsche Dieselmotorenöl, für das der Zündverzug, abhängig von der Wellenlänge, und das erste Aufleuchten am eingespritzten Kraftstoffstrahl ermittelt wurden, ergaben sich aus etwa 700 Versuchen. Für die anderen, im Abschnitt 32 behandelten vier Öle wurden die Zündverzugswerte aus etwa 300 Versuchen erhalten. Einige Vorversuche, bei denen die Verbrennung des Öles durch das Fenster in der Bombe mit dem Auge beobachtet wurde, ergaben eine sehr stark gelbrot leuchtende Flamme. Bei der Eichung der Farbfilter-Zellen-Zusammenstellungen mit der 500-W-Episkoplampe ergaben sich die in Zahlentafel 2 unter Spalte IV angegebenen Werte für den Ausschlag des

Zahlentafel 3. Ölanalysen.

	Ölsorte				
	1	2	3	4	5
Wichte bei 15° C [kg/dm ³]	0,860*	0,856	0,842	0,8875	0,856
Zähigkeit bei 20° C [° E]	1,33	1,35	1,45	1,18	1,39
Flammpunkt [° C]	76	89	75	85	87
Stockpunkt [° C]		-19	-14	unter -20	-20,5
Anilinzahl [° C]	21	17,5	11,2	61,5	13,2
Siedeanalyse [° C]					
Siedebeginn	200	208	166	202	210
Es haben gesiedet					
5 % bei	223	227	227	216	230
15 % bei	234,5	241	247	232	243
25 % bei	239,5	251	260	225	253
35 % bei	248,5	259	273	229	263
45 % bei	252,5	270	284	232	273
55 % bei	260,5	280	297	236	282
65 % bei	269,5	290	308	242	293
75 % bei	279,5	303	321	249	308
85 % bei	297	321	341	262	327
95 % bei	326,5	346**)	360***)	300	365

*) Bei 20° C.

**) 94 % haben gesiedet.

***) 92 % haben gesiedet.

Elektronenstrahles aus dessen Nullage. Bei den Versuchen zeigte sich nun, daß der bei der Verbrennung des Öles erreichte Maximalauschlag immer größer war als der bei der Eichung erhaltene, was beweist, daß die bei der Verbrennung des Öles ausgestrahlte Maximalenergie größer ist als die Energie der Eichquelle bei der entsprechenden Wellenlänge.

31 Versuche mit deutschem Dieselmotorenöl

311 Versuchsergebnisse mit den Farbfiltern

Es ist zu prüfen, in welchem Teil des sichtbaren Wellengebietes die erste Strahlung am brennenden Kraftstoffstrahl auftritt, d. h. der kürzeste Zündverzug. Unter Zündverzug ist dabei jene Zeit zu verstehen, die — bei Verwendung der Farbfilter und Photozellen in den früher angegebenen Zusammenstellungen — vergeht, bis das erste Aufleuchten nach Einspritzbeginn auftritt, entsprechend dem Durchlässigkeitsbereich der Zusammenstellung. Der kürzeste Zündverzug ist dann durch ein ganz bestimmtes Wellengebiet gegeben.

Bild 6 zeigt einige Formen des Strahlungsbeginnes und des Verbrennungsverlaufes, wie sie mit den verschiedenen Farbfilter-Zellen-Zusammenstellungen erhalten wurden. Die Ergebnisse mit der Zusammenstellung G wurden weggelassen, da der Strahlungsverlauf annähernd der gleiche wie bei Filter H ist. Als Zündverzugswerte ergaben sich für die Zusammenstellung E (gelbgrün, Strahlungsmaximum bei 568 m μ). Ferner zeigt dieses Bild sehr deutlich, daß die Unterschiede im kürzesten Zündverzug für die einzelnen Zusammenstellungen bei verschiedenen Temperaturen sehr ungleich sind. Mit größer werdenden Temperaturen — größer als 750° C — wandert der kürzeste Zündverzug nach dem langwelligeren Gebiet hin. Die gleiche Tendenz zeigt sich im Temperaturbereich zwischen 400° und 450° C.

Bei den in Bild 6 wiedergegebenen Diagrammen ist die Einspritztemperatur für die dargestellten Versuche annähernd die gleiche gewesen. Es ergibt sich hieraus, daß die Strahlung im kurzwelligen Gebiet bei weitem nicht so intensiv und anhaltend ist. Erst von Filter E ab macht sich die lange Nachstrahlung bemerkbar. Es kann diese z. T. von C-C-Banden bei 564,5 und 618,8 m μ herrühren, z. T. aber auch noch von der Temperaturstrahlung. Der absolut kürzeste Zündverzug wird durch die Strahlung von Kohlenstoff in dem oben angegebenen Wellengebiet im sichtbaren Teil auftreten. Ericksen [12] machte bei einer spektroskopischen Untersuchung des Verbrennungsvorganges an Dieselmotoren ähnliche Beobachtungen. Bei Filter E und F ist der Verbrennungsverlauf fast immer derselbe,

000939

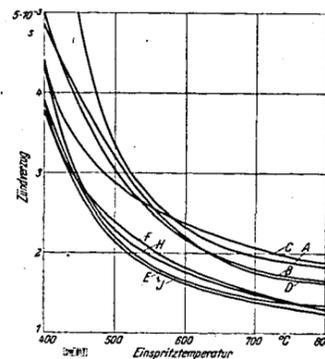


Bild 7. Zündverzug von deutschem Dieselmotoröl in Abhängigkeit von der Verbrennungslufttemperatur (Einspritztemperatur).

Die Kurven beziehen sich jeweils auf die Wellenlängen, bei denen die Zusammenstellungen A bis H ihr Empfindlichkeitsmaximum haben (Maxima aus Bild 4 zu sehen). Kurve J gibt die Zündverzugswerte wieder, die mit der rotempfindlichen Zelle ohne Farbfilter erhalten wurden.

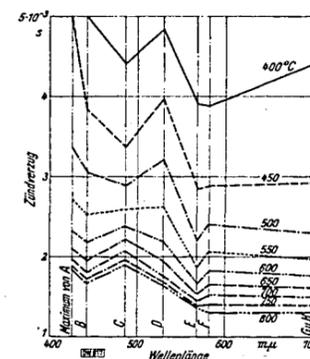


Bild 8. Zündverzug von deutschem Dieselmotoröl in Abhängigkeit vom Strahlungsmaximum der verwendeten Farbfilter-Photozellen-Zusammenstellung für verschiedene Verbrennungslufttemperaturen.

nur erscheint die Strahlung bei Filter E bis zu den beiden vorher angegebenen Temperaturgebieten früher als bei Filter F, in den vorher angegebenen Temperaturgebieten ist es umgekehrt. Die Vorverbrennung tritt bei den Versuchen mit der rotempfindlichen Zelle trotz der niedrigen Zellenbetriebsspannung gegenüber der blauempfindlichen Zelle nicht so in Erscheinung. Der Grund dürfte vielleicht in der wesentlich größeren Empfindlichkeit der erstgenannten Zelle zu finden sein (Zahlentafel 1). In allen Diagrammen der Filter E, F, G und H zeigt sich nach Erreichen von $\frac{2}{3}$ des ganzen Ausschlages ein ganz kleiner Rückgang der Strahlung, wo die Vorverbrennung als beendet angesehen werden kann. Daß bei diesen vier Filtern kein ähnliches Gebirge wie bei Filter A, B und C erscheint, wird einmal darin zu suchen sein, daß im langwelligeren Teil des sichtbaren Wellengebietes — wie Ericksen [12] in seiner Arbeit angibt — der Kohlenstoff einige der zweiatomigen Kohlenstoffbindung (C—C, siehe oben) zuzuordnende Banden besitzt, zum anderen darin, daß der Verstärker bei etwa 1 V Verstärker-eingangsspannung bereits ausgesteuert war. Kurve J, Bild 7, ist bei offenem Quarzfenster (früher angegebener Raumwinkel ganz ausgenutzt) aufgenommen und zeigt, daß die Absolutwerte des Zündverzuges sämtlich kleiner sind als die mit den Filtern erhaltenen. Da nun alle Filter nur für das sichtbare Wellengebiet durchlässig sind und die Zündverzugs nach dem kurzwelligen Teil des sichtbaren Wellengebietes hin länger werden, so muß die Strahlung am brennenden Kraftstoff im langwelligeren Gebiete beginnen.

Die Beobachtungen der Vorverbrennung wurden sehr deutlich bei den Versuchen gemacht, bei denen ein Verstärker mit etwa 70facher Spannungsverstärkung verwendet wurde. Aber auch hier zeigte sich bereits, daß der Ausschlag nach Erreichung seines Maximums längere Zeit gleich blieb, um erst dann wieder langsam in seine Nullage zurückzugehen. Die mit der Trommelumlaufkamera aufgenommenen und in Bild 6 dargestellten Diagramme sind in etwa $\frac{1}{6}$ der natürlichen Größe wiedergegeben.

Für die an und für sich einfache Art der Untersuchung der Verbrennungsvorgänge mit Farbfiltern und Photozellen wäre es erwünscht, Photozellen mit annähernd gleicher Empfindlichkeit über ein größeres Wellengebiet zu haben, und Farbfilter, die nur in einem eng begrenzten Wellengebiet Strahlung durchlassen, verwenden zu können, wobei der Abfall nach dem kurz- und langwelligen Gebiet hin möglichst steil sein sollte.

312 Blendenversuche

Die Ergebnisse, die mit den drei in Abschnitt 23 angegebenen Lochblenden bei Erfassung der in Bild 5 gezeigten drei Kraftstoffstrahlbereiche erhalten wurden, sind in Bild 9 abhängig von der Einspritztemperatur graphisch aufgetragen. Hierbei sei noch kurz angefügt, weshalb sämtliche Ver-

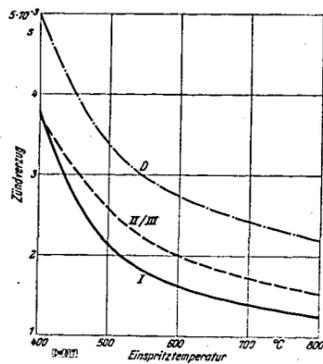


Bild 9. Zündverzug in verschiedenen Strahlungsbereichen (s. Bild 5) des Kraftstoffstrahles und aus dem Druckverlauf. Kurve I: Strahlungsbereich I und ganzer Raumwinkel; Kurve II/III: Strahlungsbereich II und III; Kurve D: Zündverzug aus dem Druckverlauf.

Teil des Kraftstoffstrahles verschoben. Holfelder [6] machte bei seinen Untersuchungen ebenfalls die Feststellung der ersten Zündung nahe der Düse.

313 Ergebnisse mit der rotempfindlichen Zelle und mit dem Quarzindikator

In Bild 9 stellt die oberste Kurve die Zündverzugswerte dar, die aus dem Druckverlauf während der Verbrennung des Öles mit dem trägeheitslos arbeitenden piezoelektrischen Indikator erhalten wurden. Die ausgezogene Kurve im

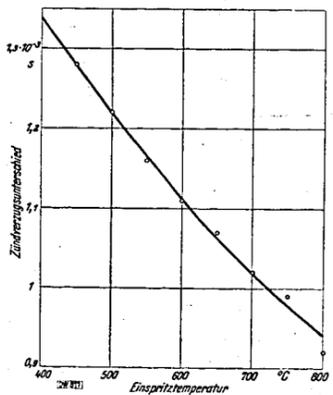


Bild 10. Unterschied im Zündverzug aus dem Druck- und Strahlungsverlauf (vgl. Kurve D und I des Bildes 9) in Abhängigkeit von der Verbrennungslufttemperatur bei deutschem Dieselmotoröl.

suche mit einer Zapfendüse ausgeführt wurden. Wäre eine Mehrlochdüse genommen worden, so hätte nie mit Bestimmtheit gesagt werden können, ob die erste Strahlung an dem untersuchten Kraftstoffstrahl oder an einem anderen aufgetreten wäre. Eine Abtastung wäre aus dem gleichen Grunde nicht möglich gewesen. Die Abtastung eines Kraftstoffstrahles mit der Photozelle ist nur sehr schwer möglich, da man theoretisch nur dann eine punktförmige Abtastung ausführen kann, wenn einerseits die Bohrung der Blende sehr klein und andererseits der Abstand der Photozelle von der Blende sehr groß ist. Bei der nun trotzdem hier durchgeführten Abtastung wurden drei Bereiche des Kraftstoffstrahles untersucht, und zwar einer im oberen Kraftstoffstrahltrahldrittel, dessen Ergebnisse sich mit denen des offenen Fensters (Kurve J in Bild 7) decken, dann einer in der Mitte und schließlich der untere Strahlungsbereich. Die Ergebnisse der beiden letzten Bereiche decken sich untereinander ebenfalls, sind aber dem Werte nach etwas größer als die des oberen Strahlungsbereiches. Es ergibt sich aus diesen Versuchen, daß die Zündung im oberen Kraftstoffstrahltrahldrittel einsetzt, aber dann nicht in Form einer Flammenfront fortschreitet, sondern am ganzen übrigen Kraftstoffstrahl gleichmäßig einsetzt. Die Überschneidung der gestrichelten und der ausgezogenen Kurve (Bild 9) bei tiefen Einspritztemperaturen kann damit erklärt werden, daß sich das heiße Luftgemisch von der Bombenwand aus abkühlt, während das Gas im Bombeninneren noch wärmer ist. Deshalb wird hier die erste Zündung mehr in den unteren

gleichem Bild gibt, wie im vorigen Abschnitt bereits erwähnt, den mit der rotempfindlichen Zelle gemessenen kleinsten Zündverzug wieder. Der große Unterschied, der sich nun hier bei der Ermittlung des Zündverzuges aus dem Druckverlauf gegenüber den Werten aus dem Strahlungsverlauf ergibt, erklärt sich aus der Größe des Verbrennungsraumes. Für die Quarzkammer war zur Druckmessung in der Mitte der Wölbung des Bombenoberteiles eine Bohrung mit normalem Zündkerzengewinde angebracht. Die mittlere Entfernung der Quarzkammer vom Kraftstoffstrahl beträgt etwa 15 cm. Rechnet man sich nun für einen bestimmten Zustand der Ladung vor der Einspritzung des Öles die Schallgeschwindigkeit aus, so müßte man aus dem Verhältnis der Entfernung der Quarzkammer vom Kraftstoffstrahl und der Schallgeschwindigkeit den Unterschied des Zündverzuges aus Druck- und Strahlungsverlauf erhalten. Für eine Einspritztemperatur $t_s = 500^\circ\text{C}$, ein $\alpha = 1,4$ für Luft und eine Gaskonstante $R_{\text{Luft}} = 29,27$ ergibt sich eine Schallgeschwindigkeit von 560 m/s. Es ergäbe sich dann die Zeit, um die der Druckanstieg dem Strahlungsbeginn nach-eilt, zu $2,68 \cdot 10^{-4}$ s. Die Versuche, wie auch in Bild 10 dargestellt, ergeben im Unterschied wesentlich längere Zeiten; für den Fall, der oben berechnet ist, ergibt sich eine Differenz von $1,22 \cdot 10^{-3}$ s. Dieser große Unterschied läßt sich damit erklären, daß zunächst nur wenige verdampfte Kraftstofftröpfchen zu verbrennen beginnen, die wohl bereits eine Strahlung hervorrufen, aber noch keinen Druckanstieg bewirken. Erst nachdem mehr Kraftstofftröpfchen, die durch die zuerst verbrannten Tröpfchen aufgeheizt und verdampft

sind, zu verbrennen beginnen, wird sich eine merkliche Drucksteigerung einstellen. Sämtliche Diagramme, bei denen Strahlungs- und Druckverlauf zugleich aufgenommen wurden, haben gezeigt, daß der Druckanstieg erst einsetzte, wenn die Strahlungsamplitude fast ihr Maximum erreicht hatte. Der Strahlungsbeginn war bei fast allen Diagrammen sehr gut. Man könnte nun die Ansicht haben, daß der starke Unterschied im Zündverzug aus Strahlungs- und Druckverlauf daher rührt, daß die Strahlung lediglich Temperaturstrahlung ist. Der Einsatz der Strahlung ist bei allen Versuchen ohne Farbfilter und Blenden ähnlich der in Bild 6 unter Farbfilter D, E, F und H gezeigten Form. Während vor dem Beginn der durch die Verbrennung des Dieselmotoröls hervorgerufenen Strahlung der Elektronenstrahl stets in seiner Nulllage war, machte sich bei Verbrennungsbeginn ein fast senkrecht abreißen bemerkbar. Die Strahlung des Kraftstoffes war so intensiv, daß der Verstärker nach ganz kurzer Zeit bereits ausgesteuert war. Es wird der Einsatz der Verbrennung durch ein Aufleuchten weniger verdampfter Kraftstofftröpfchen hervorgerufen.

Der Unterschied im Zündverzug aus Druck- und Strahlungsverlauf ist auch in amerikanischen Arbeiten sehr deutlich zu erkennen [10, 13]. An der University of Wisconsin wurden Versuche an einem Viertakt-Dieselmotor mit verschiedenen Kraftstoffen ausgeführt. Es wurde der Zündverzug, abhängig vom Voreinspritzwinkel, einmal aus dem Strahlungs- und einmal aus dem Druckverlauf ermittelt. Beide Meßvorgänge wurden mit Photozellen aufgenommen, wobei für den Druckverlauf die Photozelle vom verwendeten Indikator aus gesteuert wurde. Auch sie messen z. T. einen starken Unterschied im Zündverzug aus Strahlungs- und Druckverlauf. Bei einem Voreinspritzwinkel zwischen 30 und 40° KW vor o. T. ist der Unterschied im Zündverzug aus Strahlung und aus Druck $0,5 \cdot 10^{-3}$ bis $1,0 \cdot 10^{-3}$ s. Er nimmt mit kleineren und größeren Werten des Voreinspritzwinkels ab.

Aus Bild 9 ist ersichtlich, daß der Unterschied im Zündverzug bei $t_s = 400^\circ\text{C}$ kleiner wird als er bei etwas höheren Einspritztemperaturen ist. Der Grund hierfür ist bereits früher angegeben. Man kann sich nun aber vorstellen, daß es bei der Einspritzung des Kraftstoffes in die Bombe eine Temperaturgrenze gibt, bei der wohl noch Strahlung vorhanden ist, aber keine Drucksteigerung mehr stattfindet, oder diese erst nach sehr länger Zeit erfolgt. Bei sehr hohen Temperaturen wird der Unterschied im Zündverzug aus Strahlungs- und Druckverlauf immer kleinere Werte annehmen, wie auch Bild 10 zeigt.

Die Versuchsergebnisse zeigen gute Übereinstimmung mit anderen Untersuchungen [7, 19], die am hiesigen Laboratorium an einem Krupp-Modag-Zweitakt-Dieselmotor ausgeführt wurden und teils durch Messung des Ionisationsstromverlaufes, teils durch Messung des Druckverlaufes mit dem Quarzindikator und teils auch bereits durch Messung des Strahlungsverlaufes mit der Photozelle gewonnen wurden. Der Kurvenverlauf ist bei allen Meßverfahren fast derselbe, nur liegen die Absolutwerte verschieden. Vergleicht man die Versuche des Verfassers mit den Ergebnissen, die mit der Photozelle am oben genannten Motor erhalten wurden, so zeigt sich, daß an der Bombe die Absolutwerte etwas größer sind als am Motor. Dies dürfte seine Begründung darin finden, daß die einen Versuche an der Bombe, die anderen am Motor ausgeführt sind.

Trägt man die Ergebnisse des Verfassers in das von F. A. F. Schmidt in mehreren Veröffentlichungen [16] wiedergegebene Diagramm ein, so liegen die Werte des Zündverzuges aus dem Strahlungsverlauf bei Lufttemperaturen in der Bombe von über 500°C zwischen den Werten der DVL für Ladungswichten $\gamma = 11$ bis 14 kg/m^3 und $\gamma = 16$ bis 18 kg/m^3 . Für die aus dem Druckverlauf ermittelten Zündverzugszeiten liegen die Werte etwas unter denen der DVL für $\gamma = 7$ bis 9 kg/m^3 .

G. C. Wilson und R. A. Rose [13] fanden bei ihrer Untersuchung verschiedener Dieselmotoröle als kürzesten Zündverzug für alle Öle etwa $1,0 \cdot 10^{-3}$ s. Ihre Versuche wurden an einem 4-PS-Dieselmotor mittels Photozellen als Registriereinrichtung ausgeführt. Nach ihren Angaben erreichen Kraftstoffe mit höheren Cetenzahlen diesen kürzesten Zündverzug bei früheren Einspritzwinkeln, also bei entsprechend niedrigen Lufttemperaturen, solche mit niedrigeren Cetenzahlen bei späteren Einspritzwinkeln. Dies läßt nun wieder darauf schließen, daß Kraftstoff mit höherer Cetenzahl leichter zündet.

H. H. Wolfer gibt in einem Bericht [18] eine Bestätigung der Kettenreaktionstheorie an. Wird der in dieser Arbeit angedeutete Rechnungsgang auf die Versuche des Verfassers übertragen, so kann diese hier nicht bestätigt werden. Es zeigt sich hier bei den Strahlungsversuchen ohne Blenden und Filter und bei den Druckversuchen, daß bis zu dem in der erwähnten Arbeit angegebenen Temperaturgebiet wohl ein geradliniger Verlauf des $\ln z$ (Zündverzuges), abhängig von $10^4/T$, vorhanden ist, daß aber dann die von Wolfer auf höhere Verbrennungslufttemperaturen extrapolierten Werte viel zu kleine Zündverzugszeiten ergeben. Die von Wolfer in Bild 6 seines Berichtes angegebene Gerade ändert ihre Richtung bei Werten von $10^4/T$ kleiner als 12,5 entsprechend Verbrennungslufttemperaturen von über 500°C , sehr stark. Aus den hier beschriebenen Versuchen würden sich, so-

wohl bei der Auswertung des Zündverzuges aus dem Strahlungsverlauf als auch aus dem Druckverlauf, für niedrige Einspritztemperaturen viel zu große, für hohe Einspritztemperaturen viel zu kleine Zündverzugswerte ergeben.

Bisang [14] gibt bei seinen Ergebnissen eine zahlenmäßige Versuchsauswertung nicht an. Bei einigen seiner Diagramme macht sich der Druckanstieg vor dem Strahlungsbeginn bemerkbar. Dies kann dadurch bedingt sein, daß Quarzfenster und Photozelle weit von der Lichtquelle entfernt waren, wodurch nicht das erste Aufleuchten des brennbaren Gemisches erfaßt worden sein kann. Die in der gleichen Arbeit angegebene Vorverbrennung konnte auch bei einem Teil der Versuche des Verfassers beobachtet werden, nie aber ging nach beendeter Vorverbrennung der Strahlungswert (wie *Bisang* in seiner Arbeit, S. 33, Bild 7 a, angibt) bis auf den Nullwert zurück. Die Vorverbrennung ist bei den Versuchen des Verfassers in einem weniger steilen Beginn des Strahlungsverlaufes, ähnlich Bild 6, Farbfilter D, zu erkennen. Man könnte nun diesen langsamen Strahlungsbeginn der schon erwähnten Temperaturstrahlung zuschreiben. Dies kann aber deshalb nicht der Fall sein, weil bis zum Strahlungsbeginn die Temperatur in der Versuchsbombe dauernd im Sinken war, und weil diese Temperaturabnahme nicht auf die Photozelle einwirkte. Käme Temperaturstrahlung in Frage, so dürfte der Strahlungsverlauf vor Verbrennungsbeginn des Dieselmotorkraftstoffes keinen waagrechten Verlauf auf dem Papierband wiedergeben. Die Erscheinung der Vorverbrennung trat bei etwa 10% aller Versuche auf.

Bisang [14] und *Lichtenberger* [15] geben einen Temperaturindikator an, der mit Photozellen arbeitet und Aufschlüsse über den strittigen Temperaturverlauf bei der Verbrennung im Motor geben soll. Genaue Ergebnisse über das Verhalten der Photozelle als Temperaturindikator liegen noch nicht vor.

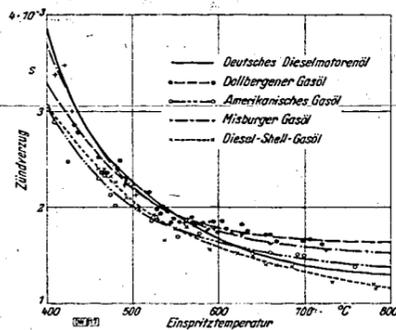


Bild 11. Zündverzug bei Gasölen aus dem Strahlungsverlauf in Abhängigkeit von der Verbrennungslufttemperatur.

Quarzkammer bei deutschem Dieselmotorenöl gemessenen Zündverzugswerte ergeben nur etwas kleinere Werte gegenüber denen mit dem Bleistiftindikator. Ferner ergibt sich noch aus Bild 11, daß in dem für den Motorbetrieb hauptsächlich in Frage kommenden Temperaturgebiet von 550° C die mit der Photozelle gemessenen Zündverzugswerte für alle 5 Gasöle fast gleich sind, während sie sowohl nach tieferen wie höheren Verbrennungslufttemperaturen hin divergieren. Die längsten Zündverzugswerte bei hohen Verbrennungslufttemperaturen und den geringsten Abfall in der Kurvenform mit steigender Einspritztemperatur weist Öl 3 (Dollbergener Gasöl) auf, dessen Grund vielleicht in dem großen Zähigkeitswert dieses Öles zu finden sein dürfte. Außer Öl 4 (Misburger Gasöl) — hohe Anilinzahl und geringe Zähigkeit — weisen die übrigen Öle z. T. einen steileren Verlauf und tieferliegende Absolutwerte des Zündverzuges auf.

4 Zusammenfassung

An der *Wentzelchen* Versuchsbombe [5] wurde der Zündverzug an Dieselmotorkraftstoffen mittels Photozellen untersucht. Der Zündverzug ist die Zeit, die vom Einspritzbeginn des Kraftstoffes bis zur ersten auftretenden Strahlung vergeht. Die Versuchsvoraussetzungen — Aufladung der Bombe, Temperatur und Druck der Umgebung, Wichte der Ladung — wurden stets gleich gehalten. Geändert wurde lediglich die Verbrennungslufttemperatur zu Beginn der Einspritzung des Kraftstoffes.

Im ersten Teil der Arbeit wird ein Verfahren angegeben, das die Möglichkeit gibt, den Strahlungsbeginn — abhängig von der Wellenlänge mittels Photozelle und Farbfilter, die für das sichtbare

32 Versuchsergebnisse mit den fünf Gasölen

Im letzten Versuchsabschnitt wurden noch fünf Dieselmotorkraftstoffe (Gasöle) mit der rottempefindlichen Zelle untersucht. Bei deutschem Dieselmotorenöl wurde auch noch der Druckverlauf mit dem piezoelektrischen Indikator aufgenommen. Die wichtigsten Kenngrößen der untersuchten Öle sind aus Zahlentafel 3 ersichtlich.

Die hier erhaltenen Ergebnisse sind in Bild 11, abhängig von der Einspritztemperatur, graphisch aufgetragen. Vergleicht man die Ergebnisse mit denen, die *Müller* [9] an der gleichen Versuchsbombe durch Aufnahme des Druckverlaufes mit dem Bleistiftindikator erhielt, so ergibt sich, daß die mit der Photozelle gemessenen Zündverzugswerte durchschnittlich $1,5 \cdot 10^{-3}$ s kleiner sind, als die mit dem Bleistiftindikator gemessenen. Der Grund für den großen Unterschied dürfte in den beiden Meßverfahren zu finden sein. Die mit der

Wellengebiet verschiedene Durchlässigkeit aufweisen — trüghelios aufzunehmen. Bei Ausbiegung des langwelligen Gebietes, d. h. bei Untersuchung der Strahlung im kurzwelligen Bereich des sichtbaren Wellengebietes, wurden längere Zündverzugswerte gemessen als bei Ausbiegung des kurzwelligen Teiles. Die kürzesten „Zündverzugs“ im sichtbaren Wellengebiet ergaben sich für etwa 570 m μ . Unter „Zündverzug“ ist dabei jene Zeit zu verstehen, die — bei Verwendung der Farbfilter und Photozellen in verschiedenen Zusammenstellungen — vergeht, bis das erste Aufleuchten nach Einspritzbeginn auftritt, entsprechend dem Durchlässigkeitsbereich der Zusammenstellung. Es ergaben aber nun alle Versuche, die mit der rottempefindlichen Photozelle ohne Farbfilter und ohne Blendenausgeführt wurden, für das ganze untersuchte Temperaturgebiet von 400° bis 800° C kleinere Zündverzugswerte, als sie mit den Farbfiltern gemessen wurden. Da die „Zündverzugs“ nach dem kurzwelligen Teil des sichtbaren Wellengebietes zu länger werden, so muß die Verbrennung eines Kraftstoffes mit einer Gasstrahlung im langwelligen Gebiet beginnen.

Im zweiten Teil der Arbeit wird eine Abtastung des eingespritzten Kraftstoffstrahles bei Verwendung von Lochblenden beschrieben. Der Kraftstoffstrahlmantel wurde mit Blenden in drei Teile aufgeteilt. Ein Gebiet erfaßte den oberen Teil des Kraftstoffstrahles nahe der Düse, ein zweites die Strahlmitte und ein drittes den Rest des Kraftstoffstrahles. Das Ergebnis ist, daß sich nahe der Düse die gleichen Zündverzugswerte ergeben wie bei den Versuchen, die mit voller Ausnutzung des Raumwinkels der Photozelle erhalten wurden. Die beiden anderen Strahlbereiche ergaben untereinander die gleichen Zündverzugswerte, nur waren sie gegenüber den oben erhaltenen etwas größer. Daraus ergibt sich, daß nahe der Düse die Verbrennung zuerst auftritt. Zeitlich verschoben und gleichmäßig tritt sie am übrigen Kraftstoffstrahl ohne meßbare Unterschiede auf. Eine örtliche Abtastung des Kraftstoffstrahles mit der Photozelle, wie sie nach der Ionisationsmethode erfolgen kann, ist nicht möglich. Der Grund liegt darin, daß nur der Strahlmantel, nie aber die Strahlachse erfaßt werden kann.

Für die im letzten Teil der Arbeit mit der rottempefindlichen Zelle untersuchten fünf Kraftstoffe (drei deutsche und zwei amerikanische Gasöle) ergibt sich für das im Motor in Frage kommende Temperaturgebiet für sämtliche Gasöle fast der gleiche Zündverzugsabsolutwert von $1,7 \cdot 10^{-3}$ bis $1,8 \cdot 10^{-3}$ s. Der Raumwinkel der Photozelle wurde hier ganz ausgenutzt, d. h. es wurde der ganze Kraftstoffstrahl erfaßt. Die an deutschem Dieselmotorenöl gleichzeitig ausgeführten Untersuchungen mit dem piezoelektrischen Indikator ergaben wesentlich größere Zündverzugsabsolutwerte. Es wird dies damit erklärt, daß der Verbrennungsbeginn durch wenige verdampfte Kraftstofftröpfchen hervorgerufen wird, die erst ihrerseits den Hauptteil des eingespritzten Kraftstoffes zur Entflammung bringen. Letzteres erst ruft eine Drucksteigerung hervor.

Es zeigt sich, daß der Zündverzug mit der Photozelle auf verhältnismäßig einfache Weise zu bestimmen ist und daß Strahlungsunterschiede bei der Verbrennung durch sie sehr gut wiedergegeben werden. In Verbindung mit geeigneten Farbfiltern, d. h. mit solchen, deren Durchlässigkeitskurven von einem eng begrenzten Maximum aus nach langem und kurzem Wellengebiet hin einen steilen Abfall aufweisen, könnten am laufenden Motor Untersuchungen ausgeführt werden, die vielleicht einen guten Einblick in die sehr verwickelten Abbauprozesse des Kraftstoffes während des Zündverzugs gewähren würden.

