

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

Faserstoff-Ölreiniger

Abb. 2

090663

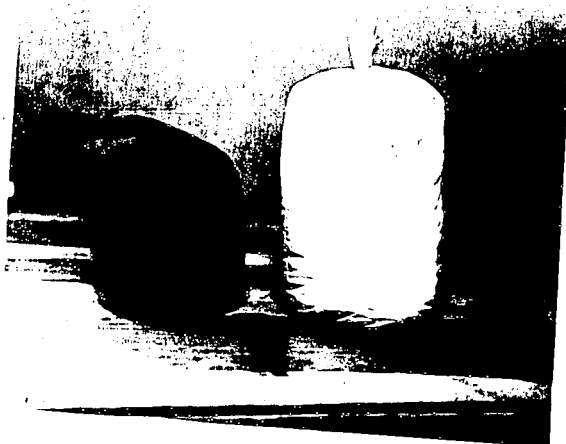


Abb. 2 Filterbeutel  
vor (rechts) und nach (links)  
Betrieb:

000664  
78  
7

67  
79

28

66

83  
48

70  
70

000665

Item 37.

Tests in Cold Tunnel  
of Starting Motors  
with  
Motor Oils diluted  
with Benzene.

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

Auftrags-Nr.  
- 1432 -

Reg.-Nr.  
-272-

Versuchsanstalt und Technische Prüfstelle  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule Berlin  
Institut des Vierjahresplans  
Prof. Dr.-Ing. C.Beck

000666

B e r i c h t

über

Startversuche im Kältetunnel mit benzinverdünntem  
Motorenöl

im Auftrage des

Oberkommandos des Heeres (HWA Wa Prüf 6/IV).

Bearbeiter: Dipl.-Ing. Mündler

3 Blatt Text  
1 Kurvenblatt

Februar 1942

**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
BerlinStartversuche mit verdünntem  
Motorenöl

- 1 -

000667

Im Auftrage des Oberkommandos des Heeres (Heereswaffenamt Wa Prüf 6/IV) sollte im Kältetunnel des Instituts für Kälte- und Trockentechnik der Technischen Hochschule Berlin das Verhalten eines Daimler-Benz-170 V-Fahrzeuges beim Kaltstart untersucht werden. Dabei sollten die Eigenschaften des vom Heereswaffenamt angelieferten Schmieröls bei  $-40^{\circ}\text{C}$  Aussentemperatur beim Starten beobachtet werden.

Versuchsdurchführung.

Das Versuchsöl, ein mit 15 % Fahrbenzin versetztes Motorenöl wurde in die Ölwanne eingefüllt, das Fahrzeug am 17. Februar 1942 in den Kältetunnel gefahren und heruntergekühlt. Am 21. Februar hatte der Tunnel eine Temperatur von  $-34^{\circ}\text{C}$  erreicht. Da es zu viel Zeit in Anspruch genommen hätte die verlangte Temperatur von  $-40^{\circ}\text{C}$  abzuwarten, wurde in Vereinbarung mit Herrn Dipl.-Ing. F e r n i t z und Herrn Dipl.-Ing. D u n k e vom Heereswaffenamt mit den Versuchen bei der Raumtemperatur von  $-34^{\circ}\text{C}$  begonnen.

Die Kupplung war bei beiden im folgenden beschriebenen Versuchen ausgetreten. Die Kühlwassertemperatur betrug am Kühlwasser-Austrittsstutzen  $-34^{\circ}\text{C}$ , die des Öles ebenfalls. Die Startdrehzahl wurde so ermittelt, dass die Umdrehungen des Motors bei ausgeschalteter Zündung und ohne Betätigung des Startvergäasers gezählt und die dazugehörige Zeit gestoppt wurde. Alle Hilfsantriebe wie Lichtmaschine, Ventilator usw. waren, wie im Fahrzeug eingebaut, belassen worden.

Beim ersten Versuch wurde die im Kälteraum auf  $-34^{\circ}\text{C}$  heruntergekühlte Batterie zum Starten verwendet. Beim zweiten Versuch dagegen wurden 3 Batterien, die parallel geschaltet waren und unter Zimmertemperatur standen, wärmeisoliert erst kurz vor dem Versuch in die Kältekammer gebracht und angeschlossen. Die Batterien waren jeweils in vollgeladenem Zustand.

- 2 -

G1181 Pt. Dr.



000668

Versuchsergebnisse.

Beim ersten Versuch (kalte Original-Batterie) wurde eine Startdrehzahl von

25,1 U/min

des Motors erreicht. Das Ölmanometer zeigte infolge der niedrigen Drehzahl während der Dauer von 25,9 sec. Startzeit keinen Druck an. Da diese Drehzahl zum Starten nicht ausreicht, wurden sofort die unter Raumtemperatur stehenden Batterien angeschlossen und der zweite Versuch begonnen.

Mit den warmen Batterien wurde eine Motordrehzahl von

74,1 U/min

erreicht. Das Ölmanometer zeigte jetzt nach 7 sec. einen Druck von 1 at an und blieb auf diesem Wert während des Startversuchs stehen.

Nachdem diese Startdrehzahl ermittelt war, wurde die Zündung eingeschaltet, der Startvergaser betätigt und versucht den Motor in Gang zu bringen. Dabei zeigte sich, dass wohl kurzzeitig einzelne Mündungen unter Zuhilfenahme eines mit Äther getränkten Lappens, der vor das Ansaugrohr gehalten wurde, erzielt werden konnte, dass aber ein regelmäßiges Weiterlaufen des Motors nicht erreicht wurde. Deshalb wurden die Kerzen herausgeschraubt, in jeden Zylinder eine kleine Äthermenge (2-3 cm) gegeben und wieder gestartet. Hierauf sprang der Motor sofort an. Nach dem Anspringen stieg der Öldruck bis zum Anschlag des Ölmanometers (5 at Skalenangabe).

**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
BerlinStartversuche mit verdünntem  
Motorenöl.

- 3 -

Zusammenfassung.

000669