5 Schriftumsverzeichnis

- [1] K. Neumann, Untersuchung über die Selbstentzündung flüssiger Brennstoffe. — Z. VDI Bd. 70 (1926) S. 1071.
- [2] E. Lax und M. Pirani, Lichtstrahlung der zur Erzeugung künstlichen Lichtes benutzten festen Körper (H. Geiger und K. Scheel, Handbuch der Physik, Bd. XIX, Kap. 2 S. 27). — Berlin: J. Springer 1928.
- [3] K. Neumann, Untersuchungen an der Dieselmotorschnecke. — Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 765.
- [4] W. Lieb, Untersuchungen über Verbrennungsercheinungen bei der Dieselmotorschnecke. — Stuttgart 1932.
- [5] W. Wentzel, Der Zünd- und Verbrennungsvorgang im kompressorlosen Dieselmotor (VDI-Forsch.-Heft 366, S. 14). — Berlin: VDI-Verlag 1934.
- [6] O. Hoffelder, Zündung und Flammenbildung bei der Diesel-Brennstoff-Einspritzung (VDI-Forsch.-Heft 374). — Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [7] L. Breves, Der Zündvorgang und die Dauer der Verbrennung im Dieselmotor. — Diss. T. H. München 1935.
- [8] L. Breves, Die Fortpflanzung der Verbrennung im Dieselmotor (VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, S. 37). — Berlin: VDI-Verlag 1936. — Auch: Forsch.-Ing.-Wesen. Bd. 6 (1935) S. 163.
- [9] H. Geffcken und H. Richter, Die Photozelle in der Technik. 2. Aufl. — Berlin: Deutsches Literarisches Institut Schneider 1936.
- [10] R. Müller, Untersuchung des Verbrennungsvorganges deutscher Schweröle in einer Versuchsbombe (Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 3, S. 1). — Berlin: VDI-Verlag 1936.
- [11] R. A. Rose, G. C. Wilson und R. R. Benedict, Photo-Electric Combustion Analysis. — S. A. E. J. (Trans.) Bd. 39 (1936) S. 459.

- [11] *G. Beck*, Zur Umsetzung in technischen Flammen (VDI-Forsch.-Heft 377, S. 1). — Berlin: VDI-Verlag 1936.
- [12] *Ch. Erichsen*, Verbrennung im Dieselmotor (VDI-Forsch.-Heft 377, S. 21). — Berlin: VDI-Verlag 1936.
- [13] *G. C. Wilson* und *R. A. Rose*, Behavior of High- and Low-Cetane Diesel Fuels. — S. A. E. J. (Trans.) Bd. 41 (1937) S. 343.
- [14] *L. Bisang*, Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnellaufender Diesel- und Ottomotoren. — Z. VDI Bd. 81 (1937) S. 805.
L. Bisang, Untersuchung der Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnellaufender Diesel- und Ottomotoren mit der ultrarotempfindlichen Photozelle (Photozellen-Indikator) (Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 4, S. 27.) — Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [15] *F. Lichtenberger*, Temperatur-Indikator, Messung der Gasstrahlung mit Photozellen. — DVL-Jahrbuch 1937, S. 422.
- [16] *F. A. F. Schmidt*, Vergleichende Untersuchung der Verbrennungs- und Arbeitsvorgänge in Dieselmotoren verschiedener Verfahren und in Zündermotoren. — Luftf.-Forschg. Bd. 13 (1936) S. 163.
F. A. F. Schmidt, Beitrag zur theoretischen und experimentellen Untersuchung von Verbrennungsvorgängen im Zünder- und Dieselmotor. — Luftf.-Forschg. Bd. 14 (1937) S. 640.
F. A. F. Schmidt, Untersuchung über die Verbrennungsvorgänge bei verschiedenen motorischen Arbeitsverfahren, insbesondere im Hinblick auf den Höhenflug. — DVL-Jahrbuch 1937, S. 443.
F. A. F. Schmidt, Vergleichende Untersuchungen der Verbrennungs- und Arbeitsvorgänge an Motoren verschiedener Arbeitsverfahren (VDI-Sonderheft Dieselmotoren VII, S. 65). — Berlin: VDI-Verlag 1938. — Auch: Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 769.
F. A. F. Schmidt, Theoretische Untersuchungen und Versuche über Zündverzögerung und Klopfvorgang (VDI-Forsch.-Heft 392, S. 1). — Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [17] *F. Kneule*, Beitrag zur Erforschung des Verbrennungsvorganges im schnellaufenden Dieselmotor (Dtsch. Kraftf.-Forschg. H. 5). — Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [18] *H. H. Wolfer*, Der Zündverzögerung im Dieselmotor (VDI-Forsch.-Heft 392, S. 15). — Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [19] *L. Herle*, Zündverzögerung und Ausbreitung der Verbrennung im Dieselmotor mit Strahleinspritzung. — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 10 (1939) S. 15.

006943

Weitere einschlägige Arbeiten

aus der Schriftenreihe „Deutsche Kraftfahrtforschung“

Frischölschmierung beim Pleuel-Gleitlager

Von L. Huber VDI und J. Eiberger

Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren

Von P. Riekert und H. Ernst

Untersuchung der Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnelllaufender Diesel- und Ottomotoren mit der ultrarot-empfindlichen Photozelle (Photozellen-Indikator)

Von L. Bisang VDI/ATG

Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 4

DIN A 4, 47 Seiten mit 110 Bildern. 1938. Broschiert 5,- RM

Beitrag zur Erforschung des Verbrennungsvorganges im schnelllaufenden Dieselmotor

Von F. Kneule VDI

Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 5

DIN A 4, 20 Seiten mit 23 Bildern. 1938. Broschiert 2,- RM

Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen

Von O. Lutz VDI und W. Noeggerath

Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 23

DIN A 4, 34 Seiten mit 47 Bildern. 1939. Broschiert 3,20 RM

Messung der Klopfestigkeit an Ottomotoren

Von R. Schütz VDI

Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 31

DIN A 4, 24 Seiten mit 48 Bildern. 1939. Broschiert 2,25 RM

Untersuchungen der Klopfgeräusche von Ottomotoren mit elektroakustischen Meßgeräten

Von A. W. Schmidt und K. Generlich VDI

Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 33

DIN A 4, 18 Seiten mit 18 Bildern. 1939. Broschiert 1,70 RM

Bezug durch jede Buchhandlung

VDI-VERLAG GMBH BERLIN NW 7

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 54

000944

93

Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung

durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes
zwischen Kolbenring und Zylinder

Dr.-Ing. Reemt Poppinga VDI
Institut für Kraftfahrwesen
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. G. Beck VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

35/

Deutsche Krafftahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 54

000945

Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung

durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes
zwischen Kolbenring und Zylinder

Dr.-Ing. Reemt Poppinga VDI

Institut für Krafftahrtwesen
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. G. Beck VDI)

Bibliothek
der
Ruhchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2250 203

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

000946

Vorwort

Die Durchführung der vorliegenden Arbeit geschah im Rahmen des Forschungsprogramms des Reichsverkehrsministeriums im Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Dresden.

Es ist mir eine angenehme Pflicht, an dieser Stelle Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Beck VDI für die Anregung zu dieser Arbeit sowie für seine Ratschläge bei der Durchführung zu danken. Beim Aufbau der Versuchsanlage fand ich durch Herrn Elektromechanikermeister Liebsch wertvolle Unterstützung, für die ich dankbar bin. Herrn Ing. Richter, der umfangreiche Vorversuche durchgeführt hatte, verdanke ich manchen guten Rat. Schließlich möchte ich nicht vergessen, Herrn Dipl.-Ing. Bauernstein, ohne dessen Hilfe die Versuche nicht zu dem geforderten schnellen Abschluß hätten gebracht werden können, meinen besten Dank auszusprechen.

Dresden, 15. Februar 1940.

R. Poppinga VDI

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Meßverfahren	1
21 Brauchbarkeit	1
22 Besondere Anforderungen	2
23 Elektrische Grundlagen der endgültigen Anordnung	3
3 Versuchseinrichtung	5
31 Maschineller Teil	6
311 Zylinder und Kopf	6
312 Kühlung	7
313 Schmierung	7
314 Filmantrieb und Kolbenwegübertrager	7
32 Elektrischer Teil	8
4 Versuchsergebnisse	9
41 Die Spannungs- und Widerstandsbeziehung	9
42 Aussagen über den Schmierzustand	13
421 Die Frage nach hydrodynamischen Gesetzmäßigkeiten	13
4211 Einfluß der Konstruktion	13
4212 Einfluß der Gleitgeschwindigkeit	14
4213 Einfluß der Gleitflächenbelastung	16
4214 Einfluß des Schmiermittels	21
422 Die Frage nach Grenzreibungsvorgängen	23
5 Zusammenfassung	26
6 Schriftumsverzeichnis	27

D 88

Diese Arbeit wurde von der Technischen Hochschule Dresden als Dissertation genehmigt.

Alle Rechte vorbehalten · Copyright 1941 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7

Printed in Germany · Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

DW 869

Übersicht der verwendeten Formelgrößen

E	[V]	Spannung im Hauptstromkreis
F	[m ²]	Reibfläche des Ringes
I	[A]	Strom im Hauptstromkreis
I_p	[A]	Strom im Parallelwiderstand
I_x	[A]	Übergangstrom zwischen Ring und Zylinder
N	[kg]	Normalkraft, hervorgerufen durch den Öldruck
p	[kg/m ²]	spezifische Lager- bzw. Ringpressung
R	[kg]	Reibungskraft längs des Umfangs
R_{L1}	[Ω]	Widerstand des Stromkabels von R_p -Klemme bis Zylinder
R_{L2}	[Ω]	Widerstand des Stromkabels von R_p -Klemme bis Gelenkverbindung
R_{L3}	[Ω]	Widerstand des Stromkabels von Gelenkverbindung bis Kolbenring
$\Sigma R_L = R_{L1} + R_{L2} + R_{L3}$	[Ω]	Summe aller die Messung beeinflussender Zuleitungswiderstände
R_p	[Ω]	Parallelwiderstand
R_v	[Ω]	Vorschaltwiderstand im Hauptstromkreis
R_x	[Ω]	Übergangswiderstand zwischen Ring und Zylinder
U_p	[mV]	Spannungsabfall im Parallelwiderstand
U_x	[mV]	Übergangsspannung zwischen Ring und Zylinder
v	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit
α	[mm]	Ablenkung des Kathodenstrahls
η	[kg/m ² , P]	Zähigkeit
μ	[-]	Reibwert
r	[m ² /s, cSt]	kinematische Zähigkeit
ρ	[m]	Abrundungshalbmesser der Ringkante
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

Während die Erforschung der Lagerschmierung im Laufe der letzten Jahrzehnte einen großen Umfang angenommen hat, ist dem Schmiervorgang zwischen Kolbenring und Zylinder bisher kaum Beachtung geschenkt worden. Die häufig durchgeführten Reibungsmessungen an Kolbenringen im Zylinder [8, 20, 21, 22]¹⁾ haben, von geringen Ausnahmen abgesehen, kaum zur Klärung schmier-technischer Fragen beigetragen²⁾. Daher nimmt es auch nicht wunder, daß unser Wissen von dem Schmiervorgang im Zylinder noch äußerst mangelhaft ist und in keinem Verhältnis zu den hohen Anforderungen steht, die der moderne Motorenbau an die Zylinderschmierung stellen muß.

Dieser Mangel an schmier-technischen Erkenntnissen stellt sich naturgemäß der Klärung vieler mit der Schmierung zusammenhängender Fragen hemmend entgegen. So ergaben z. B. auch die im Institut für Kraftfahrwesen Dresden durchgeführten RVM-Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Zylinder- und Kolbenringverschleißes, daß viele Verschleißerscheinungen ohne ein tieferes Eingehen auf das Wesen des Schmiervorganges unerklärbar bleiben. Diese Erfahrung gab den eigentlichen Anstoß zu den schmier-technischen Untersuchungen, die Gegenstand vorliegender Arbeit sind.

In dieser Arbeit wird versucht, den elektrischen Übergangswiderstand zwischen Kolbenring- und Zylinderlauffläche zur Kennzeichnung des zwischen beiden vorhandenen Schmierzustandes heranzuziehen. Zu dem Zweck wird eine Meßanordnung entwickelt, die es ermöglicht, Spannungsunterschiede zwischen Ring und Zylinder von Bruchteilen eines Millivolt (mV) bzw. eine Widerstandsänderung von einigen tausendstel Ohm (mΩ) bei laufender Maschine trügerlos zu erfassen.

2 Meßverfahren

21 Brauchbarkeit

Das Meßverfahren setzt sich zum Ziel, dem Schmiervorgang zwischen zwei Gleitflächen durch Messung des elektrischen Widerstandes näher zu kommen. Zwar ist gegen derartige Messungen häufig der Einwand erhoben worden, daß die durch geringste Spuren von Säuren, Feuchtigkeit und Verunreinigungen stark beeinflussbare Leitfähigkeit des Öles [11] in die Meßergebnisse mit eingeeht, so daß diese kein eindeutiges Maß für die Stärke des Schmierfilmes und damit für den Schmierzustand sein können. Für derartige Schichtdickenmessungen hat sich daher auch das kapazitive Verfahren, wie an Versuchsergebnissen vielfach gezeigt werden konnte [2, 14, 18], als zuverlässiger erwiesen. Offenbar hat aber die Angabe der Ölfilmstärke zur Kennzeichnung des Schmierzustandes nur im Gebiet der flüssigen Reibung einen tieferen Sinn, da im gesamten Gebiet der gemischten Reibung von ununterbrochenen Ölschichten bestimmter Stärke ja keine Rede mehr sein kann. Für diesen Fall liefert auch die Kapazitätsmessung keine Ergebnisse mehr, so daß man hier auf das Widerstandsverfahren angewiesen ist.

Da bei den geplanten Untersuchungen im Zylinder von vornherein weitgehend mit gemischter Reibung gerechnet wurde, was auch durch bereits veröffentlichte Vorversuche [1] bestätigt werden konnte, brauchte die Anwendung des Kapazitätsverfahrens gar nicht erst ins Auge gefaßt zu werden, und der Verfasser konnte sich sogleich für das Widerstandsverfahren entscheiden. Dieser Entschluß wurde noch durch die Tatsache bekräftigt, daß Schering und Vieweg [18] schon vor geraumer Zeit die Brauchbarkeit eines solchen Verfahrens zeigen konnten, wenn es sich um die Messung von Widerständen im Mischreibungsgebiet mit häufigen Durchbrüchen handelt. Bei Kugellagern fanden sie Widerstände in der Größenordnung von 0,1 bis zu 1 MΩ (Megohm), die nach ihren Aussagen nicht die Widerstände der Ölschicht, sondern Mittelwerte aus Stromstößen von Durchbrüchen waren.

Somit sind im Schrifttum nur ungenaue Zahlenangaben über die Größe des elektrischen Widerstandes zweier geschmierter Flächen im Mischreibungsgebiet zu finden [25]. Im allgemeinen ist die

¹⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schriftumsverzeichnis am Schluß der Arbeit.

²⁾ Nach Beendigung dieser Arbeit sind die auf mechanisch-optischem Wege durchgeführten Reibungsmessungen von H. Tischer [20] bekannt geworden.

Anschauung verbreitet, daß bereits eine Ölschicht von geringster Stärke zwischen den Zacken zweier Gleitflächen einen Widerstand von einigen $M\Omega$ hervorruft und daß dagegen schon die geringste Zackenberührung praktischem Kurzschluß mit dem Widerstand Null gleichkomme [2, 18]. Wie aber schon die Widerstandsmessungen von *Holm* [12] an Kontakten ergeben haben, sind die Widerstände bei vermeintlicher reiner metallischer Berührung meistens noch immer groß genug, um der Messung zugänglich zu sein. Aus den Ergebnissen *Holms* sowie anderer Forscher geht weiter hervor, daß der Übergangswiderstand auf Änderungen der Kontaktbelastung, die ein Maß für die wirklich leitende Berührungsfläche ist, sehr gut anspricht, wie Versuchsbeispiele an verschiedenen Metallkontakten nach Bild 1 zeigen. Häufig ergibt sich dabei sogar eine lineare Abhängigkeit zwischen Übergangswiderstand und Anpreßdruck.

Auch die Messung des Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinderwand fällt in diese Theorie von den Kontakten, wengleich die Verhältnisse hier wesentlich verwickelter sind. Die Größe der metallischen Berührungsfläche ist hier gemäß der Begriffsbestimmung der Schmierzustände dem Anteil an „trockener Reibung“ verhältnismäßig. Entsprechend erhält man bei flüssiger Reibung (ohne metallische Berührung) den höchsten und bei trockener Reibung den geringsten Übergangswiderstand. Dabei ist allerdings zu bedenken, daß wegen der Bildung von molekularen Grenzschichten eine eigentliche trockene Reibung im Zylinder nicht zu erzielen ist, so daß sich bei vermeintlicher trockener Reibung unerklärlich hohe Widerstände ergeben können. Auf diese Tatsache, die schon von *Watson* und *Menon* [25] angeführt wird, soll im weiteren Verlauf der Ausführungen noch näher eingegangen werden.

22 Besondere Anforderungen

Bekanntlich kann die Bestimmung des Widerstandes eines Leiters durch Messung des in ihm fließenden Stromes und des von ihm erzeugten Spannungsabfalls erfolgen. Ändert sich der Widerstand, so ändern sich normalerweise sowohl der Strom als auch die Spannung, doch gelingt es auch innerhalb gewisser Grenzen, eine dieser Größen konstant zu halten, so daß die andere Größe den Widerstandsänderungen unmittelbar verhältnismäßig ist. Alsdann ist zur Bestimmung dieser Änderungen nur die Messung einer einzigen Größe, nämlich eine Strom- oder Spannungsaufzeichnung erforderlich. Verwendet man dazu trägheitsbehaltete Meßgeräte wie Millivolt- oder Galvanometer, so erhält man nur bei sehr langsam verlaufenden Änderungen einwandfreie Ergebnisse. Bei schnellveränderlichen Vorgängen dagegen wird ein nicht genau festzulegender Mittelwert angezeigt, der von der Eigenfrequenz des Meßgerätes und von der Frequenz des Vorganges mit beeinflußt wird. In diesem Fall ist eine naturgetreue Wiedergabe der Änderungen nur mittels Schleifen- oder Kathodenstrahl-oszillographen, von denen der letztere praktisch trägheitslos arbeitet, zu erzielen.

Mit der Pontavi-Thomson-Meßbrücke konnte gezeigt werden, daß im Zylinder dauernd sehr schnell veränderliche Vorgänge auftreten. Ein genaues Abgleichen der Brücke bei laufender Maschine war nicht möglich, da das Galvanometer entsprechend den kurzzeitigen Widerstandsänderungen starken Schwankungen unterworfen war. Der auf diese Weise gemessene Wert von etwa $0,3 \Omega$ ist ein mit vielen Fehlern behafteter Mittelwert, und es kommt deshalb für die genaue Erfassung des Übergangswiderstandes zwischen Ring und Zylinder nur eine weitgehende trägheitslose Meßmethode in Betracht.

Im folgenden kommt eine Spannungsaufzeichnung mittels Kathodenstrahl-oszillographen zur Anwendung. Ob und unter welchen Umständen dabei der durch Kolbenring und Zylinder fließende Strom I_z konstant gehalten werden kann, so daß zwischen Widerstand R_z und Spannung U_z ein lineares Gesetz besteht, mögen folgende Überlegungen zeigen.

Allgemein ist die Forderung nach dieser linearen Gesetzmäßigkeit nur zu erfüllen, wenn in dem Stromkreis ein hochohmiger Vorschaltwiderstand R_p gemäß Bild 2 vorhanden ist, der bei genügend großem Verhältnis R_p/R_z ausschließlich die Größe

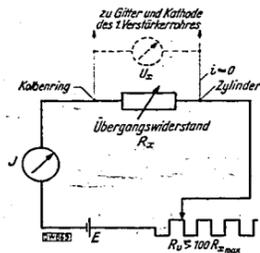


Bild 2. Schaltenschema zur Messung der Übergangsspannung U_z zwischen Kolbenring und Zylinder.

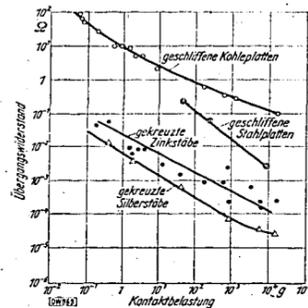


Bild 1. Übergangswiderstand von Kontakten in Abhängigkeit von der Kontaktbelastung. Nach *R. Holm* [12].

des Stromes I_z bestimmt. So wird z. B. bei einem Vorschaltwiderstand von $10^4 \Omega$ der Strom I_z durch R_z -Schwankungen von 0 bis 100Ω nur um höchstens 1% verändert, so daß die gemessenen Spannungen in diesem Bereich liegenden Übergangswiderständen mit großer Annäherung unmittelbar verhältnismäßig sind.

Soll das lineare Gesetz bei den Widerstandsmessungen im Zylinder eingehalten werden, so ist zunächst Klarheit darüber zu schaffen, in welchen Grenzen sich hier die Widerstandsänderungen überhaupt bewegen. Zu diesem Zweck wurde das in Bild 3 wiedergegebene Oszillogramm aufgenommen und mit bekannten Widerständen geeicht, wobei auf lineare Abhängigkeit zunächst keine Rücksicht genommen wurde. Die Übergangswiderstände bewegen sich hier etwa zwischen 0 und $1 M\Omega$, so daß bei einem Vorschaltwiderstand von etwa $100 M\Omega$ die oben geforderte lineare Gesetzmäßigkeit mit genügender Genauigkeit erreicht wäre. Die Spannung E und damit der Strom I sind dabei entsprechend der gewünschten Größe des Oszillogramms zu bemessen.

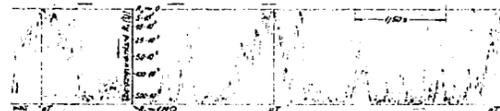


Bild 3. Spannungsozillogramm über dem Kurbelwinkel. Eichung mit bekannten Widerständen.

Ohne auf weitere Einzelheiten des Oszillogramms einzugehen, sei doch auf die unübersehbaren Widerstandsschwankungen hingewiesen, die offenbar daher rühren, daß ein dauerndes Festhalten und Widerfreiwerden zwischen feinsten Oberflächenspitzen von Ring und Zylinder, möglicherweise auch zwischen molekularen Grenzschichten, stattfindet. Diese Unregelmäßigkeiten erstrecken sich auch bis in das Gebiet der höchsten Gleitgeschwindigkeit, ein Zeichen dafür, daß nicht einmal hier reine flüssige Reibung erreicht wird. Noch weniger ist dies natürlich an den Totpunkten der Fall, wo der große Anteil an „trockener Reibung“ (Grenzreibung) dadurch zum Ausdruck kommt, daß die Schwankungen um einen sehr niedrigen mittleren Widerstand erfolgen, der im Grenzfall völligem Kurzschluß gleichkommt.

Es zeigt sich also, daß schon Oszillogramme dieser Art gewisse Aussagen bezüglich des Schmierzustandes entlang der Gleitbahn ermöglichen. Jedoch ist kaum anzunehmen, daß Einflüsse der Betriebsbedingungen auf den Schmiervorgang — wie z. B. Drehzahl, Temperatur und Druck — in derartigen Oszillogrammen klar erkennbar sein werden, da die unübersehbaren Schwankungen das Bild zu stark stören. Außerdem sind irgendwelche Widerstandsänderungen am Totpunkt wegen ihrer geringen Größe überhaupt nicht wahrnehmbar, obwohl ihnen höchste Bedeutung zukommt, da hier die ungünstigsten Schmierbedingungen vorliegen und damit hier der größte Verschleiß eintreten wird.

Daraus ergibt sich die Forderung, die Empfindlichkeit des Meßverfahrens so zu erhöhen, daß auch sehr geringe Widerstandsänderungen noch meßbare Ausschläge ergeben. Dabei muß aber eine zwangsweise Begrenzung des Meßbereiches nach oben vorgenommen werden, da andernfalls die Höchstablenkung des Strahles über den Schirm des Rohres hinausgeht.

Unter Verzicht auf die lineare Spannungsabhängigkeit ist die erstgenannte dieser beiden Forderungen durch Verwendung hoher Ströme zu erreichen und die zweite durch Parallelschalten eines Widerstandes zum System Ring—Zylinder.

23 Elektrische Grundlagen der endgültigen Anordnung

Mit einem dem Übergangswiderstand R_z parallel geschalteten Widerstand R_p gemäß Bild 4 ergibt sich nach *Kirchhoff* für die Spannung U_z die Beziehung:

$$U_z = I \frac{R_p R_z}{R_p + R_z} \quad [\text{mV}] \quad (1)$$

An Stelle eines linearen Gesetzes ist also ein Hyperbelgesetz mit der Asymptote $U_{z \max} = I R_p$ getreten. Die zweckmäßige Umformung dieser Gleichung in die Form:

$$\frac{U_z}{I R_p} = \frac{I_z}{I} = \frac{1}{1 + (R_p/R_z)} \quad (2)$$

oder

$$\frac{U_z}{I R_z} = \frac{I_z}{I} = \frac{1}{1 + (R_z/R_p)} \quad (3)$$

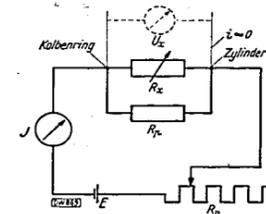


Bild 4. Schaltenschema zur Messung der Übergangsspannung U_z zwischen Kolbenring und Zylinder. Parallelwiderstand R_p zur Begrenzung des Meßbereiches.

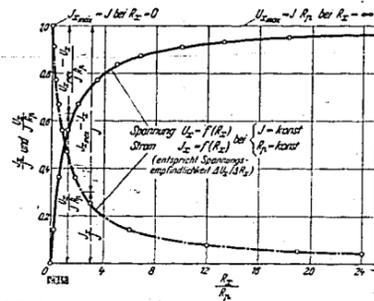


Bild 5.

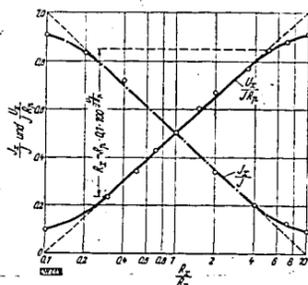


Bild 6.

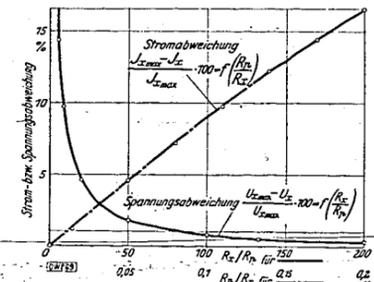


Bild 7.

Bild 5. Übergangsspannung U_x und -strom I_x in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x .Bild 6. Darstellung der Kurven $U_x = f(R_x)$ und $I_x = f(R_x)$ nach Bild 5 als Exponentialfunktion.Bild 7. Prozentuale Abweichung der Werte für U_x und I_x vom Höchstwert in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x (R_x/R_p bzw. R_x/R_p).
 $I_x = I_x \max$; $U_x = U_x \max$ bei $R_x = \infty$.
Gesamtstrom $I = \text{konst.}$
Parallelwiderstand $R_p = \text{konst.}$

ermöglicht eine anschauliche Kurvendarstellung. Wenn berücksichtigt wird, daß I und R_p beim Versuch konstante Größen sind, so ergeben sich nach Bild 5 die beiden Kurven:

$$U_x = f(R_x) \quad (4)$$

und

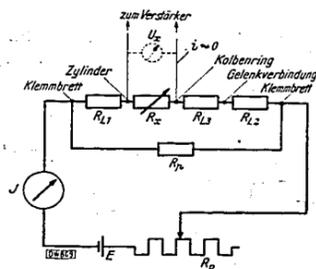
$$U_x/R_x = I_x = f(R_x) \quad (5)$$

Dabei begrenzt die Asymptote I/R_p , die mit der U_x -Kurve bei $R_x = \infty$ einen Schnittpunkt ergibt, den Meßbereich nach oben. Von der Wahl des Stromes I und des Widerstandes R_p hängt es also ab, welchen Wert die Höchstspannung $U_x \max$ bzw. die Höchstablenkung $\alpha \max$ des Kathodenstrahls erreichen. Da hier mit dem Verstärker nur im linearen Bereich gearbeitet wurde, ist der Ausschlag α der Übergangsspannung U_x unmittelbar verhältnismäßig.

Die U_x/R_x -Kurve, die auch durch Differentiation der U_x -Kurve gefunden werden kann, läßt eine Aussage über die Spannungsempfindlichkeit der Schaltung zu, wenn darunter das Verhältnis der wahrnehmbaren Äußerung eines Meßgerätes (U_x in Skalenteilen oder V , α in mm) zur verursachenden Größe (Übergangswiderstand R_x in Ω) verstanden wird, also hier:

$$\frac{\Delta U_x}{\Delta R_x} \left[\frac{V}{\Omega} \right] \quad \text{oder} \quad \frac{\Delta \alpha}{\Delta R_x} \left[\frac{\text{mm}}{\Omega} \right]$$

Wie Bild 6 zeigt, kann das Hyperbelgesetz in einem bestimmten R_x -Bereich mit großer Annäherung als Exponentialfunktion dargestellt werden.

Bild 8. Schaltplan zur Spannungsmessung mit eingezeichneten Zuleitungswiderständen R_{L1} , R_{L2} , R_{L3} (vgl. auch Abschn. 41).

Trägt man die prozentuale Abweichung der U_x - bzw. I_x -Werte vom Höchstwert in Abhängigkeit vom Verhältnis R_x/R_p bzw. R_p/R_x auf, so erhält man die beiden in Bild 7 dargestellten Kurven. An ihnen soll gezeigt werden, daß die theoretisch erst bei $R_x/R_p = \infty$ erreichten Maximalwerte praktisch schon bei etwa $R_x/R_p = 100$ bzw. $R_p/R_x = 0,01$ angenommen werden können, da die Abweichung hier schon weniger als 1% beträgt.

Wird also beispielsweise mit einem Parallelwiderstand $R_p = 0,01 \Omega$ gearbeitet, so ist der maximale Ausschlag schon bei einem R_x -Wert von $100 R_p = 1 \Omega$ bis zu 99% erreicht, so daß alle über 1Ω liegenden Übergangswiderstände praktisch denselben Ausschlag ergeben. Für den später festgelegten Höchstausschlag von 65 mm, der bei Änderung des Übergangswiderstandes von $R_x = 0$ auf $R_x = \infty$ erreicht wird, bedeutet das, daß sich schon bei Änderung von $R_x = 0$ auf $R_x = 1 \Omega$ ein Ausschlag von 64,35 mm ergibt. Man sieht also, daß es mit Hilfe eines parallel geschalteten Widerstandes gelingt, den Meßbereich nach oben zu begrenzen.

Die oben angeführten Beziehungen sind nur für den Fall gültig, daß der Parallelwiderstand unmittelbar an Kolbenring und Zylinder angeschlossen ist, was praktisch undurchführbar ist. Die Widerstandsanschlüsse lassen sich nur außerhalb der Maschine anbringen, so daß zwischen diesen und den Spannungsdrähten gemäß Bild 8 noch Leitungswiderstände liegen. Wenn diese auch das Gesetz für U_x nicht grundsätzlich ändern, so setzen sie doch je nach Größe die Empfindlichkeit vor allem im niedrigen R_x -Gebiet stark herab.

Die neue Gleichung für U_x ergibt sich wieder aus den Kirchhoffschen Gesetzen:

$$I_x = I - I_p \quad (6)$$

$$I_x = \frac{E}{R_x + \Sigma R_L}; \quad I = \frac{E}{R_{ges}}; \quad I_p = \frac{E}{R_p} \quad (7)$$

Aus Gl. 6 und 7 folgt:

$$R_{ges} = \frac{R_p(R_x + \Sigma R_L)}{R_p + (R_x + \Sigma R_L)} \quad (8)$$

Aus Gl. 8 und 9 folgt:

$$I_x = I \frac{R_{ges}}{R_p} \quad \text{und} \quad I_x = I \left(1 - \frac{R_{ges}}{R_p} \right) \quad (9)$$

$$I_x = I \frac{R_p}{R_p + R_x + \Sigma R_L} \quad (10)$$

$$U_x = I \frac{R_p R_x}{R_p + R_x + \Sigma R_L} \quad (11)$$

Diese Form der Gleichung erfährt noch eine kleine Abänderung, da das an den Kolbenring anzuschließende Spannungskabel wegen Platzmangels nur bis zum Gelenk geführt werden konnte. Dadurch liegt dauernd der konstante Widerstand des Stromkabels vom Gelenk zum Ring in Reihe mit dem sich ändernden Übergangswiderstand R_x . Dieser konstante Widerstand bewirkt eine Verschiebung des Nullpunktes auf der U_x -Achse und ergibt eine flachere Hyperbel, setzt also die Empfindlichkeit herab. Die Gleichung lautet dann:

$$U_x = I \frac{R_p(R_x + R_{L3})}{R_p + R_x + \Sigma R_L} \quad (12)$$

Mit dieser Gleichung errechneten Spannungen müssen mit den Meßergebnissen übereinstimmen, was weiter unten gezeigt werden soll.

3 Versuchseinrichtung

Einen Überblick über die Versuchsanlage gewährt Bild 9. Da die Versuche nach Ausbruch des Krieges beschleunigt beendet werden mußten, verblieb für den wünschenswerten geschlossenen Aufbau der Anlage keine Zeit. Die Meßeinrichtungen sind daher zum Teil nur behelfsmäßig aufgestellt worden. Das gilt vor allem für den Verstärker, dessen Röhren völlig frei und ohne jede Abschirmung auf dem Meßtisch stehen. Da bekanntlich einfache Dreipolröhren vom Typ REN 904 und 914 gegen schlechte Abschirmung verhältnismäßig unempfindlich sind, wurden sie als besonders geeignet für diesen Zweck angesehen und kamen daher zur Anwendung.

Trotz dieser scheinbaren äußeren Mängel wurden aber dennoch mit dieser Einrichtung einwandfreie Meßergebnisse erzielt, was die späteren Ausführungen noch zeigen werden.

Das grundlegende Schema der Versuchsanordnung zeigt Bild 10. In dem Hauptstromkreis sind Kolbenring und Zylinder parallel zu einem Begrenzungswiderstand R_p geschaltet. Die vom Zylinder und der Gelenkverbindung (Kolbenring) abgegriffene Spannung wird über den dreistufigen Verstärker an das eine Plattenpaar des Braunschen Rohres gelegt.

Um zu jeder Zeit den Übergangswiderstand zwischen Kolbenring und Zylinder bei Stillstand der Maschine messen zu können, wurde in den Hauptstromkreis noch eine Pontavi-Thomson-Meßbrücke

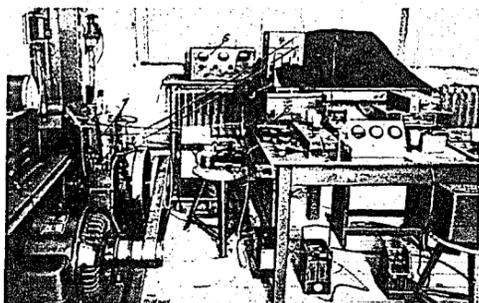


Bild 9. Ansicht der gesamten Versuchsanlage.

1 Versuchszylinder, 2 Zeit-Ikon-Verstärker, 3 Verstärker, 4 Braunschweig-Rohr, 5 Filmbühnenrichtung, 6 Pontavi-Thomson-Schleifdraht-Meßbrücke.

(Hartmann & Braun) geschaltet, die im Schema der besseren Übersicht wegen nicht mit eingezeichnet ist. Die Spannung muß dann an der Meßdiagonalen der Brücke abgegriffen werden, zu welchem Zweck das fest eingebaute Galvanometer überbrückt wurde und zwei Spannungsanschlüsse nach außen abgeführt wurden.

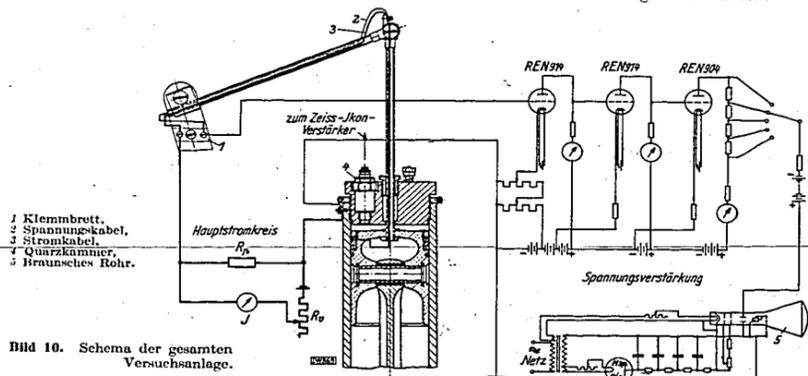


Bild 10. Schema der gesamten Versuchsanlage.

Wie die später angeführten Messungen ergaben (vgl. Bild 18), ändert die Zwischenschaltung dieser Brücke in den Stromkreis an den elektrischen Verhältnissen nur insoweit etwas, als der Stromverbrauch der Brücke die abgegriffene Spannung verringert.

31 Maschineller Teil

Der Aufbau des maschinellen Teiles der Versuchsanlage geht aus Bild 11 hervor, und stützt sich auf (die aus den Vorversuchen²⁾ gewonnenen Erfahrungen [1].

311 Zylinder und Kopf

Unter Beibehaltung des Triebwerkes wurden an einem alten Einzylinder-Verbrennungsmotor Kolben, Zylinder und Kopf umgestaltet, um einerseits zu einer heute üblichen Bauweise zu gelangen und andererseits einen Verdichterbetrieb mit veränderlichem Kompressionsraum zu ermöglichen. Da die Klärung grundsätzlicher Fragen des Schmiervorganges im Zylinder durch den Motorbetrieb stark erschwert wird, wurde zunächst bewußt auf diesen verzichtet und nur mit Fremdantrieb durch einen regelbaren Gleichstrommotor gearbeitet.

Der mit einem Kühlwassermantel umgebene Zylinder ist in seinem oberen Teil zum Aufschrauben des Kopfes mit Gewinde versehen, so daß das Verdichtungsverhältnis durch einfaches Drehen des Kopfes verändert werden kann. In dem Kopf sind eine Quarzkammer zur Messung des Druckverlaufes sowie zwei ungesteuerte Ventile angeordnet; die Verdichtung erfolgt dann im Zweitakt. Die durch

²⁾ Diese Versuche führte Herr Ing. Richter vom hiesigen Institut durch.

derartige Ventile bedingte geringe Füllung kann hier in Kauf genommen werden, da lediglich hoher Verdichtungsdruck bezweckt wird, so daß jeweils nur die Undichtigkeitsverluste nachgesaugt werden müssen.

Der Zylinderkopf dient weiter zur Führung einer mit dem Kolben verschraubten Stange, in der die Strom- und Spannungsdrähte untergebracht sind, Bild 12. Die Abdichtung der Gleitstelle gegen den Verdichtungsraum erfolgt durch zusammengedrückte, mit Öl getränkte Asbestschnur, die sich besonders bei hohen Temperaturen als sehr wirksam und dauerhaft herausstellte.

312 Kühlung

Eine gleichmäßige Temperaturverteilung über den vom Kolben beschriebenen Teil der Zylinderwand wurde erreicht durch Umspülung des Zylinders mit einer von einer Sili-Kühlmittelpumpe umgewälzten Wassermenge, die in einem Zwischenbehälter aufgeheizt werden konnte. Mehrere in der Wand angeordnete Thermoelemente ermöglichten eine dauernde Überprüfung der vorhandenen Temperaturen.

313 Schmierung

Um von der bei Kolbenmaschinen üblichen Schleuderschmierung freizukommen, bei der die an die Wand gelangende Ölmenge schwer zu bestimmen ist, wurde eine gesonderte Zylinderschmierung derart vorgesehen, daß das Schmieröl mittels Bosch-Einspritzpumpen vier am Zylinder verteilten Bohrungen zugeführt wurde. Dieses in Vorversuchen ermittelte Verfahren erwies sich als zweckmäßig, die Fördermenge von 0,015 µ/U als ausreichend.

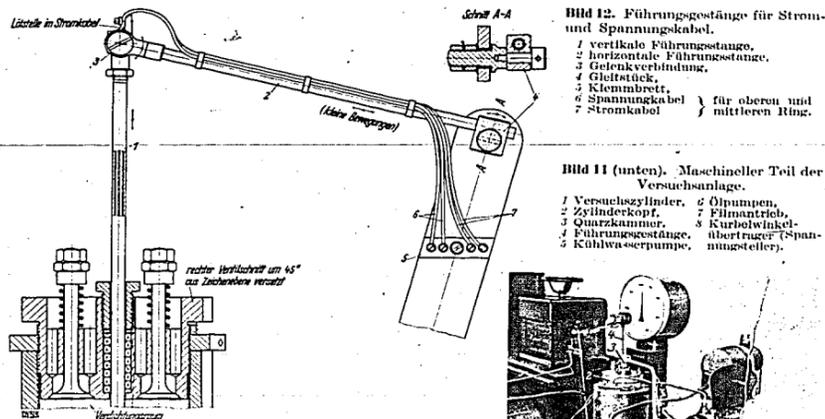


Bild 12. Führungsgestänge für Strom- und Spannungskabel.

1 vertikale Führungstange, 2 horizontale Führungstange, 3 Gelenkverbindung, 4 Gleitstück, 5 Klemmbrett, 6 Spannungskabel für oberen und mittleren Ring, 7 Stromkabel

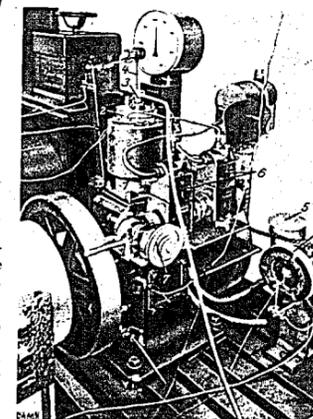
Bild 11 (unten). Maschineller Teil der Versuchsanlage.

1 Versuchszylinder, 2 Ölpumpe, 3 Zylinderkopf, 4 Filmantrieb, 5 Quarzkammer, 6 Kurbelwinkel, 7 Führungsgestänge, 8 Übertrager (Spannungsteiler), 9 Kühlwasserpumpe

314 Filmantrieb und Kolbenwegübertrager

Die Widerstandsänderungen wurden mit einer Filmtrommel (in Bild 9) aufgenommen, die von der Maschine unmittelbar angetrieben wurde. Die Zeit- und Totpunktmarkierung geschah durch Glühlampen.

Für die Beobachtung erwies es sich als nützlich, auf dem Schirm auch stehende Bilder zu erzeugen. Zu diesem Zweck wurden an das zweite Plattenpaar des Braunschweig-Rohres die von einem rotierenden Spannungsteiler abgegriffenen Spannungen gelegt. Der im hiesigen Institut entwickelte Spannungsteiler (8 in Bild 11) ist so gebaut,



daß seine Wicklung ein Zurückspringen der abgegriffenen Spannung vom Höchstwert auf den Wert Null möglich macht. Legt man den Umspringpunkt in die Hubmitte hinein, so werden die Totpunkte vollständig abgebildet.

32 Elektrischer Teil

Die oszillierende Bewegung der Kolbenringe zwingt zur Anbringung besonderer Vorkehrungen für die Stromzuführung bzw. für den Spannungsabgriff. Von der Verwendung irgendwelcher Schleifkontakte soll deshalb abgesehen werden, weil diese selbst Widerstandsschwankungen unterworfen sind, die sich den Meßergebnissen überlagern würden. Starre Schraub- oder Lötverbindungen können aber nur unter Zwischenschaltung elastischer Glieder angebaut werden, wobei außerdem auf eine völlige Isolierung der Ringe vom Kolben und auf eine Abdichtung des Ringnutenraumes gegen den Kolbenhohlraum zu achten ist.

Diese Überlegungen führten zu der schon in Bild 12 gezeigten Kabelführung aus dem Zylinderkopf. Die Stromzuführung zu den Kolbenringen geht aus Bild 13 hervor, das auch erkennen läßt, in welcher Weise die beiden oberen Ringe gegen den Kolben isoliert sind. Der obere Teil des Kolbens wurde nach Abdrehen mit Gewinde versehen und ein entsprechender Drehkörper aus Isolierstoff aufgeschraubt. Unter Einhaltung der alten Spiele erfolgte dann das Einstecken der Nuten in den Isolierstoff. Diese sind damit 100%ig gegen den Kolben isoliert, so daß ausschließlich die Übergangsspannung an den Laufflächen, wie gefordert, erfaßt wird. Die Einzelteile des so umgebauten Kolbens sind aus Bild 14 zu ersehen.

Als Isolierstoff fand eine unter der Firmenbezeichnung „Jaroslaw Turbax“ bekannte Preßstoffmasse Verwendung, die allen hier auftretenden Beanspruchungen ohne merkliche Quellungen gewachsen war. Für Temperaturen über 140° C, wie sie im Motor zu erwarten sind, dürften derartige harzhaltige Preßmassen ungeeignet sein. Als dann werden vorteilhafterweise asbesthaltige Massen, die Temperaturen bis zu 300° C anstandslos ertragen, verwandt. So erwies sich z. B. der normalerweise als Bremsbelag verwandte Stoff „Bremsit“, trotzdem er wegen harter Stellen schwer bearbeitbar ist, als sehr zufriedenstellend. Die Isolation war allerdings nicht so gut wie bei den Kunstharzen, genügte indessen mit 0,3 bis 0,4 M Ω noch voll auf den Anforderungen.

Bevor diese Art der Isolation getroffen wurde, waren schon umfangreiche Versuche mit eloxierten Kolben gemacht worden, die aber nicht befriedigen konnten. Die Eloxierung⁴⁾ normaler Kolben aus der Al-Si-Legierung konnte den Isolationsanforderungen bei weitem nicht genügen, wies doch die Eloxalschicht nur einen Widerstand von etwa 5 bis 10 Ω auf. Bei Kolben aus der K-S-Seewasserlegierung, die von der Firma Mahle, Bad Cannstatt, eigens für diesen Zweck gefertigt wurden, wies die Schicht einen hohen Isolationswiderstand auf und zeigte bei kurzzeitigem Betrieb keine Beanstandungen. Leider war aber die dünne Schicht nur kurzzeitigem Betrieb gewachsen, da sie an den Nutenkanten schnell abgearbeitet war.

Diese Erfahrungen mit Eloxalschichten führten dann schließlich zu der oben beschriebenen Lösung. Allerdings wird durch die Kunststoffe der Wärmefuß vom Kolbenboden durch die Ringe an die Zylinderwand gestört, ein Nachteil, der besonders bei den später geplanten Motorversuchen stark ins Gewicht fallen wird. Er muß jedoch zur Wahrung einer ausreichenden elektrischen Isolation, die wohl kaum auf andere Weise erreicht werden kann, in Kauf genommen werden.

Wie schon kurz erwähnt, müssen Strom- und Spannungskabel gasdicht durch den Kolbenmantel an die Ringe geführt werden. Zu diesem Zweck wurde an letztere ein 0,1 mm starker Kupferblechstreifen gemäß Bild 13 angelötet, der den Ringen kleine radiale Bewegungen und in beschränktem Umfang auch eine gewisse Drehung innerhalb der Nut gestattet. Die an dem freien Ende des Blechstreifens angelötete Stiftschraube wird durch eine im Nutengrund befindliche Bohrung gesteckt und kann vom Innenraum des Kolbens durch eine Mutter dichtend angezogen werden. Die Stiftschraube, die natürlich mit der Kolbenwand keinen Schluß bekommen darf, besitzt eine genügende Länge, um noch die beiden Ösen des Strom- und Spannungskabels sowie eine Kontermutter aufzunehmen. Von diesen an den beiden oberen Ringen befindlichen Klemmstellen aus werden die Drähte durch ein mit dem Kolben verschraubtes Rohr nach außen geführt, wie in dem schon erwähnten Bild 12 angedeutet ist. Das Rohr ist über ein Gelenk mit einer horizontalen Führungsstange verbunden, an der die Drähte bis zum Klemmbrett entlang geführt werden.

Der Ausbildung der in Bild 15 dargestellten Gelenkverbindung und der Führung der Drähte an dieser Stelle wurde besondere Sorgfalt gewidmet. Die stromführenden Drähte sollen im Interesse eines geringen Eigenwiderstandes möglichst stark sein, da dieser Widerstand teilweise in die Meßergebnisse eingeht und die Empfindlichkeit herabsetzt, was noch näher begründet wird. Natürlich unterliegen starke und starre Drähte an der Knickstelle im Gelenk besonders großen Beanspruchungen,

⁴⁾ Die Eloxierung der Kolben führte das Versuchslaboratorium der Lautawerke durch, wofür an dieser Stelle gedankt sei.

die leicht zum Zerreißen führen können. Aus diesem Grunde ist an der gefährdeten Stelle ein kleines Stück schmiegsamer Litze (nachteilig ist der hohe Eigenwiderstand) zwischengelötet, die allen auftretenden Bewegungen nachgeben kann. Nachteilig war nur, daß beim Abbauen der Maschine die Verbindungstellen jeweils aufgelötet werden mußten.

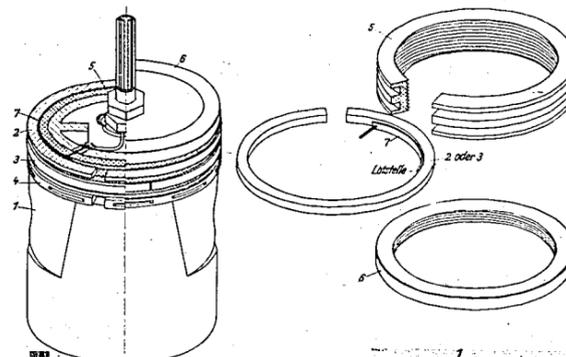


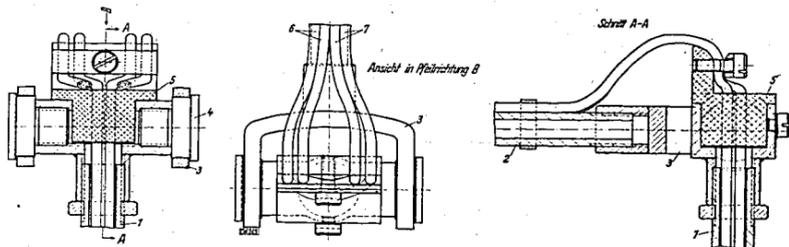
Bild 13 und 14 (links u. unten). Kabelanschlüsse für die Kolbenringe und Einzelteile des Kolbens.

- 1 Kolben,
- 2 oberster Kolbenring,
- 3 mittlerer Kolbenring,
- 4 Ölblestreifenring,
- 5 Isolierkörper,
- 6 Haltemutter,
- 7 Kupferstreifen mit Stiftschraube.

Zur Sichterzeugung der Stromzuführung an den oberen und mittleren Kolbenring ist in Bild 13 die linke Hälfte des Kolbens in Mitte des oberen Ringes aufgeschnitten, während die rechte Hälfte in Ansicht gezeichnet ist.

Bild 15 (untere Bildreihe). Gelenkverbindung zwischen horizontaler und vertikaler Führungsstange.

- 1 vertikale Führungsstange,
- 2 horizontale Führungsstange,
- 3 Gelenkbolzen,
- 4 Isoliertkörper,
- 5 Spannungskabel für oberen und mittleren Ring,
- 6 Stromkabel



4 Versuchsergebnisse

41 Die Spannungs- und Widerstandsbeziehung

Die festen im Schaltbild 8 bezeichneten Leitungswiderstände wurden mit der Pontavi-Thomson-Meßbrücke gemessen. Es ergaben sich folgende Mittelwerte:

Widerstand des Stromkabels von R_p -Klemme bis Zylinder . . . $R_{11} = 3,0 \cdot 10^{-3} \Omega$

Widerstand des Stromkabels von R_p -Klemme bis Gelenk . . . $R_{12} = 11,5 \cdot 10^{-3} \Omega$

Widerstand des Stromkabels von Gelenk bis Kolbenring . . . $R_{13} = 5,5 \cdot 10^{-3} \Omega$

Summe der Leitungswiderstände $\Sigma R_L = 20,0 \cdot 10^{-3} \Omega$

daß seine Wicklung ein Zurückspringen der abgegriffenen Spannung vom Höchstwert auf den Wert Null möglich macht. Legt man den Umspringpunkt in die Hubmitte hinein, so werden die Totpunkte vollständig abgebildet.

32 Elektrischer Teil

Die oszillierende Bewegung der Kolbenringe zwingt zur Anbringung besonderer Vorkehrungen für die Stromzuführung bzw. für den Spannungsabgriff. Von der Verwendung irgendwelcher Schleifkontakte soll deshalb abgesehen werden, weil diese selbst Widerstandsschwankungen unterworfen sind, die sich den Meßergebnissen überlagern würden. Starre Schraub- oder Lötverbindungen können aber nur unter Zwischenschaltung elastischer Glieder angebaut werden, wobei außerdem auf eine völlige Isolierung der Ringe vom Kolben und auf eine Abdichtung des Ringnutenraumes gegen den Kolbenhohlraum zu achten ist.

Diese Überlegungen führten zu der schon in Bild 12 gezeigten Kabelführung aus dem Zylinderkopf. Die Stromzuführung zu den Kolbenringen geht aus Bild 13 hervor, das auch erkennen läßt, in welcher Weise die beiden oberen Ringe gegen den Kolben isoliert sind. Der obere Teil des Kolbens wurde nach Abdrehen mit Gewinde versehen und ein entsprechender Drehkörper aus Isolierstoff aufgeschraubt. Unter Einhaltung der alten Spiele erfolgte dann das Einstecken der Nuten in den Isolierstoff. Diese sind damit 100%ig gegen den Kolben isoliert, so daß ausschließlich die Übergangsspannung an den Laufflächen, wie gefordert, erfaßt wird. Die Einzelteile des so umgebauten Kolbens sind aus Bild 14 zu ersehen.

Als Isolierstoff fand eine unter der Firmenbezeichnung „Jaroslaw Turbax“ bekannte Preßstoffmasse Verwendung, die allen hier auftretenden Beanspruchungen ohne merkliche Quellungen gewachsen war. Für Temperaturen über 140° C, wie sie im Motor zu erwarten sind, dürften derartige harzhaltige Preßmassen ungeeignet sein. Als dann werden vorteilhafterweise asbesthaltige Massen, die Temperaturen bis zu 300° C anstandslos ertragen, verwandt. So erwies sich z. B. der normalerweise als Bremsbelag verwandte Stoff „Bremsit“, trotzdem er wegen harter Stellen schwer bearbeitbar ist, als sehr zufriedenstellend. Die Isolation war allerdings nicht so gut wie bei den Kunstharzen, genügte indessen mit 0,3 bis 0,4 M Ω noch vollauf den Anforderungen.

Bevor diese Art der Isolation getroffen wurde, waren schon umfangreiche Versuche mit eloxierten Kolben gemacht worden, die aber nicht befriedigen konnten. Die Eloxierung⁴⁾ normaler Kolben aus der Al-Si-Legierung konnte den Isolationsanforderungen bei weitem nicht genügen, wies doch die Eloxalschicht nur einen Widerstand von etwa 5 bis 10 Ω auf. Bei Kolben aus der K-S-Seewasserlegierung, die von der Firma Mahle, Bad Cannstatt, eigens für diesen Zweck gefertigt wurden, wies die Schicht einen hohen Isolationswiderstand auf und zeigte bei kurzzeitigem Betrieb keine Beanspruchungen. Leider war aber die dünne Schicht nur kurzzeitigem Betrieb gewachsen, da sie an den Nutenkanten schnell abgearbeitet war.

Diese Erfahrungen mit Eloxalschichten führten dann schließlich zu der oben beschriebenen Lösung. Allerdings wird durch die Kunststoffe der Wärmefuß vom Kolbenboden durch die Ringe an die Zylinderwand gestört, ein Nachteil, der besonders bei den später geplanten Motorversuchen stark ins Gewicht fallen wird. Er muß jedoch zur Wahrung einer ausreichenden elektrischen Isolation, die wohl kaum auf andere Weise erreicht werden kann, in Kauf genommen werden.

Wie schon kurz erwähnt, müssen Strom- und Spannungskabel gasdicht durch den Kolbenmantel an die Ringe geführt werden. Zu diesem Zweck wurde an letztere ein 0,1 mm starker Kupferblechstreifen gemäß Bild 13 angelötet, der den Ringen kleine radiale Bewegungen und in beschränktem Umfang auch eine gewisse Drehung innerhalb der Nut gestattet. Die an dem freien Ende des Blechstreifens angelötete Stiftschraube wird durch eine im Nutgrund befindliche Bohrung gesteckt und kann vom Innenraum des Kolbens durch eine Mutter dichtend angezogen werden. Die Stiftschraube, die natürlich mit der Kolbenwand keinen Schluß bekommen darf, besitzt eine genügende Länge, um noch die beiden Ösen des Strom- und Spannungskabels sowie eine Kontermutter aufzunehmen. Von diesen an den beiden obersten Ringen befindlichen Klemmstellen aus werden die Drähte durch ein mit dem Kolben verschraubtes Rohr nach außen geführt, wie in dem schon erwähnten Bild 12 angedeutet ist. Das Rohr ist über ein Gelenk mit einer horizontalen Führungsstange verbunden, an der die Drähte bis zum Klemmbrett entlang geführt werden.

Der Ausbildung der in Bild 15 dargestellten Gelenkverbindung und der Führung der Drähte an dieser Stelle wurde besondere Sorgfalt gewidmet. Die stromführenden Drähte sollen im Interesse eines geringen Eigenwiderstandes möglichst stark sein, da dieser Widerstand teilweise in die Meßergebnisse eingeht und die Empfindlichkeit herabsetzt, was noch näher begründet wird. Natürlich unterliegen starke und starre Drähte an der Knickstelle im Gelenk besonders großen Beanspruchungen,

⁴⁾ Die Eloxierung der Kolben führte das Versuchslaboratorium der Lautwerke durch, wofür an dieser Stelle gedankt sei.

die leicht zum Zerreißen führen können. Aus diesem Grunde ist an der gefährdeten Stelle ein kleines Stück schmiegsamer Litze (nachteilig ist der hohe Eigenwiderstand) zwischengelötet, die allen auftretenden Bewegungen nachgeben kann. Nachteilig war nur, daß beim Abbauen der Maschine die Verbindungsstellen jeweils aufgelötet werden mußten.

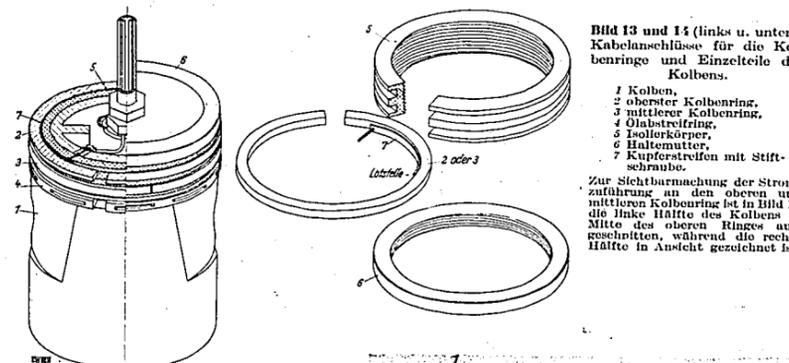


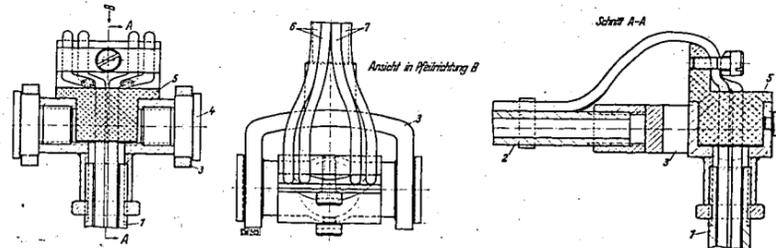
Bild 13 und 14 (links u. unten). Kabelanschlüsse für die Kolbenringe und Einzelteile des Kolbens.

- 1 Kolben,
- 2 oberster Kolbenring,
- 3 mittlerer Kolbenring,
- 4 Ölblechstreifen,
- 5 Isolierkörper,
- 6 Haltermutter,
- 7 Kupferstreifen mit Stiftschraube.

Zur Sichtbarmachung der Stromzuführung an den oberen und mittleren Kolbenring ist in Bild 13 die linke Hälfte des Kolbens in Mitte des oberen Ringes aufgeschnitten, während die rechte Hälfte in Ansicht gezeichnet ist.

Bild 15 (untere Bildreihe). Gelenkverbindung zwischen horizontaler und vertikaler Führungsstange.

- 1 vertikale Führungsstange,
- 2 horizontale Führungsstange,
- 3 Gleitgabel,
- 4 Gleitbolzen,
- 5 Isolierkörper,
- 6 Spannungskabel für oberen und mittleren Ring,
- 7 Stromkabel



4 Versuchsergebnisse

41 Die Spannungs- und Widerstandseichung

Die festen im Schaltbild 8 bezeichneten Leitungswiderstände wurden mit der Pontavi-Thomson-Meßbrücke gemessen. Es ergaben sich folgende Mittelwerte:

Widerstand des Stromkabels von R_p -Klemme bis Zylinder	$R_{11} = 3,0 \cdot 10^{-3} \Omega$
Widerstand des Stromkabels von R_p -Klemme bis Gelenk	$R_{12} = 11,5 \cdot 10^{-3} \Omega$
Widerstand des Stromkabels von Gelenk bis Kolbenring	$R_{13} = 5,5 \cdot 10^{-3} \Omega$

Summe der Leitungswiderstände $\Sigma R_L = 20,0 \cdot 10^{-3} \Omega$

Die durch Temperatur- und Feuchtigkeitsänderungen sowie durch sonstige Einflüsse bedingten Abweichungen bewegten sich bei wiederholtem Messen um 2 bis 3%.

Die Größe des Stromes I ist abhängig von der Wahl des Parallelwiderstandes und von der geforderten Oszillogrammgröße α_{max} . Diese möchte bei dem hier benutzten Braunschweig Rohr das Maß 65 mm nicht überschreiten, da sonst Ablenkungsfehler des Rohrs oder Abbildungsfehler der Optik bereits eine Verzerrung bewirken, was Gelling [10] durch eine Rastereichung feststellte. Bei den weiter unten gezeigten Oszillogrammen ist dieser Höchstauschlag fast immer zugrunde gelegt.

Für einen gegebenen Parallelwiderstand, dessen Größe sich nach dem geforderten Meßbereich richtet, kann bei Kenntnis des Stromes I der Spannungsunterschied $U_{x,max} - U_{x,min}$ errechnet werden, der bei Änderung des Übergangswiderstandes von $R_{x,min}$ auf $R_{x,max}$ einen Kathodenstrahl-ausschlag von 65 mm hervorruft. Dabei ist $R_{x,min}$ der bei stillstehender Maschine gemessene Übergangs-widerstand, während $R_{x,max}$ gemäß Bild 3 in der Gegend von 0,5 bis 1 M Ω liegt. Man begeht keinen großen Fehler, wenn man dafür den Wert ∞ setzt. Die diesen Widerständen zugeordneten Spannungen lassen sich durch folgende Gleichungen ausdrücken:

$$R_x = R_{x,max} = \infty \quad U_{x,max} = I R_p \quad (13)$$

$$R_x = R_{x,min} \quad U_{x,min} = I \frac{R_p (R_{x,min} + R_{L2})}{R_p + R_{x,min} + \Sigma R_L} \quad (14)$$

Damit ergibt sich für den Spannungsunterschied der Ausdruck:

$$U_{x,max} - U_{x,min} = I R_p \frac{R_p + \Sigma R_L - R_{L2}}{R_p + \Sigma R_L + R_{x,min}} = \text{konst für 65 mm Gesamtausschlag} \quad (15)$$

Die Messung des Stromes I ermöglicht ein in den Stromkreis geschaltetes Amperemeter. Bei wechselweisem An- und Abklemmen eines der beiden Stromkabel wird der Ausschlag des Leucht-punktes auf dem Rohr beobachtet und der Strom durch den Vorschaltwiderstand R_x (vgl. Bild 8) so lange verändert, bis der gewünschte Ausschlag erreicht ist.

Daß das Meßverfahren in erster Linie eine hohe Spannungsempfindlichkeit aufweisen soll, kommt hauptsächlich die Parallelschaltung kleiner Widerstände und die Verwendung hoher Ströme in Frage. Die später besprochenen Oszillogramme sind deshalb auch mit einem Parallelwiderstand

$$R_x = 2,5 \cdot 10^{-3} \Omega$$

erhalten worden. Vergleicht man sie mit den wenigen Oszillogrammen, die mit einem einohmigen Widerstand aufgenommen wurden, so wird deutlich, wie durch entsprechende Bemessung des Parallel-widerstandes und des Stromes ein geforderter Meßbereich bzw. eine geforderte Empfindlichkeit ver-wirklicht werden kann.

Bei einem Parallelwiderstand von $2,5 \cdot 10^{-3} \Omega$ war laut Messung ein Strom $I = 1,8 \text{ A}$

aufzuwenden, wenn der geforderte Wert $\alpha_{max} = 65 \text{ mm}$

erreicht werden sollte.

Der Widerstand $R_{x,min}$, der sich beim Stillstand der Maschine einstellt, kann je nach Ölart, Ringspannung, Temperatur usw. verschiedene Werte annehmen. In der frischgeöhlten Maschine von Raumtemperatur (20° C) ergaben Messungen in verschiedenen Kolbenstellungen und zu verschiedenen Zeiten Schwankungen von etwa $\pm 5\%$. Für das hier benutzte Öl und für die beiden untersuchten Kolbenringtypen wurden folgende Mittelwerte gemessen:

1. Mittlere Ringspannung = 0,5 kg/cm²; $R_{x,min} = 6,0 \cdot 10^{-3} \Omega$;
2. Mittlere Ringspannung = 2,5 kg/cm²; $R_{x,min} = 4,2 \cdot 10^{-3} \Omega$.

Da in erster Linie der Ring mit schwacher Spannung untersucht wurde, soll die weitere Rechnung mit dem Wert $R_{x,min} = 6,0 \cdot 10^{-3} \Omega$ durchgeführt werden.

Mit diesen Werten für R_p und $R_{x,min}$ errechnet sich für einen Ausschlag von 65 mm ein Spannungs-unterschied von:

$$U_{x,max} - U_{x,min} = 1,8 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \frac{17,0 \cdot 10^{-3}}{29,5 \cdot 10^{-3}} \text{ V}$$

$$U_{x,max} - U_{x,min} = 2,7 \text{ mV} = \text{konst für 65 mm Gesamtausschlag.}$$

Nunmehr läßt sich der aufzuwendende Strom I für beliebige Parallelwiderstände errechnen nach:

$$I = \frac{2,7}{R_p} \frac{R_p + R_{x,min} + 20}{R_p + 14,5} \text{ [A] für } \alpha_{max} = 65 \text{ mm} \quad (15)$$

Die Widerstände sind in $10^3 \Omega$ einzusetzen.

Die Kurve $I = f(R_x)$ ergibt bei logarithmischer Teilung der I - und R_x -Achse mit großer Annähe-rung eine Gerade. Man kann α_{max} bzw. $U_{x,max} - U_{x,min}$ sowie $R_{x,min}$ verändern und braucht jeweils nur zwei Punkte zu errechnen, um die Gerade ziehen zu können.

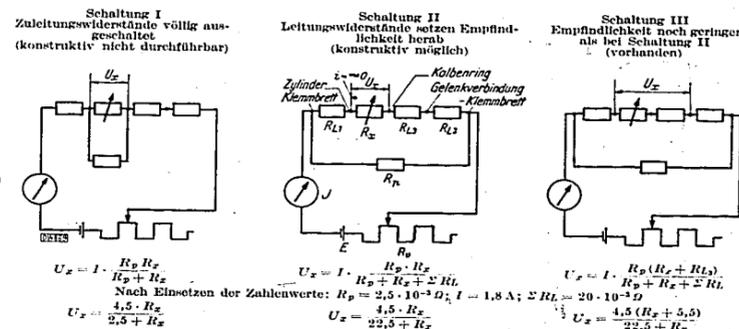


Bild 16 (obere Bildreihe). Zusammenstellung der drei durchgerechneten Schalt-schemen.

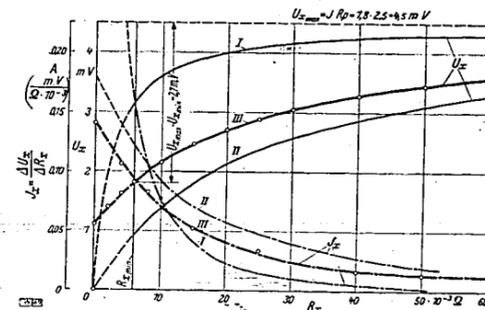


Bild 17. Übergangsspannung U_x (entspricht Kathodenstrahl-ausschlag α) und Übergangs-strom I_x (= Spannungsempfindlichkeit) in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x bei den Schaltungen I, II, III nach Bild 16. $R_{x,min}$ = Widerstand bei Stillstand der Maschine.

Nachdem nunmehr die Leitungs- und Parallelwiderstände und die Ströme festliegen, kann die Spannung in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x errechnet und kurvenmäßig dargestellt werden. Gezeichnet man die U_x - und I_x -Kurven der auf Seite 3 und 4 angegebenen drei Schaltungs-arten, die der Übersicht halber nebst den zugehörigen U_x -Gleichungen noch einmal in Bild 16 zusam-men-gestellt wurden, über einer gemeinsamen R_x -Achse auf, so ergibt sich das Bild 17.

Eine vergleichende Betrachtung dieser Kurven, die alle einem Hyperbelgesetz folgen, gibt Auf-schluß über den Einfluß der Leitungs-widerstände auf die Spannung U_x und auf die Spannungsemp-findlichkeit $\Delta U_x / \Delta R_x$. Dieser Einfluß ist bei der Schaltung I, die sich leider konstruktiv nicht ver-wirklichen läßt, völlig ausgeschaltet, da die Zuleitungen hier außerhalb der Verzweigung von R_x und R_p liegen und lediglich die Wirkung von Vorschaltwiderständen ausüben. Bei den Schaltungen II und III liegen sie jedoch innerhalb der Stromverzweigung und bewirken wegen ihres eigenen Strom-verbrauches eine Herabsetzung des Stromes I_x und der Spannung U_x . Wenn also bei allen drei Schaltungen gleicher Übergangswiderstand und gleicher Gesamtstrom angenommen wird, so ergibt sich für die Schaltung I die höchste Spannung.

Wegen der geringen Größe der Leitungs-widerstände (0,02 Ω) wirkt sich dieser Stromverbrauch aber nur bei kleinem Parallelwiderstand und hohem Gesamtstrom aus, und auch dann nur bei kleinen Werten von R_x . So ist in Bild 17 erst bei R_x -Werten unterhalb 0,01 Ω ein Einfluß der Leitungs-widerstände auf I_x zu beobachten. Wie man sieht, steigt die I_x -Kurve für die Schaltung I von diesem Punkt nach links sehr steil an; sie erreicht bei $R_x = 0$ den Wert $I_x = 1,8 \text{ A}$. In diesem Bereich haben die entsprechenden Kurven der Schaltung II und III einen verhältnismäßig sehr flachen Verlauf und erreichen bei $R_x = 0$ nur Höchstwerte von $I_x = 0,18$ bzw. $0,14 \text{ A}$, weisen hier also eine etwa 10mal so geringe Empfindlichkeit wie die Schaltung I auf.

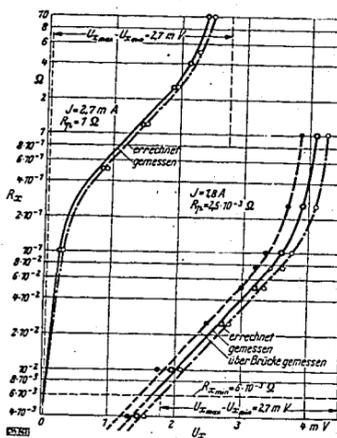


Bild 18. Vergleich der gerechneten mit der gemessenen Übergangsspannung U für die Schaltung III. U_x in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x .

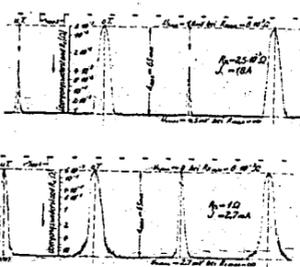


Bild 19. Beispiele für den Widerstandsmaßstab in den Oszillogrammen. Der Maßstab ist abhängig von J und R_p .

Allerdings kann in vorliegendem Fall die hohe Empfindlichkeit der Schaltung I gar nicht ausgenutzt werden, da im Versuchszylinder Widerstände unter $6,0 \cdot 10^{-3}$ bzw. $4,2 \cdot 10^{-3} \Omega$ (vgl. S. 10) nicht gemessen wurden. Bei $R_{p \text{ min}} = 6,0 \cdot 10^{-3} \Omega$ liegen aber die Empfindlichkeiten der Schaltung I und II mit Werten von 0,155 bzw. 0,12 A schon ziemlich dicht zusammen, um schließlich bei $R_x = 8 \cdot 10^{-3} \Omega$ gleiche Größe anzunehmen. Hier hat demnach die Schaltung I gegenüber der Schaltung II keinerlei Vorteile mehr aufzuweisen; Schaltung II sollte jedoch unbedingt angestrebt werden, da sie in dem hier besonders interessierenden „Kurzschlußgebiet“ (6 bis $20 \cdot 10^{-3} \Omega$) eine um 20 bis 40% höhere Empfindlichkeit als die Schaltung III aufweist.

Einen Vergleich der errechneten mit gemessenen Spannungswerten ermöglicht das Bild 18, in dem der Übergangswiderstand in logarithmischem Maßstab aufgetragen ist. Dabei ist der gerechneten Kurve die Gleichung der Schaltung III, die ja tatsächlich vorhanden war, zugrunde zu legen:

$$1. R_p = 2,5 \cdot 10^{-3} \Omega \quad U_x = \frac{4,5(R_x + 5,5)}{22,5 + R_x}$$

$$2. R_p = 1 \Omega \quad U_x = \frac{2,74(R_x + 5,5)}{1020 + R_x}$$

Wie man sieht, ergibt sich eine gute Übereinstimmung des errechneten und gemessenen Kurvenverlaufes, wobei aber die gemessenen Werte wegen des Stromverbrauches von Meßgerät und Brücke unter den errechneten Werten liegen müssen, was auch tatsächlich der Fall ist.

Für die auf das erste Rohr des Verstärkers gelangenden Spannungen sind die errechneten Werte maßgebend, da zwischen Kathode und Gitter und damit auch in den Spannungsdrähten kein Strom fließt. Dieser Nachweis ist leicht zu erbringen, wenn die Ablenkung des Kathodenstrahls auf dem Braunschen Rohr mit den errechneten Werten in eine Beziehung gebracht wird. Dazu ist erforderlich, die Strahlablenkung α in mm auf dem Braunschen Rohr in Abhängigkeit von bekannten, geeichten Übergangswiderständen aufzunehmen, die an Stelle des Systems Kolbenring—Zylinder eingebaut werden. Dies ist in den Oszillogrammen nach Bild 19 angedeutet. Trägt man diese Abhängigkeit gemäß Bild 20 als Kurve auf, so ergibt sich ein Hyperbelgesetz, das mit dem der Spannungskurve des Bildes 21 übereinstimmen muß.

Diese Übereinstimmung von Rechnung und Messung wird besonders deutlich, wenn man die zu entsprechenden R_x -Werten gehörenden „Empfindlichkeiten“ übereinander aufträgt, also $\text{mm}/\Omega \cdot 10^{-3}$ über $\text{mV}/\Omega \cdot 10^{-3}$. Die sich auf diese Weise ergebende Kurve muß eine Gerade mit der Steigung $0,0416 \text{ mV/mm}$ sein, so daß also der Gesamtausschlag $\alpha_{\text{max}} = 65 \text{ mm}$ durch eine Spannung von $0,0416 \cdot 65 = 2,7 \text{ mV}$ erzielt wird, ein Wert, der weiter oben schon gefunden wurde. Wie man aus Bild 22 ersieht, läßt sich diese Gerade durch die eingetragenen Punkte sehr gut ziehen, so daß es gerechtfertigt ist, lediglich mit den gerechneten Größen zu arbeiten.

Mit dieser Geraden ist gleichzeitig der Nachweis einer geradlinigen Verstärkung erbracht.

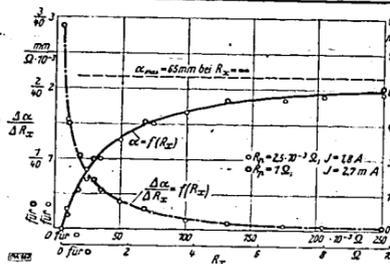


Bild 20.

Gemessene Ablenkung α des Kathodenstrahls und Empfindlichkeit $\Delta U_x / \Delta R_x$ (Strahlablenkung je $1/1000 \Omega$) in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x .

Errechnete Übergangsspannung U_x und Empfindlichkeit $\Delta U_x / \Delta R_x$ (Übergangsspannung je $1/1000 \Omega$) in Abhängigkeit vom Übergangswiderstand R_x .

Errechnete Übergangsspannung U_x in Abhängigkeit von der Empfindlichkeit $\Delta U_x / \Delta R_x$ (Strahlablenkung je $1/1000 \Omega$).
 $\Delta U_x = U_x \cdot \alpha_{\text{max}} / R_x = 5,5 \alpha / R_x$
 Steigung der Geraden:
 $\Delta U_x = U_x \cdot \alpha_{\text{max}} / \Delta R_x = 0,0416 \text{ mV/mm}$
 Spannung für 65 mm Ausschlag:
 $U_x \cdot \alpha_{\text{max}} = U_x \cdot 65 = 2,7 \text{ mV}$

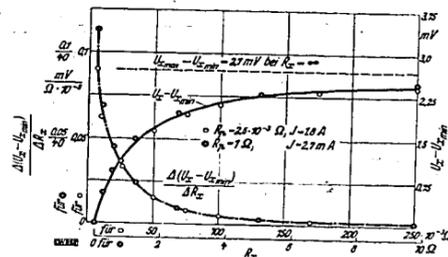


Bild 21.

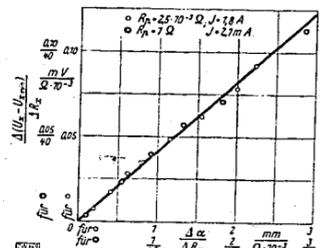


Bild 22.

42 Aussagen über den Schmierzustand

Wurde im bisherigen Teil der Arbeit das Verfahren der Widerstandsmessung grundsätzlich ausgeführt, so soll weiter seine Anwendung zur Beobachtung der Schmierfilmdurchbrechung zwischen Ring und Zylinder behandelt werden. Wenn dabei angenommen wird, daß eine gewisse Beziehung zwischen der Filmdurchbrechung einerseits und dem Verschleiß andererseits besteht, so entspricht das gleichermaßen den Ergebnissen von Vorversuchen wie der praktischen Erfahrung.

Um zu einer solchen Beziehung zu gelangen, wird man sich mit Vorteil auf die bisherigen Erkenntnisse der Forschung über Reibung, Schmierung und Verschleiß stützen. Wenn die Widerstandsmessung mit der Ermittlung der Reibungskraft, die das Ziel vieler Untersuchungen darstellt, auch nicht gleichbedeutend ist, so ist sie bezüglich der Erforschung des Verschleißes offenbar mindestens gleich geeignet. In jedem Fall wird auch sie Bezug nehmen müssen auf die bisher bekannt gewordenen Gesetze der flüssigen bzw. der gemischten Reibung, weshalb zunächst kurz auf diese eingegangen wird.

421 Die Frage nach hydrodynamischen Gesetzmäßigkeiten

Die volle Gültigkeit der hydrodynamischen Gesetze bei Reibungsvorgängen setzt bekanntlich ein bestimmtes Zusammenwirken von Konstruktion, Schmiermittel und Betriebsbedingungen voraus. Im folgenden soll an Hand der erhaltenen Oszillogramme untersucht werden, inwieweit beim Reibungsvorgang im Zylinder diese Voraussetzungen erfüllt sind.

4211 Einfluß der Konstruktion

Wie seit langem bekannt, ist die Bildung hydrodynamischer Drücke in einem Schmierfilm nur möglich, wenn dieser einen keilförmigen Querschnitt aufweist [9]. Um diese Forderung zu erfüllen, muß die bewegte Gleitfläche gegen die feste geneigt werden, wobei die Bewegung nach der angehobenen Kante hin erfolgen muß. Im allgemeinen kann dieses von der Konstruktion geforderte Hilfsmittel leicht verwirklicht werden, bei Gleitlagern bekanntlich einfach durch Anwendung von Lagerspiel. Handelt es sich um zwei parallel zueinander bewegte Gleitflächen, wie beim Kolbenring und Zylinder, so kann der keilförmige Querschnitt durch Brechen der Kolbenringkante hergestellt werden. Für den Fall einer abgerundeten Kante ist von Eweiss [8] der Druck in der Schmierkante und deren Reibungswiderstand errechnet worden. Meistens weisen aber die gebrochenen Kanten keine bestimmte Profilform auf, da sie einfach durch Abfeilen erzeugt werden.

Der jeweils in den Totpunkten beobachtete Kurzschluß gibt zu der Frage Anlaß, ob es sich hier nun auch tatsächlich um „metallische“ Berührung oder mehr um das Durchschlagen einer noch vorhandenen verschleißverhindernden Schmierschicht durch die angelegte elektrische Spannung handelt. Da diese hier aber mit maximal 2,7 mV äußerst klein ist, würden von ihr vielleicht Ölschichten in der Größenordnung von 10^{-3} bis 10^{-4} μ Stärke durchschlagen, so daß man in den Totpunkten praktisch „metallische“ Berührung, auf jeden Fall aber eine mit Verschleiß verbundene Berührung annehmen kann. Es ist jedenfalls nicht ohne weiteres möglich, daß derartig dünne Grenzsichten⁵⁾ zwischen den Gleitflächen ein Verschleiß verhindern können.

Außer den in Bild 25 wiedergegebenen Reibungskurven erhielt Eweis auch solche Reibungsverläufe, aus denen er ähnliche Aussagen über den Schmierzustand ableitet wie oben der Verfasser. Bei hoher Öltemperatur und gleichzeitig hohem Ringanpreßdruck stellte Eweis Reibungsverläufe nach Bild 27 fest. Man erkennt, wie mit zunehmender Geschwindigkeit nach der Hubmitte zu die Reibung stark abfällt, was Eweis mit der Bildung eines besseren Schmierfilms an dieser Stelle erklärt. Diese Erscheinung kennzeichnet nach seiner Meinung das Gebiet der halbflüssigen Schmierer, wobei sich die Reibung als annähernd umgekehrt verhältnismäßig der Geschwindigkeit erweisen soll.

Nicht ohne weiteres zu vereinbaren sind diese Überlegungen mit der von Vogelpohl [24] vertretenen Auffassung, daß der Gültigkeitsbereich der oben angegebenen Reibungsformel für das Gleitlager nicht allein auf die flüssige Reibung beschränkt ist, was der Vergleich einer von Büche [2] gemessenen „Mischreibungskurve“ mit der nach dieser Formel errechneten „Flüssigkeitsreibungskurve“ gemäß Bild 28 zeigt. Dabei wurde das Einsetzen der gemischten Reibung bei einer Gleitgeschwindigkeit von 1 m/s mittels Stromdurchgangsmessung nachgewiesen. Man erkennt, daß im Mischreibungsgebiet rechts des Reibungsminimums die Reibung mit Zunahme der Gleitgeschwindigkeit gemäß der hydrodynamischen Theorie wächst und daß nur links dieses Punktes die oben von Eweis angenommene Reibungsabhängigkeit besteht. Nach der Ansicht des Verfassers liegen aber über den Schmiervorgang im Zylinder noch zu wenig Versuchsergebnisse vor, um eine Beziehung zu den für das Gleitlager gültigen Überlegungen Vogelpohls herzustellen.

Im übrigen kann auch mittels dieser Reibungsmessungen von Büche eine Entscheidung über die Art des Reibungszustandes, d. h. ob gemischte oder flüssige Reibung vorliegt, nicht gefällt werden. Erst eine Stromdurchgangsmessung setzt Büche in den Stand, den Beginn der gemischten Reibung nachzuweisen. Man ist daher zu der Hoffnung berechtigt, daß auch die vom Verfasser benutzte Widerstandsmessung in Verbindung mit einer trägheitsfreien Reibungsmessung wesentliche Beiträge zur Klärung dieser Frage liefern kann.

4213 Einfluß der Gleitflächenbelastung

Der Reibungswiderstand ist sowohl bei der flüssigen als auch bei der gemischten Reibung von der Größe des senkrecht zu den gleitenden Flächen wirkenden Druckes, also vom Normaldruck, abhängig. Eine Steigerung dieses Druckes ist in jedem Falle dahin gerichtet, das Ausströmen des Öls zwischen den Gleitflächen zu erleichtern, sodaß die Stärke der Schmierschicht verringert wird. Dies wirkt sich innerhalb der Flüssigkeitsreibung in einer Herabsetzung des Reibwertes μ aus, wobei der Reibungswiderstand mit der Belastung zunächst steil ansteigt, um dann allmählich flacher zu verlaufen, vgl. z. B. Meßergebnisse von Ruegenberg [16]. Um geringe Reibung zu erhalten, ist danach erwünscht, die Schmierschicht so dünn wie möglich zu halten. Von der Rauigkeit der Gleitflächen hängt es ab, wie klein diese „geringste Schmierschichtstärke“ sein darf, um im flüssigen Reibungsgebiet zu bleiben.

Die Reibungsverhältnisse der in diesem Zusammenhang mehr interessierenden gemischten Reibung sind zwar auch häufig untersucht worden, doch haben die Messungen nicht zu einer einheitlichen Theorie geführt [24]. Wie schon erwähnt, ist Vogelpohl der Ansicht, daß auch in einem großen Bereich der gemischten Reibung die hydrodynamischen Gesetzmäßigkeiten erhalten bleiben. Befindet man sich aber im Gebiet stärkeren Verschleißes, also etwa links des Reibungsminimums, so läßt sich mit den bisherigen Rechenverfahren die Reibung nicht bestimmen. Es hat den Anschein, daß man hier nur vom Stadium der Grenzreibung irgendwelche Aufschlüsse erwarten darf.

Wie im folgenden gezeigt wird, vermögen auch elektrische Widerstandsmessungen zur Klärung der Berührungsverhältnisse zweier Gleitflächen in Abhängigkeit von deren Belastung beizutragen. Dabei gelingt es sogar, den Einfluß der beiden Größen, von denen im Zylinder die Belastung abhängt, — nämlich die Eigenspannung der Kolbenringe und den hinter sie tretenden Gasdruck — gesondert zu erfassen.

⁵⁾ Solche dünnsten Schichten, die unter Umständen nur eine Moleküllage ausmachen, sind bekanntlich nur mit allergrößten Schwierigkeiten zu entfernen, so daß es in der Praxis zur unmittelbaren „metallischen“ Berührung überhaupt nicht kommen kann [26].

Die Frage nach der mittleren spezifischen Eigenspannung der Kolbenringe und nach der Verteilung dieser Spannung auf den Ringumfang hat in letzter Zeit wieder an Bedeutung gewonnen. Zum Erreichen einer guten Abdichtung und Wärmeleitung verwendet man heute mittlere Ringspannungen von 2 bis 3 kg/cm² [13], wengleich das Kolbenringnormblatt von 1933 nur 1 kg/cm² vorsieht. Bei gegebenen Elastizitätseigenschaften des Werkstoffes kann eine gewünschte Eigenspannung durch entsprechende Bemessung des Ringes erzielt werden [6, 19]. Bei den vom Verfasser benutzten Ringen⁶⁾ beträgt die mittlere Spannung 0,5 und 2,5 kg/cm², wobei eine bestimmte Stoßentfernung in un-

⁶⁾ Diese Ringe und der Zylinder wurden vom Goetzwerk in Burscheid angefertigt, wofür an dieser Stelle gedankt sei.

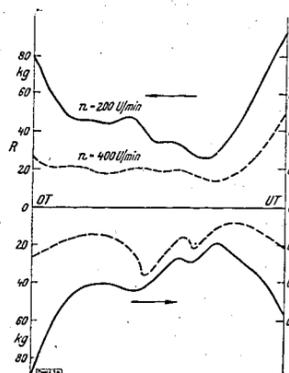


Bild 27. Reibungskraft in Abhängigkeit vom Kolbenweg bei gemischter Reibung.

Ringspannung abgerundet.
Gasdruck in der obersten Ringmitte 30 at.
mittlere spezifische Ringspannung 0,3 kg/cm².
Ölzähigkeit bei 20° C 0,0084 kg/s/m².
mittlere Gleitgeschwindigkeit 1 und 2 m/s.
Nach M. Eweis [8].

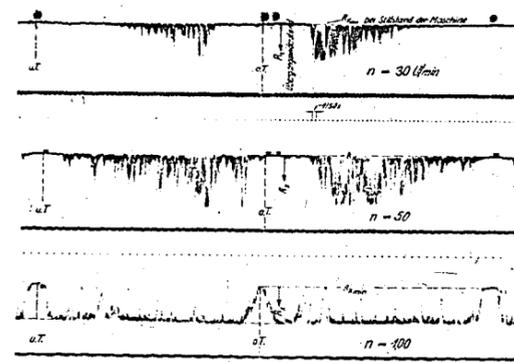


Bild 26. Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die Schmierfilmdurchbrechung.

Ringspannung abgerundet.
Gasdruck in der obersten Ringmitte 30 at.
mittlere spezifische Ringspannung 1 kg/cm².
Ölzähigkeit bei 20° C 0,0024 kg/s/m².
Ölmenge 0,015 g/C.
mittlere Gleitgeschwindigkeit 0,12 bis 2,4 m/s.

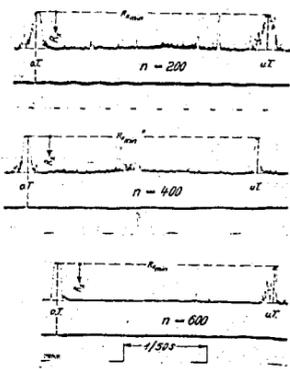


Bild 28 (unten). Gültigkeit hydrodynamischer Gesetzmäßigkeiten bei gemischter Reibung.

Gemischte Reibung bei $v = 1,0$ m/s von Büche [2] festgestellt durch Stromdurchgangsmessung.
Nach G. Vogelpohl [24].

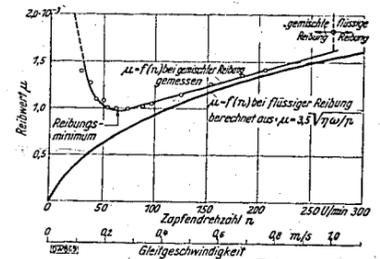


Bild 27. Reibungskraft in Abhängigkeit vom Kolbenweg bei gemischter Reibung.

Ringspannung abgerundet.
Gasdruck in der obersten Ringmitte 30 at.
mittlere spezifische Ringspannung 0,3 kg/cm².
Ölzähigkeit bei 20° C 0,0084 kg/s/m².
mittlere Gleitgeschwindigkeit 1 und 2 m/s.
Nach M. Eweis [8].

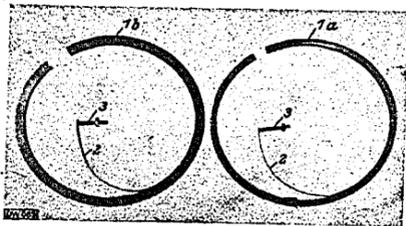


Bild 29. Die untersuchten Kolbenringe.
 1 Kolbenringe (a 0,5 kg/cm², b 2,5 kg/cm²) mittlere Spannung.
 2 Kupferblechstreifen.
 3 Stiftschraube mit Mutter.

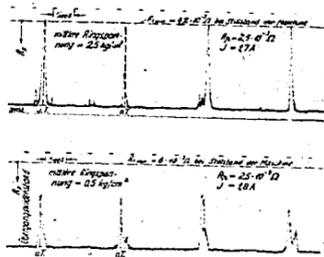


Bild 30. Einfluss der mittleren Ringspannung auf die Schmierfilmdurchbrechung.
 Gasdruck (Verdichtungsdruck) 0 at.
 Ölmenge 0,015 g/U.
 mittlere Gleitgeschwindigkeit 1,6 m/s.
 Zylinderwandtemperatur 20° C.

gespannten Zustand sowie eine bestimmte radiale Stärke vorhanden ist, vgl. Bild 29. Mit diesen beiden Ringen wurden die in Bild 30 dargestellten Oszillogramme ohne Gasdruck bei einer Drehzahl von 400 U/min und einer Zylinderwandtemperatur von 20° C aufgenommen. Dabei betragen die Ströme 1,8 A für den schwachen und 1,7 A für den starken Ring, wodurch in beiden Fällen ein Höchstauslasschlag von 65 mm erzielt wurde. Während die Widerstandsmessungen bei stehendem Kolben nur geringe Unterschiede bei beiden Ringen ergaben, nämlich $6 \cdot 10^{-3} \Omega$ für den 0,5-kg/cm²-Ring und $4,2 \cdot 10^{-3} \Omega$ für den 2,5-kg/cm²-Ring, sind die Unterschiede während des Betriebes schon wesentlich größer. Es zeigt sich, daß die Spannung des 2,5-kg/cm²-Ringes stark genug ist, um die Ölschicht in den Totpunkten wenigstens kurzzeitig völlig zu durchbrechen und den „Kurzschlußwiderstand“ der Ruhe zu erreichen. Beim schwachen Ring ist ebenfalls eine kurzzeitige stärkere Durchbrechung der Schmierschicht zu beobachten, jedoch wird der Widerstand der Ruhe längst nicht erreicht.

Wie an der Totpunktmarkierung zu erkennen ist, erfolgt die Durchbrechung der Schmierschicht bei beiden Ringen genau in den oberen und unteren Umkehrpunkten, wo die Gleitgeschwindigkeit durch den Wert Null geht. Nach Überwindung der Totpunkte braucht der Kolben aber nur einen sehr kurzen Weg zurückzulegen, bis wieder günstigere Schmierbedingungen hergestellt sind. Der bei durchbrochenem Film größere „trockene“ Reibungsanteil ist in diesem Falle also bei beiden Ringen nur sehr kurze Zeit wirksam, so daß ein starker Verschleiß kaum auftreten wird. Letzterer wird offenbar weniger von der absoluten Größe des „Kurzschlußwiderstandes“, als vielmehr von der Zeitdauer dieses Kurzschlusses abhängen. Da diese Kurzschlüsse aber bei beiden Ringen trotz des Spannungsverhältnisses von 1:5 etwa gleich groß sind, so werden auch beide trotz verschiedenen Berührungswiderstandes in den Totpunkten etwa gleichem Verschleiß unterworfen sein. Ein Nachweis durch Verschleißmessungen konnte wegen der erforderlichen beträchtlichen Laufzeiten, die aus schon erwähnten Gründen nicht mehr zur Verfügung standen, leider nicht erbracht werden.

Auch im Motor soll nach der Meinung *Mundorffs* [13] eine erhöhte mittlere Ringspannung nicht unbedingt eine Steigerung der Zylinder- und Ringabnutzung herbeiführen. Bei Betrieb mit Ringen verschiedener Eigenspannung wurden von ihm weder für die Ringe noch für die Zylinder irgendwelche Verschleißunterschiede festgestellt.

Neben der elastischen Federkraft der Ringe ist die Größe des über dem Kolben lastenden Gasdrucks für die Gleitflächenbelastung maßgebend, da letzterer nämlich in den Nutenraum hinter die Ringe gelangen kann. Als Ursache dafür ist das zwischen Kolben und Zylinderwand sowie das zwischen Kolbenring und Nutenflanke aus Gründen der Wärmedehnung vorgesehene Spiel anzusehen. Je größer diese Spiele sind, um so eher wird der Druckverlauf im Nutenraum mit dem im Verdichtungsraum übereinstimmen. Da ein zu hoher Gasdruck hinter den Ringen naturgemäß unerwünscht ist, macht man diese Spiele so klein wie möglich. Heute übliche Werte sind 0,4 bis 0,6 mm für den oberen Kolbenteil (bei 90 mm Bohrung) und 0,02 bis 0,04 mm für die Nut. In dieser Größenordnung lagen auch die Spiele bei vorliegendem Versuchsring; das Kolbenspiel betrug 0,5 bis 0,65 mm und das Nutenspiel 0,035 bis 0,055 mm.

Die Messung des Gasdrucks im Verdichtungsraum wurde bei der vorliegenden Versuchsanlage mit einem zweiten Braunschen Rohr der Zeiß-Ikon-Druckmeßvorrichtung vorgenommen, doch konnte auch unter Beibehaltung des Ikon-Vorstärkers der zweite Strahl des Doppelstrahlrohres zur Druckregistrierung Verwendung finden. Um aber die gesamte Breite des Schirmes allein für die Spannungs-(Widerstands-)Aufzeichnung auszunutzen, wurde davon nur in zwei Fällen Gebrauch gemacht (vgl. Bilder 31 und 32) und bei den übrigen Aufnahmen die Druckkontrolle mit dem zweiten Rohr durchgeführt.

Die Messung des Gasdrucks im Nutenraum hinter dem Ring ist bei bewegtem Kolben mit großen Schwierigkeiten verbunden. Neben einer Quarzkammer mit verhältnismäßig kleinen Abmessungen würde vor allem die erschütterungsfreie Ableitung des Kabels erhebliche Schwierigkeiten bereiten. Bei festgehaltenem Kolben dagegen würde diese Messung, die von *Everts* [8] schon mit dem Farnboro-Indikator ausgeführt wurde, leicht auch piezoelektrisch erfolgen können. Ob dabei aber dieselben Verhältnisse herrschen wie bei bewegtem Kolben in der praktischen Maschine, ist zweifelhaft. Es können daher nach der Ansicht des Verfassers exakte Zahlenangaben über die Größe des Gasdrucks hinter den Ringen nicht eher gemacht werden, als bis es gelungen ist, den Nutenraum bei bewegtem Kolben trägeheitslos zu indizieren. Die Wirkung dieses Gasdrucks auf die Berührungsverhältnisse zwischen Ring und Zylinder kann aber auch ohne seine genaue Kenntnis an den folgenden Diagrammen gezeigt werden.

Besonders aufschlußreich sind in dieser Hinsicht zwei Anfahrtdiagramme, von denen eins ohne jeden Gegendruck und das andere bei einem Verdichtungsdruck von etwa 50 at mit einem stark pressenden Ring (2,5 kg/cm²) aufgenommen wurde⁷⁾. Da die Anfahrstreifen in ihrer gesamten Länge, die etwa 1,5 m beträgt, schwer wiederzugeben sind, ist der mittlere Teil herausgeschnitten, so daß nur Beginn, Bild 31, und Ende, Bild 32, der Anfahrzeit vorhanden sind.

Beim Anfahren mit hohem Verdichtungsdruck hat man im Bereich des oberen Totpunktes den ungünstigen Fall, daß hoher Flächendruck und geringe Gleitgeschwindigkeit zusammenfallen. Die Folge ist eine starke, langanhaltende Durchbrechung des Ölfilms, wie im oberen Oszillogramm des

⁷⁾ Da zwischen oberem und mittlerem Ring ein unterschiedliches Verhalten nicht festgestellt wurde, wurden alle Oszillogramme nur mit dem oberen Ring aufgenommen.

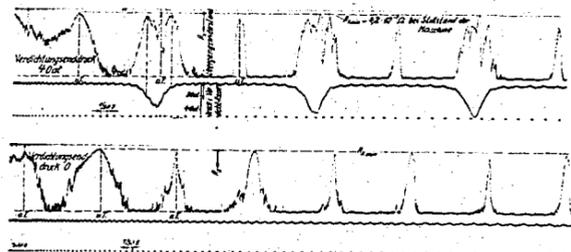
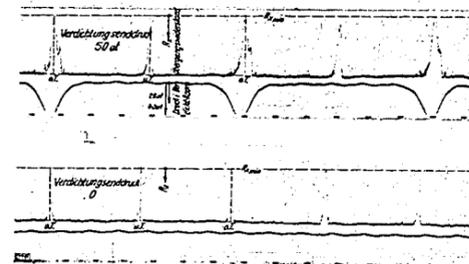


Bild 31. Einfluss von Drehzahl und Gasdruck auf die Schmierfilmdurchbrechung.
 Beginn eines Anfahrtdiagramms mit und ohne Gasdruck.
 Gasdruck (Verdichtungsdruck) 0 und 40 at.
 mittlere spezifische Ringspannung 2,5 kg/cm².
 Ölmenge 0,015 g/U.
 Zylinderwandtemperatur 20° C.

Bild 32. Einfluss von Drehzahl und Gasdruck auf die Schmierfilmdurchbrechung.
 Ende eines Anfahrtdiagramms (dasselbe wie in Bild 31) mit und ohne Gasdruck.
 Gasdruck (Verdichtungsdruck) 0 und 50 at.
 mittlere spezifische Ringspannung 2,5 kg/cm².
 Ölmenge 0,015 g/U.
 Zylinderwandtemperatur 20° C.



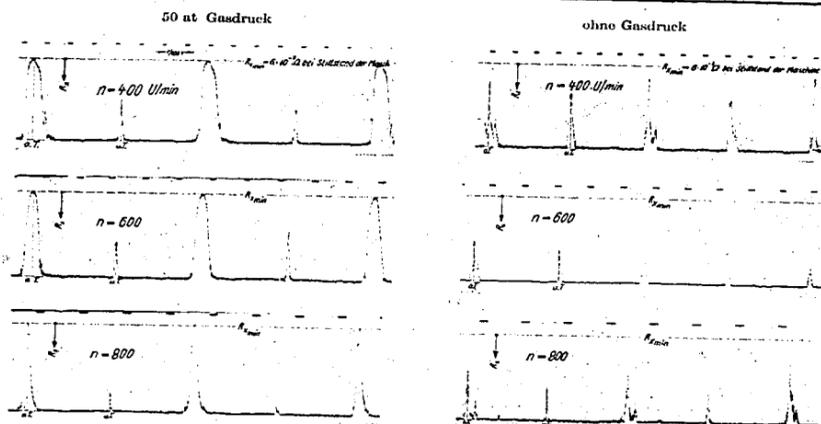


Bild 33. Einfluß des Gasdrucks auf die Schmierfilmdurchbrechung bei verschiedenen Drehzahlen.
 Kolbenring etwa 50 Stunden eingelaufen.
 Gasdruck (Verdichtungsdruck) 0 und 50 at. Ölmenge 0,015 g/U.
 mittlere spezifische Ringspannung 0,5 kg/cm². Zylinderwandtemperatur 20° C.

Bildes 31 zu erkennen ist. Bereits vor dem oberen Totpunkt wird der „Kurzschlußwiderstand $R_{z, \text{min}}$ “ schon fast erreicht, und zwar etwa an der Stelle des höchsten Druckanstiegs dp/dt , was durch Herunterloten auf die Drucklinie*) festzustellen ist. Trotz des dann noch weiter steigenden Druckes geht die Durchbrechung aber wieder zurück, bis der Kolbenumkehrpunkt ein abermaliges Abfallen bis auf $R_{z, \text{min}}$ bewirkt. Nach Überwinden dieses Punktes ist die Neigung nach einer sofortigen Verbesserung der Schmierschicht zu beobachten, und zwar mit steigender Drehzahl immer ausgeprägter. Mit abfallendem Druck wird dann aber nochmals „Kurzschluß“ erreicht, so daß sich im ganzen drei ausgeprägte Kurzschlüsse im oberen Totpunkt ergeben.

Die Wirkung des Gasdrucks tritt mit steigender Drehzahl immer mehr zurück, sei es, daß er nicht mehr in seiner vollen Größe in den Nutenraum gelangt, oder sei es, daß die durch die höhere Gleitgeschwindigkeit tragfähiger gewordene Ölschicht höhere Drucke aufnehmen kann, ohne durchbrochen zu werden. Bei einer Drehzahl von $n = 600$ U/min schließlich, die gegen Ende der Anfahzeit gemäß Bild 32 erreicht wurde, tritt ein völliger Kurzschluß nur noch im Umkehrpunkt auf. Ein Vergleich mit dem unteren Oscillogramm in Bild 32 zeigt aber, daß bei Betrieb ohne Druck die Unterbrechung im oberen Totpunkt von viel kürzerer Dauer ist.

Die Berührungsverhältnisse im unteren Totpunkt erfahren durch den Verdichtungsdruck kaum eine Veränderung, jedoch ist auch hier ein Einfluß der Drehzahl zu erkennen, insofern als die Dauer der Filmdurchbrechung mit wachsender Drehzahl immer geringer wird.

Noch deutlicher wird der Gasdruckeinfluß bei Ringen mit niedrigerem spezifischen Anpreßdruck. In Bild 33 sind Oscillogramme gegenübergestellt, die mit einem 0,5-kg/cm²-Ring bei verschiedenen Drehzahlen aufgenommen wurden, und zwar einmal mit einem Verdichtungsdruck von etwa 50 at und das andere Mal wieder ohne jeden Gegendruck. Bei diesem schwachen Ring bewirkt der Gasdruck nicht nur eine Vergrößerung der Kurzschlußdauer im oberen Totpunkt, sondern auch ein Absinken des Kurzschlußwiderstandes bis auf den Geringstwert, wie er sich bei Stillstand der Maschine ergibt. Auch diese Versuchsreihe zeigt deutlich, daß vor allem das Zusammenfallen von niedriger Gleitgeschwindigkeit und hohem Druck den Schmierfilm sehr gefährdet. Mit steigender Drehzahl wird auch bei diesem Ring trotz gleichbleibendem Druck im Verdichtungsraum der unter „Kurzschluß“ mit starkem „trockenem“ Reibungsanteil zurückgelegte Kolbenweg geringer. Der Grund dafür kann auch hier ein zweifacher sein, nämlich erstens, daß mit steigender Gleitgeschwindigkeit die Belastbarkeit der Ölschicht wächst und zweitens, daß die Drosselung des in die Nut strömenden Gases erhöht wird, so daß in dieser ein geringerer Druck als im Verdichtungsraum herrscht, während bei geringer Geschwindigkeit ein Druckausgleich leichter erfolgen kann.

*) Leider konnte der dem Druck überlagerte Wechselstrom aus Zeitmangel nicht mehr beseitigt werden.

Um die gute Reproduzierbarkeit der Oscillogramme zu zeigen, sei noch eine Versuchsreihe aufgeführt, die mit einem noch nicht eingelaufenen Ring von 0,5 kg/cm² mittlerer Spannung erhalten wurde, vgl. Bild 34.

4214 Einfluß des Schmiermittels

Die Regelung der an die Zylinderwand geförderten Ölmenge kann bei der Bosch-Einspritzpumpe in bekannter Weise durch Verdrehen des Pumpenkolbens vorgenommen werden. Die Eichung der benutzten Vierzylinderpumpe ergab für ein Pumpenelement den in Bild 35 dargestellten Regelbereich.

Eine Änderung der Schmierölmenge innerhalb dieses Bereiches blieb bei allen Versuchen ohne Einfluß auf die Form der Oscillogramme. Es ist auch anzunehmen, daß ein Auftreten von gemischter Reibung infolge Ölmangets hier nicht eintreten kann, da selbst die geringste Ölzufuhr von 0,015 g/U doch wohl zur Aufrechterhaltung reiner flüssiger Reibung noch ausreicht [24]. Aber selbst bei Abwesenheit jeglichen Öls braucht nicht unbedingt starke metallische Berührung, erkenntlich am geringen Übergangswiderstand, aufzutreten. Wie noch näher ausgeführt wird, kann sich bei einer derartigen vermeintlichen „trockenen Reibung“ ein verhältnismäßig hoher Übergangswiderstand ergeben, der auf die Bildung irgendwelcher Grenzschichten infolge Adsorption von Gasen, in diesem Falle hauptsächlich von Luft, schließen läßt, vgl. die späteren Ausführungen.

Diese Erfahrungen führten dazu, alle Versuche — bis auf eine Ausnahme, bei der die Ölzufuhr völlig abgestellt wurde — mit der geringsten Fördermenge von 0,015 g/U durchzuführen.

Auch von einem Wechsel der Ölart wurde zunächst abgesehen, da die Brauchbarkeit des Meßverfahrens erst einmal erwiesen werden sollte. Daher fand bei allen Versuchen nur eine Ölart Verwendung, und zwar das Valvoline-Winteröl Magnet A.

Bild 34. Einfluß der Drehzahl auf die Schmierfilmdurchbrechung.
 Kolbenring nicht eingelaufen.
 Gasdruck (Verdichtungsdruck) 50 at.
 mittlere spezifische Ringspannung 0,5 kg/cm².
 Ölmenge 0,015 g/U.
 Zylinderwandtemperatur 20° C.

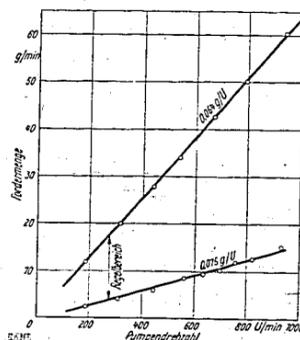
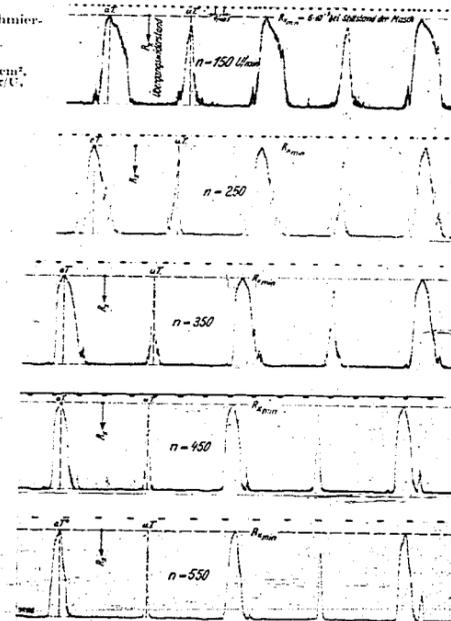


Bild 35. Fördermenge der Schmierölpumpe in Abhängigkeit von der Drehzahl.



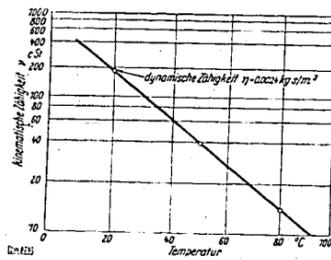


Bild 36. Zähigkeit des verwendeten Öls, Valvoline Magnet A, in Abhängigkeit von der Temperatur.

Während die hydrodynamische Theorie als maßgebende Öleigenschaft für alle Reibungsvorgänge ausschließlich die Zähigkeit gelten läßt, mißt die Grenzreibungstheorie bekanntlich allein der sog. „Schmierfähigkeit“ des Öles Bedeutung bei, also einer Eigenschaft, die mit den Molekularkräften innerhalb des Schmiermittels zusammenhängt. Ohne sich für eine dieser entgegengesetzt gerichteten Auffassungen zu entscheiden, neigt der Verfasser zu der Annahme, daß im Mischreibungsgebiet ein Einfluß der Zähigkeit ohne Zweifel vorhanden sein kann, daß sich in diesem Gebiet aber auch Reibungszustände ausbilden können, die nur mit den Gesetzmäßigkeiten der Grenzreibung zu erklären sind. Als Beweis dafür können Oszillogramme angeführt werden, die bei verschiedenen Temperaturen unter sonst gleichen Bedingungen erhalten wurden. Dabei war die Ausgangstemperatur von 20° C wegen der starken Kompressionswärme nur durch kräftige Kühlung aufrecht zu erhalten, während die höheren Zylinderwandtemperaturen von 40, 60, 80 und 100° C durch Aufheizen des umlaufenden Kühlmittels gut konstant gehalten werden konnten. Während der Erwärmung lief die Maschine dauernd mit der konstanten Drehzahl von 400 U/min. Die Änderung der Zähigkeit des benutzten Öles in diesem durchlaufenen Temperaturbereich ist dem Zähigkeits-Temperatur-Blatt, Bild 36, zu entnehmen. Über die Zähigkeit im Schmierfilm selbst kann nur dann Genaueres ausgesagt werden, wenn eine Temperaturmessung unmittelbar im Film erfolgt. Wegen der damit verbundenen großen Schwierigkeiten, auf die z. B. Vogelwohl [23] in einer besonderen Arbeit hinweist, wurde von einer derartigen Messung abgesehen.

Bei den erhaltenen Oszillogrammen, die in Bild 37 zusammengestellt sind, ist ein Einfluß der Temperatur auf den Übergangswiderstand deutlich zu erkennen. Abgesehen von dem letzten bei 100° C erhaltenen Streifen, der weiter unten noch eingehend besprochen wird, ist mit steigender Temperatur die Neigung nach stärkeren und breiteren Durchbrüchen in Richtung $R_{z, \text{min}}$ vorhanden. Allerdings braucht die Ursache für diese Erscheinung nicht unbedingt ein stärkerer metallischer Kontakt zu sein, hervorgerufen etwa durch ein Nachlassen der Tragfähigkeit der Schmierschicht infolge Zähigkeitsverminderung. So könnte z. B. ebensogut die mit der Temperatur steigende Leitfähigkeit des Öles zu der beobachteten Widerstandserabsetzung beigetragen haben, ohne daß dabei eine Verschlechterung der Schmierung eingetreten sein muß. Wie stark die spezifische Leitfähigkeit von Mineralölen mit der Temperatur wächst, geht z. B. aus den folgenden, von Schering und Vieuey [18] angegebenen Werten hervor:

Temperatur ° C	spezifische Leitfähigkeit $\Omega^{-1} \text{ cm}^{-1}$
20	$1,5 \cdot 10^{-14}$
50	$9,4 \cdot 10^{-14}$
80	$53,0 \cdot 10^{-14}$

Dieselben Forscher stellten aber auch fest, daß diese Leitfähigkeit im Mischreibungsgebiet den durch zwei Gleitflächen hindurchgehenden Strom nicht zu beeinflussen scheint. Ihre an Kugellagern durchgeführten Messungen ergaben keine Änderung des Übergangswiderstandes, wenn sie die Leitfähigkeit des Schmiermittels auf das 1000fache künstlich erhöhten.

Somit kann mit ziemlicher Sicherheit angenommen werden, daß die starken Durchbrüche in den Oszillogrammen identisch sind mit starkem „trockenem“ Reibungsanteil. Es ist damit allerdings noch immer nicht entschieden, ob die Ursache dafür allein in einer Zähigkeitsverminderung zu suchen ist, im vorliegenden Fall auch vor allem deshalb nicht, weil die Versuche bei abgestellter Schmierung durchgeführt wurden. Dies geschah deshalb, um den sich bei hoher Wandtemperatur bildenden Schmierfilm nicht durch neu hinzukommendes Frischöl von Raumtemperatur zu verfälschen. Wenn also die Maschine auch vor Beginn der Versuche sorgfältig durchgeschmiert worden war und wenn auch die Aufnahmen schnell hintereinander gemacht wurden, so ist doch anzunehmen, daß die zur Bildung

eines Schmierfilms verfügbaren Ölmengen mit zunehmender Laufzeit vor allem bei hoher Temperatur immer geringer werden. Es wurde daher von vornherein mit einer kontinuierlichen Verschlechterung der Schmierung gerechnet, und zwar nicht nur infolge Zähigkeitsverminderung, sondern auch infolge Ölmangels. Während diese Vermutung auch von den ersten vier Oszillogrammen (20 bis 80° C) bestätigt wird, zeigt der 100°-Streifen ein völlig entgegengesetztes Verhalten. Die hier auftretenden geringfügigen Durchbrüche erwecken den Anschein, daß eine hohe Temperatur verbunden mit einem gewissen Ölmangel die metallische Berührung nicht etwa verstärkt, sondern vielmehr die Gleiteigenschaften begünstigt hat.

Bevor dieser zunächst unerklärliche Vorgang einer näheren Betrachtung unterzogen wird, sei noch auf ein charakteristisches Merkmal in den übrigen Oszillogrammen hingewiesen, das dafür spricht, daß mit steigender Temperatur die Tragfähigkeit der Ölschicht gesunken ist. Während bei niedriger Temperatur wie üblich für im oberen Umkehrpunkt der Kurzschlußwiderstand erreicht wird, treten bei höherer Temperatur im oberen Totpunkt drei ausgeprägte Kurzschlüsse auf. In ähnlicher Gestalt wurden diese bereits im Anfahrtdiagramm nach Bild 31 bei geringer Gleitgeschwindigkeit beobachtet. Es scheint demnach durch das Zusammenfallen von geringer Ölzähigkeit und hohem Gasdruck das Tragvermögen der Schmierschicht herabgesetzt zu werden, wie dies in ähnlicher Weise bei gleichzeitigem Auftreten von geringer Gleitgeschwindigkeit und hohem Gasdruck schon beobachtet wurde.

422 Die Frage nach Grenzreißvorgängen

Das gegen Ende der oben angeführten Temperaturreihe erhaltene Oszillogramm (Bild 37 unten) gab den Anstoß zu weiteren Untersuchungen zwecks Klärung des Temperatureinflusses bei Ölmangel.

Zunächst wurde gleich nach dieser Meßreihe eine Aufnahme bei abgekühlter, sonst aber unveränderter Maschine gemacht, vgl. Bild 38. Das obere Oszillogramm weist gegenüber dem bei 100° erhaltenen keine wesentlichen Änderungen auf. Es ist daher die bei der hohen Temperatur beobachtete tiefgreifende Veränderung in Form einer Widerstandserhöhung eine bleibende, die scheinbar nur noch wenig temperaturabhängig ist. Damit wird auch die Befürchtung zerstreut, daß diese Widerstandserhöhung etwa durch die bei hoher Temperatur schlechter leitenden Metallteile hervorgerufen wurde. Auch zahlreiche Widerstandsmessungen mit der Thomson-Brücke ergaben, daß die Änderungen dieses Metallwiderstandes in dem hier durchlaufenen Temperaturbereich von 20 bis 100° C eine untergeordnete Rolle spielen und auf die Meßergebnisse keinen Einfluß haben. So kann die neue Form der Oszillogramme nur so gedeutet werden, daß der metallische Kontakt trotz Fehlens eines sichtbaren Schmierfilms zwischen Kolbenring und Zylinder verringert worden ist. Dies ist aber

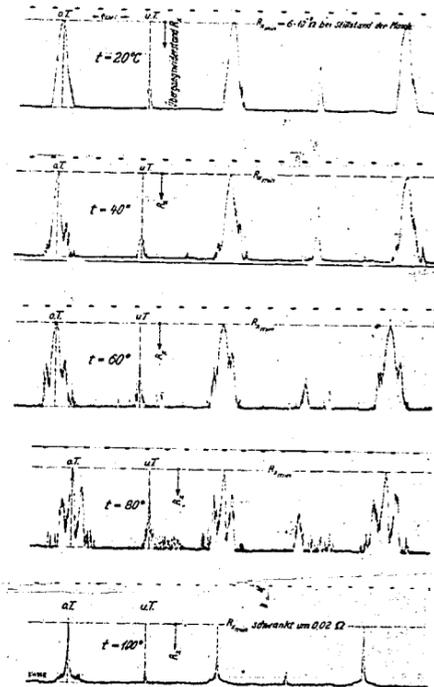
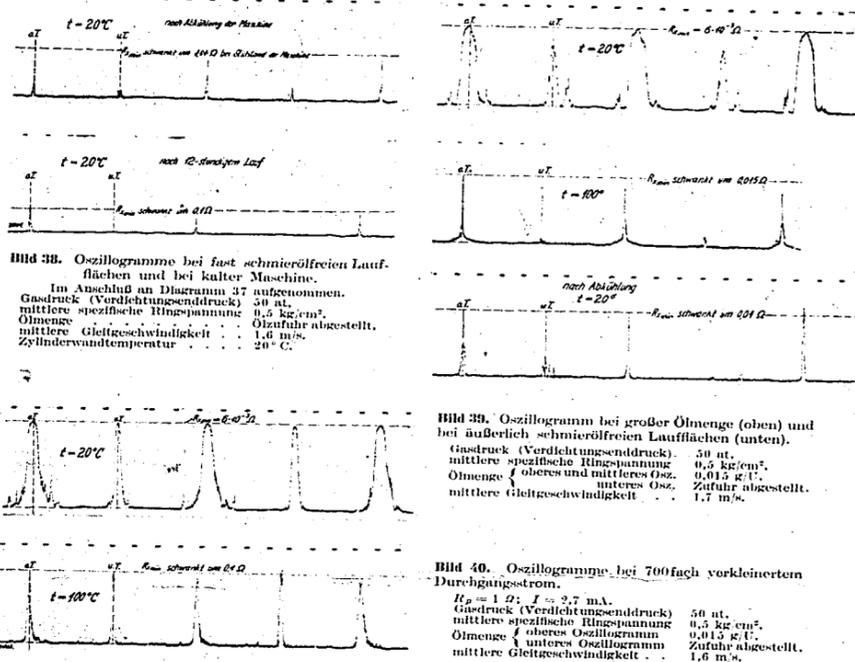


Bild 37. Einfluß der Temperatur auf die Schmierfilmdurchbrechung.
Gasdruck (Verdichtungsdruck) 50 at.,
mittlere spezifische Ringspannung 0,5 kg/cm²,
Ölmenge 1, Ölzufuhr abgestellt,
mittlere Gleitgeschwindigkeit 1,6 m/s.



nur möglich, wenn sich an den Laufflächen Schichten gebildet haben, die gegenüber den Ausgangsschichten eine höhere Tragfähigkeit aufweisen.

Die gute Wiederholbarkeit der Ergebnisse konnte bei vielen Temperaturreihen gezeigt werden. Aus der Summe der erhaltenen Oszillogramme seien zunächst einige herausgegriffen und besprochen, die einige Tage nach dem Oszillogramm in Bild 38 unten aufgenommen wurden. Vorher war die Maschine 15 min lang mit der bei den früheren Versuchen zugrunde gelegten Ölzufuhr von 0,015 g/U betrieben worden, wonach anschließend wieder ohne Frischölzufuhr die Temperaturreihe bis zum Schluß durchgeführt wurde. Da in diesem Zusammenhang den Zwischentemperaturen weniger Bedeutung zukommt, ist nur der bei der Endtemperatur von 100° C aufgenommene Streifen beigefügt, vgl. Bild 39 Mitte. Das untere Oszillogramm in diesem Bild wurde nach der Abkühlung auf 20° C erhalten. Die vergleichende Betrachtung aller drei Bilder führt zu denselben qualitativen Aussagen, wie sie oben gemacht wurden.

Noch von einer dritten Temperaturreihe sollen einige Oszillogramme gezeigt werden. Während dabei die maschinellen Betriebsgrößen wie Drehzahl, Gasdruck, Temperaturen usw. beibehalten wurden, wurde der zur Begrenzung des Meßbereiches vorgesehene Parallelwiderstand von $2,5 \cdot 10^{-3} \Omega$ durch einen solchen von 1Ω ersetzt. Da naturgemäß erwünscht war, den Höchstauschlag des Kathodenstrahls von 65 mm beizubehalten, mußte mit dem Gesamtstrom von 1,8 A auf 2,7 mA heruntergegangen werden. Da durch diese Maßnahme die Empfindlichkeit um etwa das 40fache heruntergeht (vgl. S. 13), werden geringe Widerstandsunterschiede im oberen und unteren Totpunkt nicht wiedergegeben, so daß sie beide gleich hoch erscheinen, wie in Bild 40 zu erkennen ist. In diesem zeigt aber das obere Oszillogramm ebenso wie die früheren das charakteristische Ansprechen auf den Gasdruck,

erkenntlich an der breiten Durchbrechung im oberen Totpunkt. Das untere Oszillogramm zeigt, daß diese Durchbrechung nach längerer Versuchsdauer bei 100° C wieder zurückgeht und es zur Bildung schmaler Spitzen kommt.

Beim Ausbau der längere Zeit ohne Ölzufuhr betriebenen Maschine ergab sich eine völlig trockene, spiegelnde Zylinderlauffläche; lediglich an den Ringflanken waren mit bloßem Auge geringe Spuren von Öl zu entdecken. Demnach war es unwahrscheinlich, daß irgendwelche Veränderungen innerhalb des Ölfilms den metallischen Kontakt vermindert haben konnten. Offenbar ist diese Wirkung durch eine völlig neue Schicht erzielt, die sich nach Entfernung des Öls an den Gleitflächen gebildet hat. Eine hohe Temperatur leistet dieser Ölentfernung naturgemäß Vorschub, da diese die Zähigkeit des Öles herabsetzt, so daß es sich leichter verteilen und abfließen kann. Der Temperatur kommt also bei diesem Vorgang nur insofern Bedeutung zu, als bei niedriger Temperatur die Säuberung der Gleitflächen vom Öl länger dauert als bei hoher.

Über die Natur und Wirkung der an die Stelle des Ölfilms getretenen Grenzschicht können schon auf Grund vielfältiger Forschungsergebnisse gewisse Aussagen gemacht werden. Zusammenfassend ergibt sich folgendes Bild:

Reine Metalloberflächen kommen in der Natur nicht vor und lassen sich auch nur unter großen Schwierigkeiten herstellen, da es den Oberflächen infolge freier Restkräfte möglich ist, Moleküle eines fremden gasförmigen oder flüssigen Mediums zu adsorbieren und mit großer Kraft festzuhalten. Daher befinden sich immer irgendwelche Gas- oder Fettschichten auf den Flächen, die meist außerordentlich dünn aber häufig trotzdem in der Lage sind, bestimmte Drücke aufzunehmen, ohne durchbrochen zu werden [26].

Werden zwei mit einer derartigen Grenzschicht behaftete Metalloberflächen miteinander in Berührung gebracht, so brauchen sie nicht unbedingt einen metallisch leitenden Kontakt zu geben [12]. Nach der Meinung *Holms* werden nur einige Stellen der gemeinsamen Berührungsfläche den metallischen Kontakt bewirken, während andere Stellen durch schlecht leitende, Druck tragende Fremdschichten bedeckt sind und gewisse Stellen ganz ohne wirkliche Berührung sein können.

Besonders aufschlußreich sind in diesem Zusammenhang die schon kurz erwähnten Versuche von *Watson* und *Menon* [25], weil diese eine ähnliche Wirkung der Grenzschichten feststellten wie der Verfasser. Zum besseren Verständnis der Art ihrer Messungen ist in Bild 41 die Meßanordnung schematisch wiedergegeben. Bei den Stromdurchgangsmessungen mit sehr geringer Spannung stellte sich heraus, daß eine völlig isolierende Ölschicht zwischen „Slider“ und Stahlplatte nicht herzustellen war, da offenbar der Flächendruck des Sliders mit 144 g/cm^2 bereits genügt, um die Schicht zu durchbrechen und metallischen Kontakt herbeizuführen. Auch wenn der spezifische Flächendruck auf 12 g/cm^2 erniedrigt wurde, wurde an diesen Verhältnissen nichts geändert. Erst bei der geringen Flächenpressung von etwa $3,5 \text{ g/cm}^2$ war eine Isolationswirkung des Ölfilms nachzuweisen.

Wurde die Ölschicht von der Stahlplatte abgewischt („wiped off“), so konnte die Belastung des Sliders von 144 g/cm^2 aufgenommen werden, ohne daß ein Stromfluß bis zu einer bestimmten Spannung beobachtet wurde. Die Verfasser sind gemeinsam mit *Hardy*, dem bekannten Forscher auf dem Gebiete der Grenzreibung, der Ansicht, daß die den Strom nicht leitende und den Slider tragende Schicht vorwiegend aus Luft besteht, die von den Metalloberflächen adsorbiert ist. An photographischen Aufnahmen wird schließlich gezeigt, daß zwischen diesen Grenzschichten aus Luft oder Wasserdampf¹⁰⁾ sich noch kleine nicht benetzende Ölkügelchen befinden.

Einem unmittelbaren Vergleich dieser Ergebnisse mit denen des Verfassers stellt sich in erster Linie die in beiden Fällen verschiedene Struktur der Kontaktflächen entgegen. Die Rauigkeiten der von *Watson* und *Menon* aufs sorgfältigste polierten Oberflächen werden mindestens 100mal so klein sein, als noch so gut eingelaufene Zylinder- und Kolbenringlaufflächen. Infolge dieser großen Rauigkeiten und der hohen Anpreßdrücke wird die hier gebildete Schicht natürlich an einigen Stellen durchbrochen, weshalb auch nicht völlige Isolation gemessen wurde. Die Widerstands- und Tragfähigkeitserhöhung gegenüber der Ölschicht ist aber auch hier eindeutig vorhanden, wie ja an den Oszillogrammen schon gezeigt wurde. Durch zahlreiche Messungen bei stillstehender Maschine mit der Thomson-Brücke konnte die Widerstandserhöhung ebenfalls nachgewiesen werden. So stieg z. B. der nur wenig schwankende „Kurzschlußwiderstand“ des $2,5\text{-kg/cm}^2$ -Ringes von $4,2 \cdot 10^{-3} \Omega$ auf $77,5 \cdot 10^{-3} \Omega$, wenn die besagte Grenzschicht an die Stelle des Ölfilms getreten war. Allerdings

⁹⁾ Soweit hier überhaupt von einer Säuberung gesprochen werden kann, da eine Anzahl Ölmoleküle immer zurückbleiben wird.

¹⁰⁾ Auch *Rohmann* [15] stellte an Metalloberflächen derartige in der Hauptsache aus Wasser bestehende Schichten fest, deren Stärke von der Feuchtigkeit der Atmosphäre abhängig war.

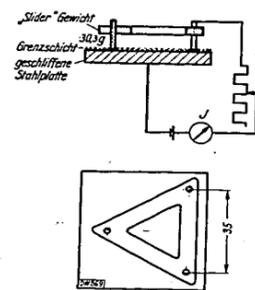


Bild 41. Schema einer Meßeinrichtung zur Untersuchung dünner Grenzschichten.

Nach H. Watson und A. Menon [25].

nun in gleicher Richtung anzustellenden Verschleißversuchen dienlich sein.

5 Zusammenfassung

Auf Grund umfangreicher Verschleißversuche wurde ein Meßverfahren zur Erfassung der Schmierfilmdurchbrechung zwischen Pleueling und Zylinder entwickelt, das zunächst an einer fremd angetriebenen Maschine zur Anwendung kam. Das Verfahren bedient sich der elektrischen Widerstandsmessung und ist dadurch gekennzeichnet, daß bei Verwendung kleinster Spannungen hohe Empfindlichkeit und weitestgehende Trägheitsfreiheit erreicht wird. Das einwandfreie Arbeiten der angewendeten Schaltung wird außer durch Versuch auch durch Rechnung nachgewiesen.

Mit dieser Versuchseinrichtung wurde von den den Verschleiß bestimmenden Faktoren zunächst der Einfluß der Pleuegeschwindigkeit auf die Schmierfilmbildung bzw. -zerstörung untersucht. Das Ergebnis läßt sich dahin zusammenfassen, daß in Totpunktnähe als dem Bereich kleiner Geschwindigkeiten der Schmierfilm stark durchbrochen wird, während die höhere Geschwindigkeit im Bereich der Hubmitte der Bildung eines tragenden Schmierfilms förderlich ist. Drehzahlsteigerung begünstigt grundsätzlich die Schmierfilmbildung, sofern die anderen Einflußgrößen wie Temperatur, Druck usw. konstant bleiben.

Zunehmender Gasdruck führt zu verstärkter Durchbrechung der Schmierschicht im Bereich des oberen Totpunktes. Besonders gefährlich wird dieser Einfluß bei niedrigen Drehzahlen dadurch, daß einerseits infolge der hier geringen Geschwindigkeit die Filmbildung ungenügend ist und andererseits die langdauernde Einwirkung des hohen Gasdrucks hinter den Ringen zu intensiver Berührung von Ring und Zylinder führt. Diese Beobachtung steht in voller Übereinstimmung mit dem grundsätzlich starken Verschleiß im oberen Zylinderteil. Weiter heftet sie auch die oft wenig erklärlie Erscheinung auf, daß bei niedriger Drehzahl aber hoher Belastung der Verschleiß unverhältnismäßig hoch sein kann.

Eine Temperaturerhöhung wirkt sich dahin aus, daß infolge der abnehmenden Zähigkeit die Tragfähigkeit der Schmierschicht besonders im niedrigen Geschwindigkeitsbereich absinkt.

Als über den Rahmen der besprochenen Versuche hinaus Messungen an scheinbar schmierölfreien Laufflächen vorgenommen wurden, ergaben sich stets unerklärliche Widerstandserhöhungen. Entsprechend mußte trotz Fehlen des Schmierfilms die Berührungsinigkeit zwischen Ring und Zylinder geringer geworden sein. Der Grund ist offenbar in einer aus adsorbierten Gas- bzw. Wassermolekülen bestehenden Grenzschicht zu suchen. Wenn dieser Erscheinung auch in Hinsicht auf das Schmier- und Verschleißproblem des Motors wohl kaum Bedeutung beizumessen ist, so mag sie doch als Ergebnis des entwickelten Meßverfahrens erwähnt sein.

Die soweit erwiesene Brauchbarkeit der Meßmethode berechtigt zu der Annahme, daß sie bei den bereits vorbereiteten Untersuchungen an der praktischen Maschine zur weiteren Klärung der wichtigen Schmier- und Verschleißfrage wesentlich beitragen kann.

war der Widerstand dieser adsorbierten Gasschicht erheblichen Schwankungen unterworfen, was auch schon Holm an Kontakten festgestellt hatte. So ging der Wert von $77,5 \cdot 10^{-3} \Omega$ auf $69,0 \cdot 10^{-3} \Omega$ innerhalb eines Tages zurück, ohne daß die Maschine bewegt oder eine sonstige Änderung vorgenommen worden wäre.

Mehr als über die genaue Zusammensetzung, Stärke, Haftfestigkeit usw. dieser adsorbierten Schichten ist über ihre Wirkung in bezug auf die Reibung und den Verschleiß bekannt. In diesem Zusammenhang sind vor allem die Arbeiten von Donandt [5] und Dies [4] zu nennen, die einen großen Einfluß der die Gleitflächen umgebenden Gasatmosphäre sowohl auf den Reibwert μ als auch auf den Verschleiß feststellen. Irgendwelche Gesetzmäßigkeiten können aus den bisherigen Ergebnissen aber noch nicht abgeleitet werden.

Wenn auch dieser beobachteten Grenzschicht in Hinsicht auf den im Motor vorhandenen Schmierfilm kaum größere Bedeutung zukommen scheint, so sollte sie doch als Ergebnis der angewandten Methode der Widerstandsmessung mitgeteilt werden. Auch kann die Kenntnis von ihrem Vorhandensein der angewendeten Schaltung dienlich sein.

6 Schrifttumsverzeichnis

- [1] Beck, G.: Zylinder- und Pleuelingverschleiß — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 20, Berlin: VDI-Verlag 1939.
- [2] Büche, W.: Untersuchungen über molekularphysikalische Eigenschaften der Schmiermittel und ihre Bedeutung bei halbflüssiger Reibung — Diss. T. H. Karlsruhe 1930.
- [3] Castellan, R.: A Hydrodynamical Theory of Piston Ring Lubrication — Physics Bd. 7 (1936) S. 364.
- [4] Dies, K.: Über die Vorgänge beim Verschleiß bei rein gleitender und trockener Reibung — In „Reibung und Verschleiß“, Berlin: VDI-Verlag 1939, S. 63/77.
- [5] Donandt, H.: Versuche über gleitende Reibung zwischen ungeschmierten Flächen aus Stahl bei kleiner Gleitgeschwindigkeit und großem Flächenruck — In „Reibung und Verschleiß“, Berlin: VDI-Verlag 1939, S. 43/62.
- [6] Englisch, C.: Der Elastizitätsmodul von Pleuelingwerkstoffen. Bestimmung und Bedeutung — Autom.-techn. Z. Bd. 40 (1937) S. 431/34.
- [7] Englisch, C.: Bemerkenswerte Verschleißvorgänge und Untersuchungen an Pleuelingen und Zylindern — In „Reibung und Verschleiß“, Berlin: VDI-Verlag 1939, S. 118/27.
- [8] Eucis, M.: Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Pleuelingen — VDI-Forsch.-Heft 371, Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [9] Falz, E.: Grundzüge der Schmiertechnik. Berechnung und Gestaltung vollkommen geschmierter gleitender Maschinenteile. Lehr- und Handbuch für Konstrukteure, Betriebsleiter, Fabrikanten und höhere technische Lehranstalten — Berlin: J. Springer 1931.
- [10] Gelling, H.: Beitrag zur Klärung der Gummidämpfung — Diss. T. H. Dresden 1938.
- [11] Holde, D.: Kohlenwasserstofföle und Fette, sowie die ihnen chemisch und technisch nahestehenden Stoffe. 7. Aufl. — Berlin: J. Springer 1933, S. 93.
- [12] Holm, R.: Über metallische Kontaktwiderstände. Wiss. Veröff. Siemens-Werk Bd. 7 (1928/29) Nr. 2 S. 217/71.
- [13] Mundorf, H.: Pleuelinge für Autobahnbeanspruchungen — Autom.-techn. Z. Bd. 42 (1939) S. 62/64.
- [14] Näcker, W.: Über den Schmiervorgang im Pleuelager — VDI-Forsch.-Heft 352, Berlin: VDI-Verlag 1932.
- [15] Rohmann, H.: Elektrische Kontakte — Phys. Z. Bd. 21 (1920) S. 417.
- [16] Ruegenberg, G.: Der Einfluß hoher Temperaturen auf die Schmierfähigkeit von Schmierölen. Diss. T. H. Braunschweig 1932.
- [17] Rumpf, A.: Reibung und Temperaturverlauf im Pleuelager — VDI-Forsch.-Heft 393, Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [18] Schering, H. und R. Vieweg: Über die Beurteilung der Pleuelagerung nach elektrischen Messungen — Z. angew. Chem. Bd. 39 (1926) S. 1119/23.
- [19] Stern, N.: Piston Rings. The Theory Underlying the High Point Design — Autom. Engr. Bd. 28 (1938) S. 27.
- [20] Tuschke, H.: Reibung an Pleuelingen — Diss. T. H. Karlsruhe 1939.
- [21] Ullmann, K.: Die mechanischen Verluste des schnelllaufenden Dieselmotors und ihre Ermittlung durch den Schleppversuch — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 34, Berlin: VDI-Verlag 1939.
- [22] Ullmann, K.: Die Reibungs- und Pumpverluste des schnelllaufenden Otto- und Dieselmotors — Autom.-techn. Z. Bd. 42 (1939) S. 397/406.
- [23] Vogelwohl, G.: Viskosität und Schmiervorgang — Öl u. Kohle Bd. 14 (1938) S. 991/97.
- [24] Vogelwohl, G.: Zur Klärung des Gleitreibungsvorganges — Öl u. Kohle Bd. 35 (1939) S. 730/28.
- [25] Watson, H. und A. Menon: The Electrical Conductivity of Thin Oil Films. Part I: General Nature of the Phenomenon — Proc. roy. Soc., Lond. (A) Bd. 123 (1929) S. 185/202.
- [26] Werneke, S.: Einfluß der Oberflächenschichten auf die Größe der Reibung — Diss. T. H. Dresden 1934, S. 20.

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

000961

94

Heft 55

**Kraftstoff und Motor
beim Anlassen von Fahrzeug-Dieselmotoren**

Dozent Dr.-Ing. habil. Werner Rixmann VDI
Dr.-Ing. Franz Schaub
Dr.-Ing. Hans-Joachim Conrad
Versuchsanstalt und Amtliche Prüfstelle
für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

000962

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 55

Kraftstoff und Motor
beim Anlassen von Fahrzeug-Dieselmotoren

Dozent Dr.-Ing. habil. Werner Rixmann VDI
Dr.-Ing. Franz Schaub
Dr.-Ing. Hans-Joachim Conrad
Versuchsanstalt und Amtliche Prüfstelle
für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

INHALTSVERZEICHNIS

Teil I: Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes auf das Anlaßverhalten von Fahrzeug-Dieselmotoren von W. Rixmann VDI	
1. Versuchsaufgabe und ihre grundsätzl. Seite liche Lösung	1
2. Versuchseinrichtung	2
a) Kennzeichnung der Versuchsmotoren	2
b) Aufbau in der Kältekammer	2
c) Vorbereitung der Motoren für den Versuch	3
3. Vorversuche zur Festlegung des Versuchsverfahrens	5
a) Die konstant zu haltenden Versuchsbedingungen	5
α) Anlaßdrehzahl	5
β) Einspritzart	5
γ) Druck- und Drehzahlzeichnung	5
δ) „Außentemperatur“	6
ε) „Anlaßtemperatur“	6
ζ) Der Temperaturausgleich zwischen zwei Versuchen	6
η) Einspritzzeitpunkt	7
b) Vorläufiges Versuchsverfahren	7
4. Einfluß des Verdichtungsdruckes	7
a) Störungen durch wechselnden Verdichtungsdruck	7
b) Maßnahmen zur Erzielung eines möglichst gleichmäßigen Verdichtungsdruckes	8
c) Hilfskurve zur Korrektur des Verdichtungsdruckes	8
5. Einspritzvorgang und Zündverzög. Seite beim Anlassen	9
6. Zusammenfassende Darstellung des endgültigen Versuchsverfahrens	10
7. Versuchsergebnisse mit 14 verschiedenen Kraftstoffen bei einer Anlaßdrehzahl $n = 120$ U/min	11
a) Nicht korrigierbare Streuungen der Versuchswerte	11
b) Einzelheiten der Versuchsergebnisse	14
α) Anlaßkurven	14
β) Wiederholungsversuche	15
γ) Anlaßtemperatur in Abhängigkeit von der Cetanzahl (Kennlinien)	15
δ) Vergleich der Versuchsergebnisse von drei Motoren	15
ε) Die Kennlinien als mathematische Funktion	16
8. Ergänzende Messungen	17
a) Die Abhängigkeit der Anlaßtemperaturen von der Drehzahl	17
b) Versuchsergebnisse mit Zündgemischen	17
c) Versuchsergebnisse mit Zündbeschleunigern	18
d) Verbesserung der Anlaßtemperatur durch Einbringen von Öl in den Verbrennungsraum	18
e) Das Anlaßverhalten von Benzinen als Diesolkraftstoffe	19
9. Zusammenfassung	20

D 83

Die Beiträge:

F. Schaub: Einfluß der Drehzahl auf die Selbstzündungsbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren (S. 21 bis 42)

und

H.-J. Conrad: Die Anlaßdauer beim Fahrzeug-Dieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur (S. 43 bis 77)

wurden als Dissertationen von der Technischen Hochschule Berlin anerkannt.

Alle Rechte vorbehalten

Copyright 1941 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7

Printed in Germany - Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

DW 874

000963

Teil II: Einfluß der Drehzahl auf die Selbstzündungsbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren von F. Schaub

1. Der Zündvorgang beim Anlassen	21	Seite
2. Versuchsanlage und Durchführung der Versuche	22	
a) Versuchsanlage	22	
b) Durchführung der Versuche	23	
3. Die Einflußgrößen für die Selbstzündung und deren Änderung mit der Drehzahl	24	
a) Die Zerstäubung des Kraftstoffes und die Wirbelung im Verbrennungsraum	24	
b) Sauerstoffgehalt und Kraftstoffkonzentration des Gemisches	25	
c) Die Aufbereitungszeit	25	
d) Der Verdichtungsdruck	25	
e) Einfluß des Schmierfilms auf die Lösigkeits- und Wärmeverluste	26	
f) Das Ladungsgewicht	29	
α) Der Liefergrad	29	
β) Die Ladungsverluste während eines ganzen Arbeitsspielcs	29	
γ) Die Ungleichförmigkeit bei niedrigen Drehzahlen	29	
δ) Die Ladungsverluste bis zum Verdichtungsende	30	
ε) Das Ladungsgewicht am Ende der Verdichtung	33	
g) Die Verdichtungsendtemperatur	33	
α) Die mittlere Verdichtungsendtemperatur für den Gesamtverdichtungsraum	33	
β) Die gemessenen Verdichtungsendtemperaturen in Haupt- und Nebenraum	33	
γ) Vergleich der Temperaturen und des Wärmedurchgangs bei den Versuchsmotoren	35	
4. Der Luftzustand am Ende der Verdichtung für gleiches Anlaßverhalten	37	
a) Bei verschiedenen Drehzahlen	37	
b) Bei verschiedenen Verbrennungsverfahren und gleicher Drehzahl	38	
5. Vor- und Nachteile erhöhter Anlaßdrehzahl als Mittel zur Starterleichterung	39	
6. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen	39	
7. Übersicht der benutzten Formelgrößen	41	

Teil III: Die Anlaßdauer beim Fahrzeug-Dieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur von H.-J. Conrad

1. Bisherige Beobachtungen über die Abhängigkeit der Anlaßdauer von der Außentemperatur	43	Seite
2. Die Versuchseinrichtung	44	
a) Der Versuchsmotor	44	
b) Der Aufbau der Motoren	45	
c) Die Druckaufnahme	45	
d) Die Thermoelemente und ihr Einbau	46	
e) Die Fehler in der Temperaturmessung	48	
f) Die Messung der Thermostrome	49	
3. Der Wärmeübergang von der Ladung an die Wandungen	50	
a) Die Auswertung der Indikatorgramme	51	
α) Rechnerische Bestimmung der Wärmeübergangszahl	53	
β) Graphische Bestimmung der Wärmeübergangszahl	57	
b) Der Grund für das Abfallen der Wärmeübergangszahl im oberen Totpunkt	57	
c) Der Einfluß der Kondensation	59	
d) Vergleich der Wärmeübergangszahlen	60	
4. Die Temperaturmessungen	61	Seite
a) Die Temperaturmessung der Wandungen	61	
b) Das Temperaturfeld der Wandungen des Arbeitsraumes	66	
c) Die mittlere Aufwärmung des Arbeitsraumes	66	
5. Die Zunahme des Verdichtungsdruckes	67	
6. Die Einflüsse der Aufwärmung und des Verdichtungsdruckes auf die Anlaßdauer	68	
a) Der Einfluß der Aufwärmung auf die Ladung	68	
b) Die Zunahme der Verdichtungsendtemperatur	70	
c) Die Verdichtungsendtemperatur bei der ersten Zündung bei verschiedenen Außentemperaturen	70	
d) Die Verbesserung des mittleren Polytropenexponenten mit der Anlaßdauer und die Verdichtungshöchsttemperatur	72	
7. Die Wärmebilanz	73	
8. Kritik der Versuchsergebnisse	75	
9. Zusammenfassung	75	
10. Übersicht der benutzten Formelgrößen	77	
Schriftumsverzeichnis zu den drei Teilen	78	

000964

Vorwort

Das Anlaßverhalten des kalten Fahrzeug-Dieselmotors ist bisher vornehmlich von der Seite des Leistungsaufwandes des Starters, der Zähigkeit des Schmieröles, der Anlaßhilfsmittel usw. Gegenstand der Untersuchungen und Forschungen gewesen*). Die wechselseitigen Beziehungen von Motor und Kraftstoff, insbesondere der Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes sowie die thermodynamischen Vorgänge im Motor, die zur ersten Zündung führen, waren dagegen bisher wenig beachtet. Die vorliegenden Arbeiten haben eine umfassende Untersuchung dieser Fragen zum Ziel.

Die Anregung hierzu wurde der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge durch einen Forschungsauftrag des Oberkommandos des Heeres (Heereswaffenamt) gegeben, der den Einfluß der Zündwilligkeit verschiedener Diesekraftstoffe in handelsüblichen Motoren unter sonst gleichbleibenden Betriebsbedingungen klären sollte. Hierüber sind im Schrifttum nur sehr unsichere Angaben zu finden, da bei solchen Versuchen in der Regel entweder Starthilfsmittel — wie z. B. Glühkerzen — verwendet oder die Betriebsbedingungen nicht konstant gehalten wurden. Beide Fälle können Anlaß zu beträchtlichen Fehlschlüssen geben.

Es war daher die erste Aufgabe, ein Versuchsverfahren zu entwickeln, das ohne Starthilfsmittel einwandfreie Vergleichsmessungen zuließ, und es ermöglichte, eine Beziehung zwischen der Zündwilligkeit des Kraftstoffes und dem Anlaßverhalten des kalten Motors aufzustellen.

Diese Vorarbeiten sowie die daran anschließenden Hauptversuche ließen erkennen, daß jeweils die erste Zündung eines Kaltstarts entscheidend von bestimmten thermodynamischen Voraussetzungen abhängt, die bei gegebenem Motor und Kraftstoff z. B. durch Drehzahl, Außentemperatur, Verdichtungsdruck, Lässigkeitsverluste, Wärmeübergang im Zylinder usw. bedingt sind.

Der Ermittlung dieser Zusammenhänge galten daher die weiteren Arbeiten, über deren Ergebnisse von den mit der Durchführung der Versuche betrauten Mitarbeitern *F. Schaub* und *H.-J. Conrad* im II. und III. Teil berichtet wird. Das Reichs-Verkehrsministerium unterstützte diese Untersuchungen in dankenswerter Weise im Rahmen eines Forschungsauftrages.

W. Rixmann.

*) Siehe [9], [10], [11], [45], [46] im Schriftumsverzeichnis am Schluß des Heftes.

Teil I

Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes auf das Anlaßverhalten von Fahrzeug-Dieselmotoren

1. Versuchsaufgabe und ihre grundsätzliche Lösung

Die Untersuchungen hatten zum Ziel, festzustellen, wie weit die im HWA-Dieselpfprüfmotor¹⁾ gefundenen Cetanzahlen von Diesekraftstoffen zugleich einen Maßstab für ihr Verhalten beim Kaltanlassen von Fahrzeug-Dieselmotoren darstellen. Diese Aufgabe sollte an 14 verschiedenen Diesekraftstoffen in drei Fahrzeugmotoren mit zwei verschiedenen Verbrennungsverfahren durchgeführt werden. Als Kontrolle hierzu war festzustellen, ob das Anlaßverhalten der sog. Zündgemische aus Cetan und α -Methylnaphthalin, die im Dieselpfprüfmotor zur Bestimmung der Cetanzahl verwendet werden, dem von Kraftstoffen gleicher Cetanzahl entsprach. Schließlich sollte auch die Wirksamkeit der üblichen Zündbeschleuniger und anderer Hilfsmittel zur Erleichterung des Anlassens untersucht werden. Eine wertvolle Ergänzung dieser Versuche bildet am Schluß die Prüfung von Benzin als Diesekraftstoff.

Zu der Aufgabenstellung ist zu bemerken, daß es sich bei diesen Versuchen also im wesentlichen um eine motorische Kraftstoffprüfung beim Kaltstart handelt, wobei zur Angleichung an die wirklichen Verhältnisse handelsübliche Motorbauarten verwendet wurden. Die außerhalb hiervon liegenden rein motorischen Fragen — wie z. B. die aufgewendete Anlaßleistung, das verwendete Öl usw. — blieben außer Betracht.

Die Lösung dieser Aufgabe mußte grundsätzlich so erfolgen, daß für jeden Kraftstoff für verschiedene Außentemperaturen Mindestwerte für diejenige Zahl der Arbeitsspiele ermittelt wurden, die zur sicheren Zündung im kalten Motor erforderlich sind, unterhalb deren aber ein Anlassen nicht mehr möglich war. Aus einer so entstandenen Grenzkurve für sicheres Starten war dann ein Kennwert, der den praktischen Verhältnissen möglichst entsprach, als charakteristisches Merkmal des Kraftstoffes beim Anlassen in dem betreffenden Motor zu entnehmen und in Beziehung zur Cetanzahl zu setzen. Keinesfalls war vorauszusehen, ob es möglich sein würde, eine solche Beziehung zu finden, denn es waren bisher noch keine Versuche bekannt geworden, die etwas darüber aussagten, in welchem Maße die Zündwilligkeit eines Kraftstoffes auch für den Kaltstart ein zuverlässiger Maßstab ist.

Voraussetzung für solche Untersuchungen war, die äußeren Bedingungen des Anlaßvorganges konstant und reproduzierbar zu gestalten und störende Einflüsse von seiten des Motors — wie z. B. wechselnder Motorzustand, verschiedene Kolbenabdichtungen usw. — nach Möglichkeit auszuschalten. Aus diesem Grunde waren umfangreiche Vorversuche in der Kältekammer, in der diese Untersuchungen zwecks Einstellung und Konstanthaltung aller gewünschten Außentemperaturen stattfanden, notwendig. Diese dauerten etwa ein halbes Jahr, führten dann aber auch zur Aufstellung des endgültigen Versuchsverfahrens. Die Hauptversuche, bei denen ein Teil der Kraftstoffe zweimal untersucht wurde, nahmen einen Zeitraum von fast einem Jahr in Anspruch.

Die zu untersuchenden Kraftstoffe sind in der Zahlentafel I zusammengestellt.

¹⁾ HWA = Heereswaffenamt.

Nr.	Kraftstoff	Cetanzahl		
		1. Testung	2. Testung nach 4 Monaten	3. Testung nach 6 Monaten
1	Diesöl	45,5		46,5
2	Diesöl	62,0		
3	Diesöl	45,5		47,5
4	Erdgasöl	50,0	50,0	53,0*
5	Topgasöl	57,5		
6	Spaltgasöl	39,5		
7	Braunkohlendiesöl	40,0		
8	Braunkohlendiesöl	41,5	42,0	
9	Braunkohlendiesöl	36,0	37,0	
10	Steinkohlenteeröl mit Kogasin II (unraffiniert)	64,0		68,5
11	Steinkohlenteeröl mit Kogasin II (raffiniert)	67,0		
12	Kogasin	95,0		
13	Spaltgasöl mit α -Methylnaphthalin	33,0		
14	Braunkohlendiesöl mit Kogasin II (unraffiniert)	66,0		87,5
Zündgemische		Cetanzahl		
25 Vol.-%	Cetan + 75 Vol.-% α -Methylnaphthalin	25		
40 Vol.-%	Cetan + 60 Vol.-% α -Methylnaphthalin	40		
55 Vol.-%	Cetan + 45 Vol.-% α -Methylnaphthalin	55		
70 Vol.-%	Cetan + 30 Vol.-% α -Methylnaphthalin	70		
85 Vol.-%	Cetan + 15 Vol.-% α -Methylnaphthalin	85		
100 Vol.-%	Cetan + 0 Vol.-% α -Methylnaphthalin	100		

*) Nach 18 Monaten

Zahlentafel 1
Cetanzahlen der untersuchten Kraftstoffe.

Motor	Zylinderzahl	Verbrennungsverfahren	Hubvolumen V_H je Zylinder cm^3	Bohrung D mm	Hub s mm	Verdichtungsverhältnis $\epsilon = V_c / (V_c + V_H)$	Abspritzdruck der Düsen atü
I	4	Luftspeicher	1212,5	105	140	1:15,3 (Anlaufstellung)	105
II	6	Strahleinspritzung mit Beikammer	1126	105	130	1:14,0	110
III	6	Strahleinspritzung mit Beikammer	1041,8	105	120	1:14,5	125

2. Versuchseinrichtung

a) Kennzeichnung der Versuchsmotoren

Für die Versuche wurden die in Zahlentafel 2 aufgeführten Motoren ausgewählt. Alle drei Motoren entsprachen der serienmäßigen Ausführung und befanden sich in gut eingelaufenem Zustand.

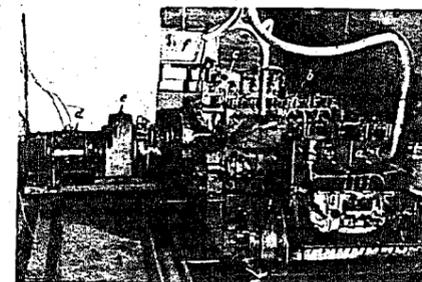
b) Aufbau in der Kältekammer

Die Versuche wurden in der Kältekammer der Technischen Hochschule Berlin (Institut für Kälte- und Trockentechnik) durchgeführt, wo es möglich war, mit Hilfe einer leistungsfähigen Kältemaschine den Versuchsraum und die Motoren in kurzer Zeit auf die gewünschte Temperatur zu bringen.

Während der Versuche waren die Motoren auf einem gemeinsamen Rahmen aufgebaut (Bild 1). Sie wurden durch einen regelbaren Elektromotor über ein Untersetzungsgetriebe angetrieben. Das Antriebsaggregat war auf einem Gestell befestigt, das mit Hilfe von Rollen auf einer Schiene von Motor zu Motor bewegt und dann mit diesem gekuppelt werden konnte. In die Kupplung zwischen Untersetzungsgetriebe und Dieselmotor waren zwei Gummigelenscheiben eingebaut. Diese nahmen

die durch mangelnde Zentrierung hervorgerufenen Beanspruchungen auf. Außerdem sollte durch sie eine Dämpfung der Verdichtungs- und Zündstöße, die bei den Arbeitshüben des Motors hervorgerufen wurden, bewirkt werden. Die Verbindung zwischen Antriebsaggregat und Dieselmotor wurde einfach dadurch hergestellt, daß drei Bolzen in die Bohrungen einer der beiden Gummigelenscheiben eingeschoben wurden. Für einen Versuch wurde das Aggregat jeweils durch Spindeln von den Rollen

Bild 1. Gesamtansicht der auf einem gemeinsamen Rahmen aufgebauten Versuchsmotoren im Kältekanal mit dem verschiebbaren Anlaßaggregat.



a Motor I; b Motor II; c Motor IV; d Antriebsmotor; e Untersetzungsgetriebe; f Kühlmittelbehälter. In der vorliegenden Arbeit wurde statt des im Bild gezeigten Motors IV der im Text beschriebene Motor III verwendet.

abgehoben und durch Schrauben gegen die Laufschiene gespannt. Die beschriebene Einrichtung gestattete es, den Umbau des Antriebsaggregates von Motor zu Motor innerhalb weniger Minuten vorzunehmen.

Die Drehzahl des Antriebs konnte vom Bedienungsstand außerhalb der Kältekammer etwa zwischen 50 und 200 U/min eingestellt werden. Sie wurde mit einem Schreibergerät abhängig von der Zeit aufgezeichnet.

c) Vorbereitung der Motoren für den Versuch

Der Druckverlauf im Verbrennungsraum der Versuchszylinder wurde mit einem mechanischen Indikator auf ein fortlaufendes, durch ein Uhrwerk angetriebenes Wachspapierband aufgezeichnet (Bild 2).

Bei Motor I bestand die Möglichkeit, die Druckmessung sowohl im Hauptverbrennungsraum als auch im Luftspeicher vorzunehmen. Bei den Vorversuchen ergab sich, wie auch später durch Rechnung nachgewiesen wurde, daß zwischen beiden Räumen kein nennenswerter Druckunterschied bei den niedrigen in Frage kommenden Drehzahlen festzustellen war (vgl. Teil II, S. 26). Bei den Hauptversuchen erfolgte die Druckmessung fast ausschließlich im Hauptraum.

Bei Motor II und III wurde der Druck in der Beikammer gemessen. Bild 3 zeigt eine grundsätzliche Darstellung der Verbrennungsräume und der Lage der Indikatorbohrungen (1).

Die Anlaßversuche wurden stets nur in je einem Zylinder eines jeden Motors durchgeführt. Zur Verringerung der Antriebsleistung wurden die übrigen Zylinder durch Herausheben der Düsen geöffnet. Nur in den Versuchszylinder wurde Kraftstoff eingespritzt. Die durch die übrigen Einspritzpumpenzylinder geförderte Kraftstoffmenge wurde in den Vorratsbehälter zurückgeführt, aus dem der Kraftstoff der Einspritzpumpe durch Gefälle zulief.

Als Schmieröl wurde einheitlich bei allen Versuchen Mobilöl „Aretic“ verwendet.

Bei dem gut zündenden Kraftstoff Kogasin II und dessen Gemischen sowie auch bei den Zündgemischen mit höherem Cetangehalt war es notwendig, Kraftstoffbehälter, Einspritzpumpe und Kraftstoffleitungen anzuwärmen, weil der Kraftstoff bei den tiefen Außentemperaturen stockte und nicht mehr pumpfähig war. Die Anwärmung erfolgte durch eine Heizkabelumwicklung sämtlicher kraftstoffführender Teile. Diese Umwicklung war durch eine Asbestpackung gegen Abstrahlung nach außen geschützt (Bild 4). Die Stromstärke dieser Heizung war durch einen Vorwiderstand zu regeln. Mit dieser Anwärmvorrichtung blieb das Kogasin noch unterhalb -20°C Außentemperatur flüssig.

Die Kühlwasserräume der im Kälteraum aufgebauten Versuchsmotoren waren alle miteinander verbunden. Aus einem Sammelbehälter wurde das Kühlmittel durch eine elektrisch angetriebene Kreiselpumpe abgesaugt und nacheinander durch die Kühlwasserräume der Motoren und von hier aus wieder in den Sammelbehälter gedrückt (Bild 5). Die Pumpe wurde nach jedem Versuch angestellt,

denn durch die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels wurden die Zeiten für den Temperaturausgleich zwischen Kühlmittel und Zylinderwänden wesentlich verkürzt. Dem Kühlwasser waren etwa 40% Glycerin und 10% Brennspritus beigemischt, wodurch dieses auch bei sehr tiefen Temperaturen noch pumpfähig blieb. Die Temperatur des Kühlmittels wurde im Rücklauf zu dem Sammelbehälter mittels Quecksilberthermometer gemessen.

Bild 2 (unten). Außenfederindikator von Lehmann & Michels.
a) Indikator; b) Präzisionslaufwerk.

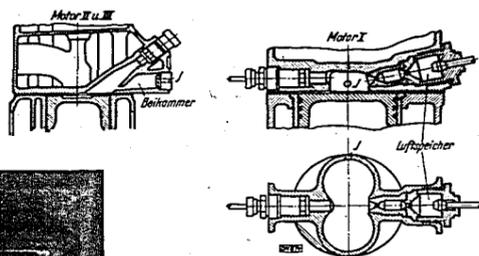
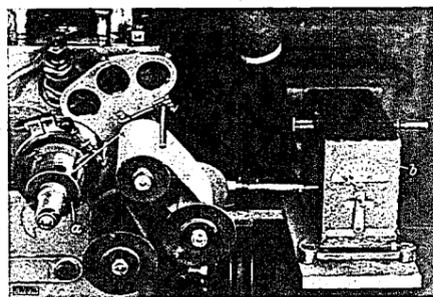


Bild 3. Verbrennungsräume der verwendeten Motoren mit Angabe der Indikatorbohrungen (I).
Bei Motor I war der als Luftspeicher gekennzeichnete Raum abgeschaltet (Anlaßstellung).

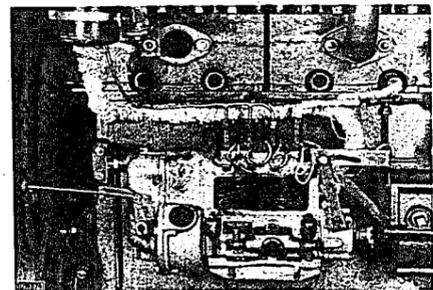


Bild 4 (links). Aufheiz-Vorrichtung der kraftstoffführenden Teile durch Heizkabelumwicklung.
Ein Teil der Asbestisolation der Heizkabel ist zur Veranschaulichung von der Pumpe entfernt.

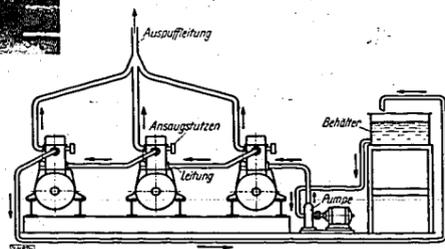


Bild 5 (rechts). Schematische Darstellung des Kühlmittel-Umlaufs.

000966

3. Vorversuche zur Festlegung des Versuchsverfahrens

Eine Reihe von Vorversuchen diente der Ermittlung des zweckmäßigsten Versuchsverfahrens und zur Festlegung der konstant zu haltenden Versuchsbedingungen, die es ermöglichten, einwandfreie und reproduzierbare Werte zu erhalten. Darüber hinaus ergaben sich noch Einflüsse des Motors, die — wie z. B. die Verschiedenheit der Lässigkeitsverluste — nicht genau konstant gehalten werden konnten; hier galt es, die Art des Einflusses unter Aufstellung einer Hilfskurve festzulegen, damit Korrekturen der Versuchsergebnisse möglich waren.

a) Die konstant zu haltenden Versuchsbedingungen

α) Anlaßdrehzahl

Da die Drehzahl, wie später noch gezeigt wird, auf das Zündverhalten eines Kraftstoffes großen Einfluß hat, mußten die Hauptversuche, die ja als Vergleichsversuche gewertet werden sollten, immer bei derselben Drehzahl durchgeführt werden, hierfür wurde $n = 120$ U/min gewählt.

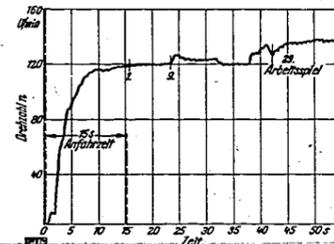
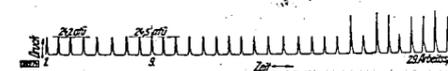


Bild 6. Drehzahl- und Druckdiagramm eines Anlaßversuches.
Motor III; Zylinder 3; Kraftstoff 14; Cetanzahl $C_n = 86$;
Außentemperatur $-2,3^\circ\text{C}$.
Erste Zündung beim 9. Arbeitsspiel, regelmäßiges Weiterzünden beim 29. Arbeitsspiel.
Verdichtungsdruck p_c bei der ersten Zündung 24,5 atü.



β) Einspritzart

Die erste Kraftstoffeinspritzung erfolgte immer erst nach einer Anlaufzeit von 15 s. Diese Anlaufzeit mußte dem Versuchsbeginn vorgeschaltet werden, um bei verschiedenen Außentemperaturen die Anlaßdrehzahl mit Sicherheit bei der ersten Einspritzung erreicht zu haben. Durch diese Maßnahme wird vermieden, daß schon Zündungen eintreten, solange die Drehzahl noch nicht konstant ist.

Dies entspricht zwar nicht genau den im praktischen Betrieb vorkommenden Verhältnissen, ist aber als Vergleichsbasis für alle Versuche zulässig, da zu allen gemessenen „Anlaßzeiten“ eine konstante Einstellzeit hinzugezählt wird. Das Verhalten der einzelnen Kraftstoffe zueinander wird dadurch nicht wesentlich beeinflusst.

Um den Versuchszyylinder nicht zu stark durch die vielen eingespritzten, unverbrannten, sich an den Zylinderwänden niederschlagenden Kraftstoffrückstände zu verschmutzen, wurde nach den ersten 15 s Anfahrzeit nicht dauernd, sondern nur erst 10 Arbeitsspiele lang in Vollaststellung Kraftstoff eingespritzt; hierauf wurde nach einer Pause von 3 Arbeitsspielen immer nur 3 Spiele lang eingespritzt und dann 3 Spiele lang wieder mit der Kraftstoffeinspritzung ausgesetzt und so fort.

Um diese Maßnahmen ohne Beeinflussung der Versuchsergebnisse nach der einen oder der anderen Richtung durchführen zu können, wurde eine weitere Reihe von Versuchen lediglich zur Klärung der Frage durchgeführt, ob es gleichgültig auf das Zündverhalten eines Kraftstoffes bei demselben Temperaturzustand ist, wenn einerseits dauernd und andererseits nur zeitweise Kraftstoff eingespritzt wird. Es stellte sich bei diesen Versuchen heraus, daß ein Einfluß dieser verschiedenen Einspritzweisen nicht ermittelt werden konnte.

γ) Druck- und Drehzahlaufzeichnung

Der Druck im Verbrennungsraum wurde mit dem mechanischen Indikator von Lehmann & Michels aufgezeichnet. Die erste Aufzeichnung begann ebenso wie die erste Einspritzung 15 s nach dem Anfahren. Die erste Zündung kann auf einfache Weise aus dem Druckdiagramm ausgezählt werden (Bild 6). Als Kontrolle für die genaue Feststellung der ersten Zündung dient die Drehzahlregistrierung, auf der ebenfalls der Beginn der ersten Einspritzung dadurch festgehalten wird, daß die erste Zündung eine plötzliche Drehzahlsteigerung ergibt, wie in dem gleichen Bild rechts oben zu erkennen ist.

d) „Außentemperatur“

Bei Versuchsbeginn mußte ein möglichst vollständiger Ausgleich zwischen Motor- und Raumtemperatur erreicht sein; zur Nachprüfung wurden die Kühlwasser- und Raumtemperatur vor jedem Versuch mit geeichten Quecksilberthermometern gemessen. Bei der Auswertung der Versuche ist im folgenden das arithmetische Mittel aus Kühlwasser- und Raumtemperatur bei Versuchsbeginn als „Außentemperatur“ bezeichnet.

e) „Anlaßtemperatur“

Um einen für jeden Kraftstoff charakteristischen Kennwert bezüglich seines Anlaßverhaltens zu bekommen, wurden die zu jeder Außentemperatur ermittelten Arbeitsspiele bis zur ersten Zündung über der Außentemperatur aufgetragen. Hierbei zeigte es sich, daß ein gewisses Streufeld entstand, durch das eine mittlere Kurve hindurchgelegt werden konnte. Wie man auch diese Kurven durch das Streufeld legte, es ergab sich stets, daß sie bei 30 Arbeitsspielen die geringste Abweichung voneinander hatten bzw. sich sogar schnitten. Es erschien daher zweckmäßig, diejenige Außentemperatur als Kennwert aus der Kurve festzulegen, bei der der Motor nach dem 30. Arbeitsspiel, gerechnet von der ersten Einspritzung ab, zündete. Die so festgelegte Außentemperatur wird im folgenden als „Anlaßtemperatur“ bezeichnet. Das 30. Arbeitsspiel als Kennwert zu nehmen, entspricht auch weitgehend den praktischen Verhältnissen, denn bei einer Anlaßdrehzahl von $n = 120$ U/min ergibt sich dadurch einschließlich der Anfahrzeit von 15 s eine Gesamtstartzeit von 45 s.

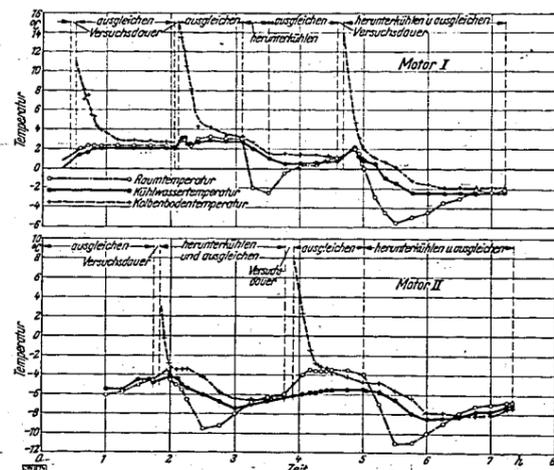


Bild 7. Raumtemperaturen sowie Kühlwasser- und Wandtemperaturen (Kolbenbodentemperaturen) der Motoren im Kältetunnel abhängig von der Zeit.

c) Der Temperatureausgleich zwischen zwei Versuchen

Die Temperaturen des Versuchsraumes und damit auch des Kühlwassers und der Motoren wurden durch die Kältemaschine der Kältkammer bzw. durch elektrische Heizgeräte eingestellt. Zwischen zwei Versuchen war jedesmal eine Ausgleichszeit notwendig, um die Kühlwasser- und Wandtemperaturen des Motors wieder an die Außentemperatur anzugleichen. Dasselbe gilt für eine Änderung der Außentemperatur durch Abkühlen oder Aufheizen. Eine Reihe von Versuchen sollte ermitteln, welche Zeit hierzu erforderlich ist.

Um den genannten Ausgleich zwischen zwei Versuchen, bzw. bei Änderung der Raumtemperatur, in befriedigendem Maße herbeizuführen, wurden die Raum-, Kühlwasser- und Kolbenbodentemperaturen in kurzen Zeitabständen beobachtet und über der Zeit aufgetragen (Bild 7). Aus diesem Bild ergibt sich, daß die Kolbenbodentemperatur während eines Versuches um 10° bis 16° zunimmt und daß die vollständige Angleichung der Oberflächentemperatur des Kolbenbodens an die des Kühl-

wassers in etwa 30 bis 40 Minuten erfolgt sein kann, wenn die Raumtemperatur nicht zugleich heruntergekühlt wird. Bei gleichzeitigem Herunterkühlen der Außentemperatur um z. B. 2° steigt die Gesamtausgleichszeit aber auf rd. 2 Stunden. Bei größeren Temperaturunterschieden als 2° ist entsprechend länger zu warten. In Bild 7 sind Beispiele für den Motor I und II dargestellt.

Zur Messung der Kolbenbodentemperaturen wurde hierbei anfangs ein Kupfer-Konstantan-Thermoelement in Sonderausführung verwendet, das unmittelbar nach Beendigung eines Versuches auf den Kolbenboden gedrückt wurde. Später wurden bei Motor I die Thermoelemente unmittelbar im Kolbenboden befestigt (vgl. Teil III, S. 47).

n) Einspritzzeitpunkt

Bei allen Motoren konnte der Einspritzzeitpunkt an der Bosch-Einspritzpumpe verändert werden. Er wurde für jeden Motor auf den günstigsten Punkt eingestellt. Es zeigte sich, daß dieser bei allen Kraftstoffen praktisch der gleiche war. Aus den zahlreichen Versuchen ergab sich für Motor I als günstigster Zeitpunkt für den Förderbeginn $28,5^\circ$, für Motor II $31,5^\circ$ und Motor III $32,5^\circ$ KW vor o. T.

b) Vorläufiges Versuchsverfahren

Die ersten Versuche wurden nach folgendem Verfahren durchgeführt: Nach Erreichen des Beharrungszustandes und nach Ausgleich der Temperaturen in der Kältkammer wurde der Anlaßmotor von außen angelassen. Das Einspritzen begann nach 15 s Anfahrzeit nach dem oben beschriebenen Verfahren, bis der Motor zündete. Durch das Aufzeichnen der ersten Zündung auf dem Drehzahl- und dem Druckdiagramm konnte die Anzahl der Arbeitsspiele ermittelt werden, die zwischen dem Beginn der Einspritzung und der ersten Entzündung des Kraftstoffes lag. Hierbei blieb, da es sich um eine reine Kraftstoffprüfung handelt, unbeachtet, ob der Motor nach der ersten Zündung unmittelbar anschließend weiter zündete oder erst aussetzte und später wieder zu zünden begann.

Für jeden Kraftstoff wurden innerhalb eines bestimmten Temperaturbereiches diese Versuche durchgeführt und jeweils die Anzahl der Arbeitsspiele bis zur ersten Zündung über der zugehörigen Außentemperatur aufgetragen und der oben bezeichnete Kennwert, die sog. Anlaßtemperatur, festgelegt. Diese Vorversuche zeigten schon, daß es für jeden Kraftstoff eine bestimmte Außentemperatur gibt, oberhalb deren er unmittelbar nach dem Anlassen zündet, unterhalb deren aber die zur Zündung erforderliche Anzahl der Arbeitsspiele sehr schnell zunimmt.

Nachdem eine Anzahl Kraftstoffe auf diese Weise untersucht waren, wurden aus diesen Kurven die Anlaßtemperaturen — d. h. also die Außentemperaturen bei 30 Arbeitsspielen — herausgenommen und über der Cetanzahl aufgetragen. Auf diese Weise entstanden für jeden Motor die Kennlinien für das Anlaßverhalten der verschiedenen Kraftstoffe.

4. Einfluß des Verdichtungsdruckes

a) Streuungen durch wechselnden Verdichtungsdruck

Die bisher beschriebenen Vorversuche hatten zwar grundsätzlich den Weg gezeigt, der bei den Versuchen begangen werden mußte. Jedoch ergaben sich bei der Auswertung der Versuchspunkte noch Streuungen, die keine eindeutigen Schlüsse zuließen. Diesen Unklarheiten wurden daher weitere Versuchsreihen gewidmet, die, mit den Kraftstoffen 1 und 4 durchgeführt, folgende Erkenntnisse brachten:

Die Verdichtungsdrücke schwankten häufig von Versuch zu Versuch in weiten Grenzen, obwohl die äußeren Betriebsbedingungen gleich blieben. Dies ist daraus zu erklären, daß die Schmierungsverhältnisse zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn insbesondere in der Ringpartie sich ändern, wahrscheinlich hauptsächlich unter der Einwirkung des bei den Versuchen unverbrannten Kraftstoffes, der aus dem Verbrennungsraum die Zylinderwände herunter ins Kurbelgehäuse fließt. Diese Veränderung der Schmierverhältnisse zwischen Kolben und Zylinderwand hat zweierlei Folgen, 1. Änderung der Abdichtung des Verbrennungsraumes gegenüber dem Kurbelgehäuse durch den Kolben und damit Änderung der Lässigkeitsverluste; 2. Änderung des Wärmeübergangs von der Ladungsluft an die Zylinderwand.

Sowohl besserer Wärmeabfluß als auch höhere Kolbenlässigkeit verringern den Verdichtungsdruck und damit die Verdichtungsstempertemperatur der Luftladung und verschlechtern damit die Bedingungen für die Selbstzündung des Kraftstoffes.

Deshalb war es bei der Auswertung der Anlaßversuche unumgänglich, die gemessenen Verdichtungsdrücke zu berücksichtigen und die Versuchsergebnisse auf einen gemeinsamen Verdichtungsdruck zu korrigieren. Um nun bei den Versuchsergebnissen nicht eine zu große Korrektur, die naturgemäß eine gewisse Unsicherheit in sich birgt, anwenden zu müssen, wurde versucht, die Schwankungen des Verdichtungsdruckes äußerst herabzudrücken.

b) Maßnahmen zur Erzielung eines möglichst gleichmäßigen Verdichtungsdruckes

Zunächst wurden bei den Motoren I und II die Kolbenringe der Versuchszylinder zur Gewährleistung möglichst guter Abdichtung durch Stifte in der Ringnut gegen Verdrehen gesichert. Dies brachte jedoch keine merkliche Verbesserung.

Hierauf wurde versucht, ob der durch die häufigen Anlaßversuche sich ändernde Schmierzustand am Kolben durch Einbringen von Schmieröl durch das Einlaßventil verbessert werden könnte. Dabei zeigte es sich; daß diese Maßnahme den Verdichtungsdruck in zu starkem Maße änderte. In kürzester Zeit stieg der Verdichtungsdruck beim Einbringen auch nur verhältnismäßig geringer Ölmengen bis zu 10 atü. Die starke Drucksteigerung verbessert natürlich auch das Anlaßverhalten wesentlich, doch zunächst in unberechenbarem Maße. Da diese Maßnahme rasch erfolgende und in ihrem Ausmaß unbeherrschbare Änderungen bewirkt, konnte die Ungleichmäßigkeit der Verdichtungsdrücke damit nicht verringert werden.

Schließlich wurden die Kurbelwannen der einzelnen Motoren so weit mit Schmieröl gefüllt, daß die Pleuel gerade ins Ölbad eintauchten. Es wurde festgelegt, daß die Maschine nach jedem Versuch 30 s lang mit der höchsten erzielbaren Drehzahl (200 U/min) ohne Zündung durchgedreht wurde. Dadurch wurde erreicht, daß nach jedem Versuch eine bestimmte Ölmenge an die Kolbenlaufbahn geschleudert wurde und ein weitgehend gleichmäßiger Schmierzustand wenigstens auf dem unteren Teil des Kolbenschaftes erhalten blieb. Die Schmierverhältnisse in der Ringpartie dagegen wurden nach wie vor im wesentlichen durch die nach unten abfließenden unverbrannten Kraftstoffmengen bestimmt. Dies konnte aus dem Befund der mehrfach nach einer Anzahl von Versuchen zerlegten Maschine geschlossen werden.

Durch die letztgenannte Maßnahme wurde eine fühlbare, wenn auch noch nicht vollkommene Verbesserung in bezug auf die Ungleichmäßigkeit des Verdichtungsdruckes erzielt. Sie erwies sich jedoch durch verhältnismäßig große Regelmäßigkeit als am brauchbarsten und wurde so für die weiteren Anlaßversuche beibehalten.

Trotz dieser Maßnahmen war es erforderlich, die noch verbleibenden Schwankungen der Lässigkeitsverluste und des Wärmeüberganges durch eine Korrektur des Verdichtungsdruckes bei der ersten Zündung zu berücksichtigen. Hierbei wurden für die einzelnen Versuchsmotoren diejenigen Verdichtungsdrücke zugrunde gelegt, die sich als Mittel bei den Vorversuchen ergeben hatten. Diese sind:

Motor I	II	III
28 atü	23 atü	24 atü

c) Hilfskurve zur Korrektur des Verdichtungsdruckes

Um die oben erwähnte Korrektur zu bestimmen, mußte festgestellt werden, welchen Einfluß bei sonst gleichbleibenden Betriebsbedingungen wechselnder Verdichtungsdruck auf diejenige Außentemperatur hat, bei der die erste Zündung erfolgt. Hierzu wurden bei Motor I und III Versuche mit dem Kraftstoff 4 durchgeführt. Um auf einfache Weise eine willkürliche Änderung des Verdichtungsdruckes zu bewirken, wurde die Ansaugleitung der Versuchszylinder der beiden

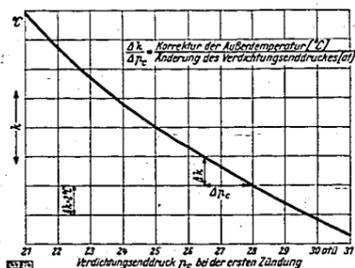


Bild 8. Hilfskurve für die Korrektur der Außentemperatur in Abhängigkeit vom Verdichtungsdruck bei den Motoren I, II und III.

Beispiel: Wird der Verdichtungsdruck von 26,5 atü auf 28 atü erhöht, so ergibt sich gleiches Anlaßverhalten bei einer um 2° niedrigeren Außentemperatur.

Motoren mit einer Drosselvorrichtung versehen, so daß jetzt jeder gewünschte Enddruck unterhalb des höchsten Enddruckes eingestellt werden konnte. Eine andere Möglichkeit der Beeinflussung des Verdichtungsdruckes wäre die gewesen, während der Verdichtung aus dem Zylinder mehr oder weniger Luft willkürlich abzulassen. Dieses Verfahren wurde jedoch nicht angewendet, da durch das Ablassen der Ladungsluft in der Nähe des Indikators — und nur hier wäre das möglich gewesen — die Druckmessung unter Umständen hätte beeinflusst werden können.

Aus diesen Versuchen zur Ermittlung einer Korrektur konnte die in Bild 8 dargestellte Hilfskurve aufgestellt werden, die in großer Annäherung angibt, um wieviel Grad sich die Außentemperatur mit dem Verdichtungsdruck ändert, wenn gleiche Zündbedingungen, d. h. gleiche Verdichtungsdrücke, vorliegen sollen. Wenn z. B. bei einem Versuch am Motor I, für den 28 atü Verdichtungsdruck oben festgelegt ist, 26,5 atü aus dem Druck-

diagramm ermittelt worden sind, so wird nach Bild 8 bei einer um 2° tieferen Außentemperatur und dem festgelegten Verdichtungsdruck von 28 atü dasselbe Anlaßverhalten wie vorher vorliegen. Die Kurve ist praktisch für alle Kraftstoffe gültig, soweit nicht durch die Art des Kraftstoffes der Wärmeübergang wesentlich beeinflusst wird (wie z. B. bei Kogasin-Kraftstoffen, s. später).

Der Verdichtungsdruck ist in diesen Kurven absichtlich in viel weiteren Grenzen geändert worden, als dies bei den Anlaßversuchen tatsächlich vorkam. Dies war aber zur eindeutigeren Ermittlung des Verlaufs der Kurve notwendig.

Für Motor II wurden diese Versuche nicht mehr in einer besonderen Versuchsreihe durchgeführt. Vielmehr ließen viele Stichproben bei den eigentlichen Hauptversuchen eindeutig erkennen, daß auch für diesen Motor die Korrekturkurve des Bildes 8 im entsprechenden Bereich des Verdichtungsdruckes verwendet werden konnte.

Man sieht aus diesem Bild ferner, daß eine Steigerung des Verdichtungsdruckes im unteren Druckbereich eine größere Verringerung der Außentemperatur mit sich bringt als eine Steigerung des Verdichtungsdruckes um denselben Betrag im oberen Druckbereich. Thermodynamische Überlegungen bestätigen den Verlauf dieser Abhängigkeit.

5. Einspritzvorgang und Zündverzug beim Anlassen

Als weitere Möglichkeit für die Ursache des Streuens der Versuchspunkte mußte geprüft werden, ob der Einspritzvorgang einen Einfluß auf das Startvermögen des Motors haben könnte. Um eine Kontrolle der Einspritzart durchzuführen, wurde bei Motor II ein Löschpapierstreifen um das Schwungrad gelegt und die Düse so eingebaut, daß der Kraftstoffstrahl unmittelbar nach dem Austreten auf das Löschpapier auftraf. Hierbei zeigte sich, daß bei der niedrigen Anlaßdrehzahl der Einspritzzeitpunkt, obwohl der Förderbeginn der Pumpe fest eingestellt war, stets um 1 bis 2° KW schwankte, was wahrscheinlich durch unregelmäßige Änderung der Leckölmengen am Einspritzpumpenkolben verursacht sein kann. Auch bezüglich der Einspritzmenge zeigten sich bei diesen geringen Drehzahlen Unregelmäßigkeiten, denn bei dem Aufspritzen des Kraftstoffes auf das Löschpapier war zu sehen, daß nur jede zweite oder dritte Einspritzung einen kräftig durchschlagenden Strahl ergab, während die dazwischenliegenden Einspritzungen jeweils schwächer und in der Menge auch etwas geringer waren.

Ein Einfluß dieser Unregelmäßigkeiten auf den Startvorgang selbst ließ sich jedoch nicht nachweisen, so daß ihre Bedeutung praktisch vernachlässigt werden kann. Lediglich bei einer durch Verunreinigungen schlecht spritzenden Düse war natürlich eine Verschlechterung der Anlaßtemperatur nachweisbar.

Im Gegensatz hierzu zeigte sich jedoch, daß die Gesamtfördermenge der Pumpe von beträchtlichem Einfluß auf das Zündverhalten war. So ergab sich ein sehr großer Unterschied der Einspritzmengen bei Motor II und III dadurch, daß bei Motor II über die Vollaustellung der Pumpe hinaus die eingespritzte Menge bei der sog. „Anlaßstellung“ auf etwa den dreifachen Betrag erhöht werden konnte. Beim Einspritzen so großer Kraftstoffmengen konnte eine unmittelbare Verbesserung des Anlaßverhaltens — vermutlich wegen der besseren Zerstäubung und Strahldurchdringung der Luft gegenüber dem mit gleichen Verbrennungsverfahren arbeitenden Motor III — festgestellt werden. Im einzelnen wird hierüber weiter unten berichtet.

Zu bemerken ist jedoch, daß durch die zahlreichen Anlaßversuche mit der erhöhten Einspritzmenge der Motor II übermäßig verschmutzt wurde. Ventile und Auslaßkanäle wiesen nach kurzer Zeit dicke Krusten von Kraftstoffrückständen auf, so daß die Maschine häufiger zerlegt und gereinigt werden mußte.

Im Zusammenhang mit den Fragen des Einspritzvorganges ist der Zündverzug beim Anlassen von Interesse. Es war schon gesagt worden, daß nach der ersten Zündung diese häufig mehrere Spiele lang aussetzten, ehe der Motor regelmäßig weiterzündete. Es besteht wohl kein Zweifel, daß bei feststehendem Förderbeginn (28,5° vor o. T.) sich der in beiden Fällen verschiedene Wärmezustand des Motors im Zündverzug zeigen muß. Bei der ersten Zündung tritt für die gegebenen Verhältnisse (Drehzahl, Kraftstoff, Förderbeginn) ein Höchstwert des Zündverzuges auf, der bei wärmer werdender Maschine geringer wird.

Diese Überlegungen wurden durch die Messungen bestätigt. Da für die erste Zündung das photographische Festhalten eines Oszillogramms aus versuchstechnischen Gründen nicht möglich war, wurden mit dem mechanischen Indikator Druck-Zeit-Diagramme aufgenommen, die das Einsetzen der Zündung gut erkennen ließen. Der Einspritzbeginn mußte vorher durch Aufspritzen auf Löschpapier (s. oben) ermittelt werden. Wenn auch diesem Verfahren hierdurch eine gewisse Ungenauigkeit anhaftet, so konnte doch verfolgt werden, in welchen Grenzen der Zündverzug bei sonst gleichbleibenden Bedingungen bei der ersten Zündung schwankte. Der Motor zündete entweder im

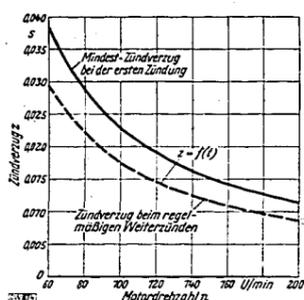


Bild 9. Zündverzugszeit beim Anlassen von Motor I in Abhängigkeit von der Drehzahl. Förderbeginn der Kraftstoffpumpe: $28,5^\circ$ vor o. T.

d. h. also für jeden Kraftstoff und jede Außentemperatur muß bei dieser Drehzahl der Motor solange durchgedreht werden, bis die Temperatur der Ladung einem dem genannten Zündverzugs zugeordneten Wert hat. Wie schon erwähnt, kann durch besondere Einflüsse bei der Verdichtung (z. B. Änderung der Leckverluste oder des Wärmeübergangs) dieser Zündverzugs auch größere Werte annehmen.

Eine Überprüfung dieser durch Messungen ermittelten Werte für den Zündverzugs ist mit Hilfe der im Schrifttum angegebenen Formeln für die Errechnung des Zündverzuges möglich; z. B. hat Wolfer [52]²⁾ folgende Beziehung angegeben:

$$\text{Zündverzugszeit } z = \frac{0,44}{p_{m,19}^{1,19}} \cdot e^{\frac{4650}{T_m}} \cdot 10^{-3} \text{ [s]}$$

Diese Werte gelten, wenn man sie für das Anlassen anwenden will, naturgemäß auch nur für die günstigsten äußeren Bedingungen, geben also die erwähnten Mindestwerte an. Nach Conrad (vgl. Teil III, Bild 38) berechnen sich für die erste Zündung nach dem 30. Arbeitsspiel bei $+20^\circ\text{C}$ Außentemperatur für Motor I folgende mittleren Verdichtungsdrücke p_m und Verdichtungshöchsttemperaturen T_m :

n	80	120	160	200 U/min
p_m	26,2	28,9	30,4	31,3 ata
T_m	580	605	620	630 °K

Mit diesen Werten errechnen sich die Zündverzugszeiten z nach der obigen Formel von Wolfer:

n	80	120	160	200 U/min
z	0,0273	0,0178	0,0137	0,0116 s

Ein Vergleich mit Bild 9 zeigt recht gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten, zumal wenn man die dem Meßverfahren anhaftenden Ungenauigkeiten berücksichtigt.

6. Zusammenfassende Darstellung des endgültigen Versuchsverfahrens

Gegenüber dem oben beschriebenen vorläufigen Versuchsverfahren ergaben sich nach Festlegung des endgültigen Versuchsverfahrens folgende Abänderungen:

Nach Beendigung des Anlaßversuches erfolgt bereits die Vorbereitung für den nächsten Versuch, indem ohne Einspritzung mit 200 U/min zur Aufrechterhaltung eines gleichmäßigen Schmierzustandes 20 s lang der Motor durchgedreht wird; erst dann wird die Maschine zum Temperausgleich angehalten.

Mit Hilfe der Indikatordiagramme und der Drehzahlaufzeichnung wird festgestellt, bei welchem Arbeitsspiel und mit welchem Verdichtungsdruck die erste Zündung erfolgte. Aus der Hilfskurve (Bild 8) wird darauf die festgestellte Außentemperatur, die dem gemessenen Verdichtungsdruck beim Anlaßversuch entspricht, auf die Außentemperatur für den mittleren festgelegten Verdichtungsdruck (also z. B. bei Motor III auf 24 ata) korrigiert.

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schriftumsverzeichnis am Schluß des Heftes.

oberen Totpunkt oder auch einige Grade nachher. Als günstigster Wert für die Berechnung des Zündverzuges wird Zündung im oberen Totpunkt zugrunde gelegt, und zwar, wie die Versuche zeigten, für alle Drehzahlen und Außentemperaturen gleichmäßig, so daß sich unabhängig von der Drehzahl ein Zündverzugs über $13,8^\circ\text{KW}$ ergab. Bei den verschiedenen untersuchten Drehzahlen errechnete sich damit ein hyperbolischer Verlauf des Zündverzuges, wie Bild 9 angibt. Damit ist gezeigt, daß beim Anlassen der Zündverzugs bei gegebenem Kraftstoff und Motor allein durch die Drehzahl festgelegt wird.

Für die Zündverzugsmessungen beim stetigen Weiterlaufen des Motors wurde ein Kathodenstrahl-Oszillograph verwendet. Die Zündungen erfolgten — gemittelt aus vielen Versuchen — rd. 3° vor o. T. und ergaben damit für alle Außentemperaturen ebenfalls einen durch die Drehzahl eindeutig festgelegten Zündverzugs, der, wenn auch im Absolutwert etwas kleiner, dennoch den gleichen Verlauf zeigt wie derjenige bei der ersten Zündung (Bild 9).

Aus der Kurve für die erste Zündung ergibt sich z. B. für $n = 120$ U/min ein Mindestzündverzugs von 0,019 s; dieser Außentemperatur muß bei dieser Drehzahl der Motor solange durchgedreht werden, bis die Temperatur der Ladung einem dem genannten Zündverzugs zugeordneten Wert hat. Wie schon erwähnt, kann durch besondere Einflüsse bei der Verdichtung (z. B. Änderung der Leckverluste oder des Wärmeübergangs) dieser Zündverzugs auch größere Werte annehmen.

Eine Überprüfung dieser durch Messungen ermittelten Werte für den Zündverzugs ist mit Hilfe der im Schrifttum angegebenen Formeln für die Errechnung des Zündverzuges möglich; z. B. hat Wolfer [52]²⁾ folgende Beziehung angegeben:

$$\text{Zündverzugszeit } z = \frac{0,44}{p_{m,19}^{1,19}} \cdot e^{\frac{4650}{T_m}} \cdot 10^{-3} \text{ [s]}$$

Diese Werte gelten, wenn man sie für das Anlassen anwenden will, naturgemäß auch nur für die günstigsten äußeren Bedingungen, geben also die erwähnten Mindestwerte an. Nach Conrad (vgl. Teil III, Bild 38) berechnen sich für die erste Zündung nach dem 30. Arbeitsspiel bei $+20^\circ\text{C}$ Außentemperatur für Motor I folgende mittleren Verdichtungsdrücke p_m und Verdichtungshöchsttemperaturen T_m :

n	80	120	160	200 U/min
p_m	26,2	28,9	30,4	31,3 ata
T_m	580	605	620	630 °K

Mit diesen Werten errechnen sich die Zündverzugszeiten z nach der obigen Formel von Wolfer:

n	80	120	160	200 U/min
z	0,0273	0,0178	0,0137	0,0116 s

Ein Vergleich mit Bild 9 zeigt recht gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten, zumal wenn man die dem Meßverfahren anhaftenden Ungenauigkeiten berücksichtigt.

6. Zusammenfassende Darstellung des endgültigen Versuchsverfahrens

Gegenüber dem oben beschriebenen vorläufigen Versuchsverfahren ergaben sich nach Festlegung des endgültigen Versuchsverfahrens folgende Abänderungen:

Nach Beendigung des Anlaßversuches erfolgt bereits die Vorbereitung für den nächsten Versuch, indem ohne Einspritzung mit 200 U/min zur Aufrechterhaltung eines gleichmäßigen Schmierzustandes 20 s lang der Motor durchgedreht wird; erst dann wird die Maschine zum Temperausgleich angehalten.

Mit Hilfe der Indikatordiagramme und der Drehzahlaufzeichnung wird festgestellt, bei welchem Arbeitsspiel und mit welchem Verdichtungsdruck die erste Zündung erfolgte. Aus der Hilfskurve (Bild 8) wird darauf die festgestellte Außentemperatur, die dem gemessenen Verdichtungsdruck beim Anlaßversuch entspricht, auf die Außentemperatur für den mittleren festgelegten Verdichtungsdruck (also z. B. bei Motor III auf 24 ata) korrigiert.

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schriftumsverzeichnis am Schluß des Heftes.

Nachdem nun mit dem gleichen Kraftstoff mehrere Anlaßversuche an einem Motor bei verschiedenen Außentemperaturen durchgeführt worden sind, wird die Zahl der zur ersten Zündung erforderlichen Arbeitsspiele aus den Druckdiagrammen entnommen und über den korrigierten Außentemperaturen aufgetragen. Durch die Versuchspunkte wird die mittlere Kurve gelegt und diejenige Außentemperatur, bei der der Motor im Mittel beim 30. Spiel gezündet hat, als „Anlaßtemperatur“ für den untersuchten Kraftstoff ermittelt.

Die Anlaßtemperaturen der verschiedenen Kraftstoffe werden nun über ihrer zugehörigen Cetanzahl aufgetragen und charakterisieren so das Anlaßverhalten der Kraftstoffe verschiedener Zündwilligkeit.

7. Versuchsergebnisse mit 14 verschiedenen Kraftstoffen bei einer Anlaßdrehzahl $n = 120$ U/min

a) Nicht korrigierbare Streuungen der Versuchswerte

Mit der Festlegung des endgültigen Versuchsverfahrens und der Korrektur des Verdichtungsdruckes war zwar das Streufeld der Versuchspunkte weitgehend verringert worden, es konnte aber nicht restlos beseitigt werden. Wie schon weiter oben erwähnt, liegt dies vor allem daran, daß

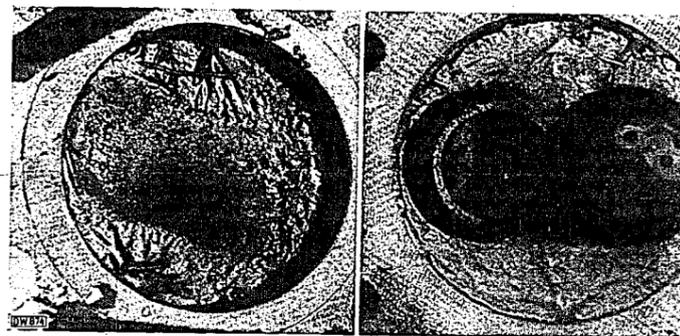


Bild 10. Durch Kraftstoff 14 verunreinigter Kolbenboden und Zylinderkopf des Motors I.

die Wärmeübergangsverhältnisse, soweit sie aus dem normalen Rahmen nach unten oder oben herausfallen, nicht nachträglich durch eine Korrektur erfaßt werden können. Dies läßt sich thermodynamisch leicht dadurch erklären, daß derselbe Verdichtungsdruck nicht unbedingt dieselbe Verdichtungs- endtemperatur zu ergeben braucht, wenn sich die Luftladung während der Verdichtung ändert. Da ferner die Wandungen beim Anlaßversuch kalt sind, ist der Wärmeabfluß naturgemäß besonders groß, und infolgedessen spielen auch Veränderungen der Wandoberfläche durch Verkrustung, Verölen, Benetzen mit Kraftstoff usw. eine nicht unbeträchtliche Rolle für den Wärmeübergang. So wurde z. B. folgendes festgestellt:

Bei den Kraftstoffen mit niedriger Cetanzahl, also etwa unter 40, war zu bemerken, daß der Verdichtungsdruck durch das Einspritzen des Kraftstoffes von Versuch zu Versuch stark abfiel, teilweise im Verlaufe von sechs Versuchen um ungefähr 3 ata und mehr. Dies liegt daran, daß durch die für diese Kraftstoffe erforderlichen hohen Außentemperaturen von etwa 20°C und darüber die dadurch bedingte Verringerung der Zähigkeit dieser Kraftstoffe ein Wegspülen des Schmierfilms an den Zylinderlaufflächen und damit die Lässigkeit besonders begünstigt. Bei den Braunkohlendieselen 7 und 9 mit den Cetanzahlen 40 bzw. 37 fiel dies besonders auf.

Genau die entgegengesetzte Erscheinung ließ sich bei den Kraftstoffen mit hohen Cetanzahlen feststellen. So wurden die kogasinhaltigen Kraftstoffe 10, 11, 12 und 14 bei der für diese Kraftstoffe erforderlichen tiefen Außentemperatur, die unterhalb 0° bis zu -20°C lagen, dickflüssig, Kraftstoff 12 und 14 stockten sogar. Hier war es, um die Anlaßversuche überhaupt durchführen zu können, notwendig, mit der bereits oben erwähnten Aufheizvorrichtung den Kraftstoff pumpfähig zu erhalten. Wenn dadurch auch ein einwandfreies Spritzen der Düsen erreicht wurde, so erstarrte doch der sich

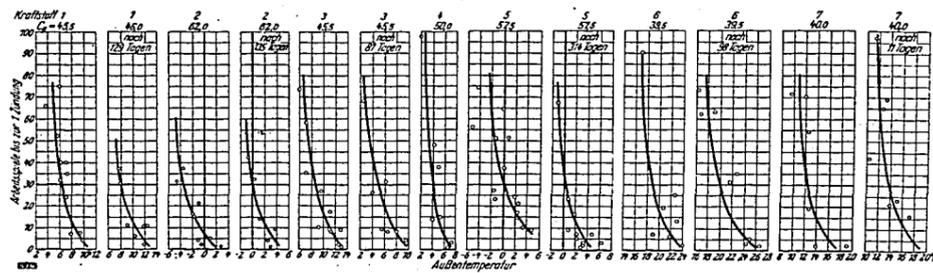


Bild 11³⁾. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung (gemessen von der ersten Einspritzung ab, nach 15 s Anfahrzeit) für Kraftstoffe verschiedener Zündwilligkeit, in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Motor I; $n = 120$ U/min; $\epsilon = 15,3$; $p_c = 28$ atü.

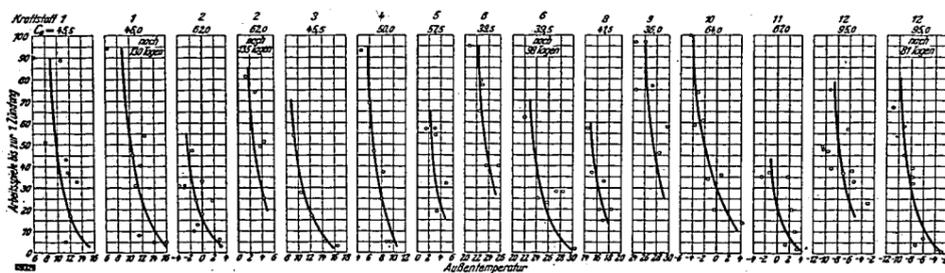


Bild 13. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung (gemessen von der ersten Einspritzung ab, nach 15 s Anfahrzeit) für Kraftstoffe verschiedener Zündwilligkeit, in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Motor II; $n = 120$ U/min; $\epsilon = 14,0$; $p_c = 23$ atü.

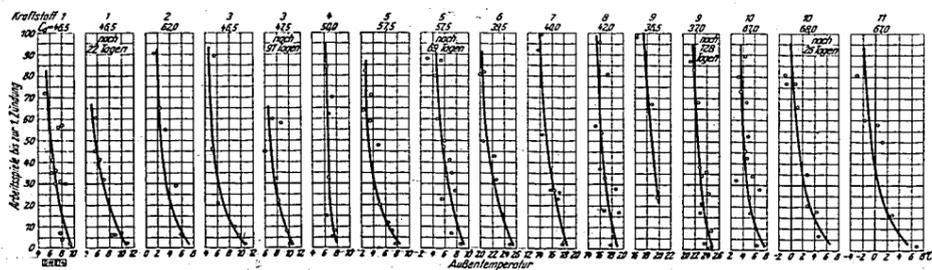
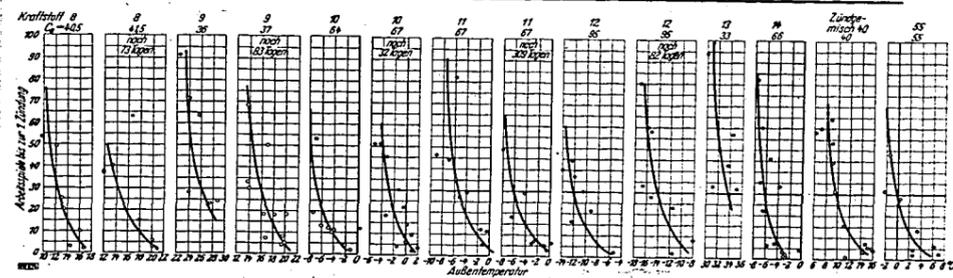


Bild 15. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung (gemessen von der ersten Einspritzung ab, nach 15 s Anfahrzeit) für Kraftstoffe verschiedener Zündwilligkeit, in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Motor III; $n = 120$ U/min; $\epsilon = 14,5$; $p_c = 24$ atü.

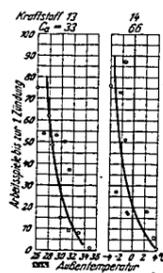
³⁾ Stimmen die Cetanzahlen C_n nicht mit der Zahlentafel 1 überein, so sind diese entsprechend dem Versuchszeitpunkt linear interpoliert worden.



Zu Bild 11.

Bild 12. Kennlinien für das Anlaßverhalten beim Motor I: Abhängigkeit der Anlaßzeit von der Cetanzahl bei einem Verdichtungsdruck von (bzw. korrigiert auf) 28 atü und einer Motordrehzahl von 120 U/min.

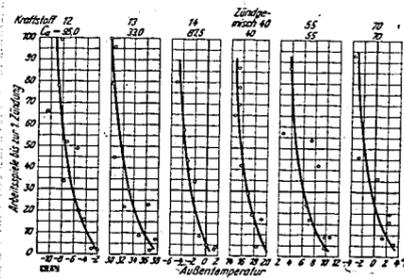
Die als Kreuze eingezeichneten Meßpunkte bezeichnen Zündmischungen. Links: sämtliche ermittelten Werte eingetragen; rechts: Mittelwerte eingetragen.



Zu Bild 13.

Bild 14. Kennlinien für das Anlaßverhalten beim Motor II: Abhängigkeit der Anlaßzeit von der Cetanzahl bei einem Verdichtungsdruck von (bzw. korrigiert auf) 23 atü und einer Motordrehzahl von 120 U/min.

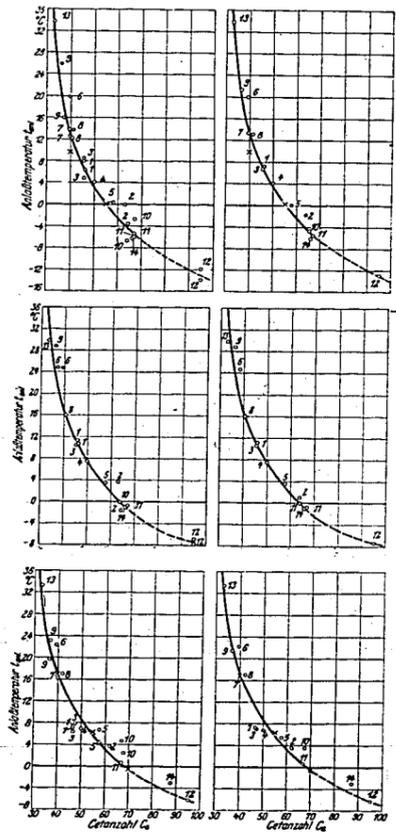
Die als Kreuze eingezeichneten Meßpunkte bezeichnen Zündmischungen. Links: sämtliche ermittelten Werte eingetragen; rechts: Mittelwerte eingetragen.



Zu Bild 15.

Bild 16 (rechts). Kennlinien für das Anlaßverhalten beim Motor III: Abhängigkeit der Anlaßzeit von der Cetanzahl bei einem Verdichtungsdruck von (bzw. korrigiert auf) 24 atü und einer Motordrehzahl von 120 U/min.

Die als Kreuze eingezeichneten Meßpunkte bezeichnen Zündmischungen. Links: sämtliche ermittelten Werte eingetragen; rechts: Mittelwerte eingetragen.



an den Wandungen niederschlagende Kraftstoff sofort und umgab die gesamten Zylinderwandungen erstens mit einer Isolierschicht, die den Wärmeübergang der Ladungsluft an die Wandungen verschlechterte, und zweitens verringerten sich die Lässigkeitsverluste durch die gute Abdichtung des erstarrten Kraftstoffes ganz erheblich.

So erklärte es sich, daß bei den Versuchen mit diesen Kraftstoffen von Versuch zu Versuch der Verdichtungsdruck stark anstieg, bei der Versuchsreihe mit Kraftstoff 14 am Motor I beispielsweise von 27,5 atü auf 32,8 atü innerhalb von zwölf Versuchen. Den Zustand, in dem sich Kolben und Wandungen dieses Motors nach diesen Versuchen befanden, zeigt Bild 10. Man erkennt deutlich die dicke Schicht des erstarrten Kraftstoffes.

Durch die erwähnte Verschlechterung des Wärmeüberganges der Ladungsluft an die Zylinderwandungen stieg natürlich mit dem Verdichtungsdruck auch die Verdichtungsdrucktemperatur stärker an als unter den normalen Anlaßverhältnissen. Zur Korrektur des Verdichtungsdruckes dieser Versuche mit Kraftstoff 12 und 14 konnte daher hier auch nicht die in Bild 8 dargestellte Hilfskurve verwendet werden. Für diese Kraftstoffe mußten besondere Hilfskurven unter Berücksichtigung der Einwirkung der erstarrten Kraftstoffschicht im Verbrennungsraum ermittelt werden. Diese Hilfskurven ergaben für Motor I eine mittlere Korrektur der Anlaßtemperatur von 2,3° für 1 atü Verdichtungsdruck, für Motor II eine solche von 2,8°.

b) Einzelheiten der Versuchsergebnisse

a) Anlaßkurven

In den Bildern 11, 13 und 15 sind als ringförmige Punkte und ausgezogene Kurven die Versuchsergebnisse der drei Motoren dargestellt, und zwar gilt

- Bild 11 für Motor I,
- Bild 13 für Motor II,
- Bild 15 für Motor III.

Hier sind die Arbeitsspiele bis zur ersten Zündung über der Außentemperatur aufgetragen, das 30. Arbeitsspiel ist durch eine stärkere Netzlinie hervorgehoben, so daß die Anlaßtemperatur — der Kennwert für den Kraftstoff — leichter abgelesen werden kann. Alle Kurven zeigen eine grundsätzlich ähnliche Form, die begründet ist durch das Aufwärmen der Maschine beim Durchdrehen. Bekanntlich tritt das Aufwärmen des Motors, d. h. vor allem der Wandungen, beim Fremdantrieb eines kalten Motors nach einer parabelförmigen Kurve ein. Nach einer bestimmten Spielzahl nähert sich die Temperatur der Wand einem Endwert, der das Wärme Gleichgewicht für die betreffende Drehzahl darstellt.

Wie in Teil II und III noch nachgewiesen wird, steht die Entzündung des Kraftstoffes in unmittelbarem Zusammenhang mit der Anwärmung der Zylinderwandungen, so daß sich die hier dargestellten Kurven notwendigerweise diesen Anwärmkurven in ihrer grundsätzlichen Form angleichen müssen. Diese Kurven werden im folgenden als „Anlaßkurven“ bezeichnet.

Die eingetragenen Werte sind auf den für jeden Motor festgelegten mittleren Verdichtungsdruck korrigiert, so daß die noch vorhandene Streuung, wie oben ausgeführt, nicht weiter verringert werden kann.

Es ist zu bemerken, daß die Wiederholung der Versuche mit den gleichen Kraftstoffen in willkürlicher Reihenfolge nach längerem oder kürzerem Zeitabstand erfolgte. Im allgemeinen zeigte sich eine durchweg zufriedenstellende Übereinstimmung der Ergebnisse, jedoch in Einzelfällen wurden auch besonders krasse Unterschiede festgestellt, die aber, wie später gezeigt wird, das Endergebnis nicht berühren.

Bei den einzelnen Motoren war der Streubereich bei dem gleichen Kraftstoff zum Teil sehr verschieden. Bei den Kraftstoffen mit besonders niedrigen bzw. besonders hohen Cetanzahlen war das Vorherrschen des Kraftstoffeinflusses auf den Streubereich, wie ausführlich dargelegt, erkennbar. Einen besonders geringen Streubereich ergaben folgende Kraftstoffe bzw. Motoren:

- Bei Motor I: die Kraftstoffe 1, 2, 3, 4, 7, 8, 10 und 11,
- Bei Motor II: die Kraftstoffe 3, 4, 8, 10 und 14,
- Bei Motor III: die Kraftstoffe 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12 und 14.

Ungünstiger bezüglich der Streuung sind dagegen z. B. folgende Versuchsreihen:

- Bei Motor I: die Kraftstoffe 5, 6, 9, 13 und 14,
- Bei Motor II: die Kraftstoffe 1, 2, 9, 11 und zum Teil 12.

Wenn auch hieraus einerseits zu erkennen ist, daß vorwiegend die Kraftstoffe mit sehr niedriger bzw. sehr hoher Cetanzahl die ungünstigeren Versuchsergebnisse geliefert haben, so ist andererseits auch zu sehen, daß gerade in dem mittleren Bereich auch Kraftstoffe zu finden sind, die neben sehr guten Ergebnissen auch ungünstige gebracht haben. In solchen Fällen ist also besonders der Einfluß des Motors als Ursache anzuführen.

β) Wiederholungsversuche

Ähnlich liegen die Verhältnisse bei den zur Nachprüfung wiederholten Versuchen. Diese Ergebnisse sind ebenfalls in den Bildern 11, 13 und 15 eingetragen. Einzelne Kraftstoffe ergaben sehr gute Übereinstimmung bei der Wiederholung, so z. B.

bei Motor I: die Kraftstoffe 5, 7 und 11;

davon liegen die Wiederholungsversuche für 5 und 11 zehn Monate auseinander.

Bei Motor II ergaben besonders gute Wiederholungswerte die Kraftstoffe 1, 6 und 12 und bei Motor III: die Kraftstoffe 1 und 3.

Bei allen Motoren waren aber die Wiederholungsversuche des Kraftstoffes 9 mit einer Cetanzahl von 36,5 besonders schlecht.

Wenn man von diesen Ausnahmen absieht, kann man sagen, daß die Wiederholungsversuche in der Regel bis 2°, in einzelnen Fällen auch bis 4° auseinanderliegen (vgl. auch Bild 12, 14 und 16, ringförmige Punkte). Hierbei ist natürlich besonders zu berücksichtigen, daß bei besonders großem Zeitabstand der Einfluß des verschiedenen Motorzustandes beträchtlich ist. Dazu kommt auch eine Änderung der Cetanzahl im Laufe der Zeit, die, wie Zahlentafel 1 zeigt, mehrfach festgestellt wurde. Auch wenn man die Änderung der Cetanzahl berücksichtigt, bleiben noch in Einzelfällen beträchtliche Unterschiede, so z. B. bei Kraftstoff 9 (Cetanzahl 36) bei Motor I ein solcher von 10° zwischen den beiden Versuchsreihen.

Berücksichtigt man schließlich noch den Grad der Genauigkeit, mit dem die Cetanzahl des Kraftstoffes überhaupt festgestellt wird, so lassen sich die Abweichungen der Wiederholungsversuche durchaus erklären.

γ) Anlaßtemperatur in Abhängigkeit von der Cetanzahl (Kennlinien)

Die Kennlinien für das Anlaßverhalten der Motoren sind in den Bildern 12, 14 und 16 dargestellt. Hierbei sind die Anlaßtemperaturen sämtlicher Versuchspunkte über den zugehörigen Cetanzahlen als ringförmige Punkte eingetragen, d. h. also, soweit eine Änderung der Cetanzahl im Laufe der Zeit durch Kontrolle festgestellt wurde, ist diese bei der Eintragung berücksichtigt.

Die mittlere, durch die Versuchspunkte gelegte Kurve nimmt den Verlauf einer Hyperbel. Die Streuung der einzelnen Punkte um diese mittlere Linie ist, im Verhältnis zu den weiter oben beschriebenen grundsätzlichen Schwierigkeiten dieser Versuche, gering. Vor allem ist auch hieraus zu erkennen, inwieweit bei Wiederholungsversuchen sich die Anlaßtemperaturen ändern.

Die Abhängigkeit der Anlaßtemperatur von der Cetanzahl wird noch klarer, wenn man für jeden Kraftstoff den Mittelwert der Anlaßtemperaturen über den Cetanzahlen, soweit möglich, über deren Mittelwert, aufträgt (vgl. rechte Seite in Bild 12, 14 und 16). Hier ist noch eindeutiger zu erkennen, daß die Versuchspunkte sich in einer Hyperbel anordnen lassen. Bemerkenswert ist das besonders gute Einfügen der Punkte in die Hyperbel bei Motor I und II, während bei Motor III, namentlich für die Kraftstoffe 1, 3 und 10, Abweichungen festzustellen sind, die aber den grundsätzlichen Verlauf der Hyperbel nicht stören. Da dieselben Kraftstoffe aber bei den anderen Motoren recht gut in die Kurve passen, ist hier nicht eine besondere Eigenart des Kraftstoffes zu suchen.

In dem Bereich zwischen den Cetanzahlen 70 und 95 sind die Kurven nur gestrichelt gezeichnet, da hier keine maßgebenden Zwischenpunkte vorhanden waren.

δ) Vergleich der Versuchsergebnisse von drei Motoren

Um die drei Versuchsmotoren mit direkter Einspritzung bezüglich des Anlaßverhaltens unmittelbar miteinander vergleichen zu können, wurden in Bild 17 alle drei Kurven für die Abhängigkeit der Anlaßtemperatur von der Cetanzahl übereinander gezeichnet, nachdem sie auf einen gemeinsam angenommenen Verdichtungsdruck von 26 atü korrigiert waren.

Dabei stellte sich heraus, daß die Kurven für Motor I und III oberhalb der Cetanzahl 40 praktisch zusammenfallen, so daß eine mittlere Kurve für beide Motoren gezeichnet werden konnte; bei derjenigen für Motor II liegt die Anlaßtemperatur jedoch in diesem Bereich um rd. 3,3° C tiefer. Diese Verbesserung ist, da es sich bei Motor II und III um gleiche Arbeitsverfahren und praktisch gleichen Aufbau handelt, nur aus dem oben schon erwähnten Umstand zu erklären, daß bei Motor II die größte Fördermenge der Einspritzpumpe etwa auf den dreifachen Betrag des bei Vollast eingespritzten Kraftstoffes eingestellt ist und daher bessere Anlaßverhältnisse ergibt.

Der Grund für das Abweichen der Kurven unterhalb Cetanzahl 40 liegt wahrscheinlich in den Schwierigkeiten, die sich bei den Anlaßversuchen bei verhältnismäßig hohen Außentemperaturen ergeben und die weiter oben beschrieben wurden.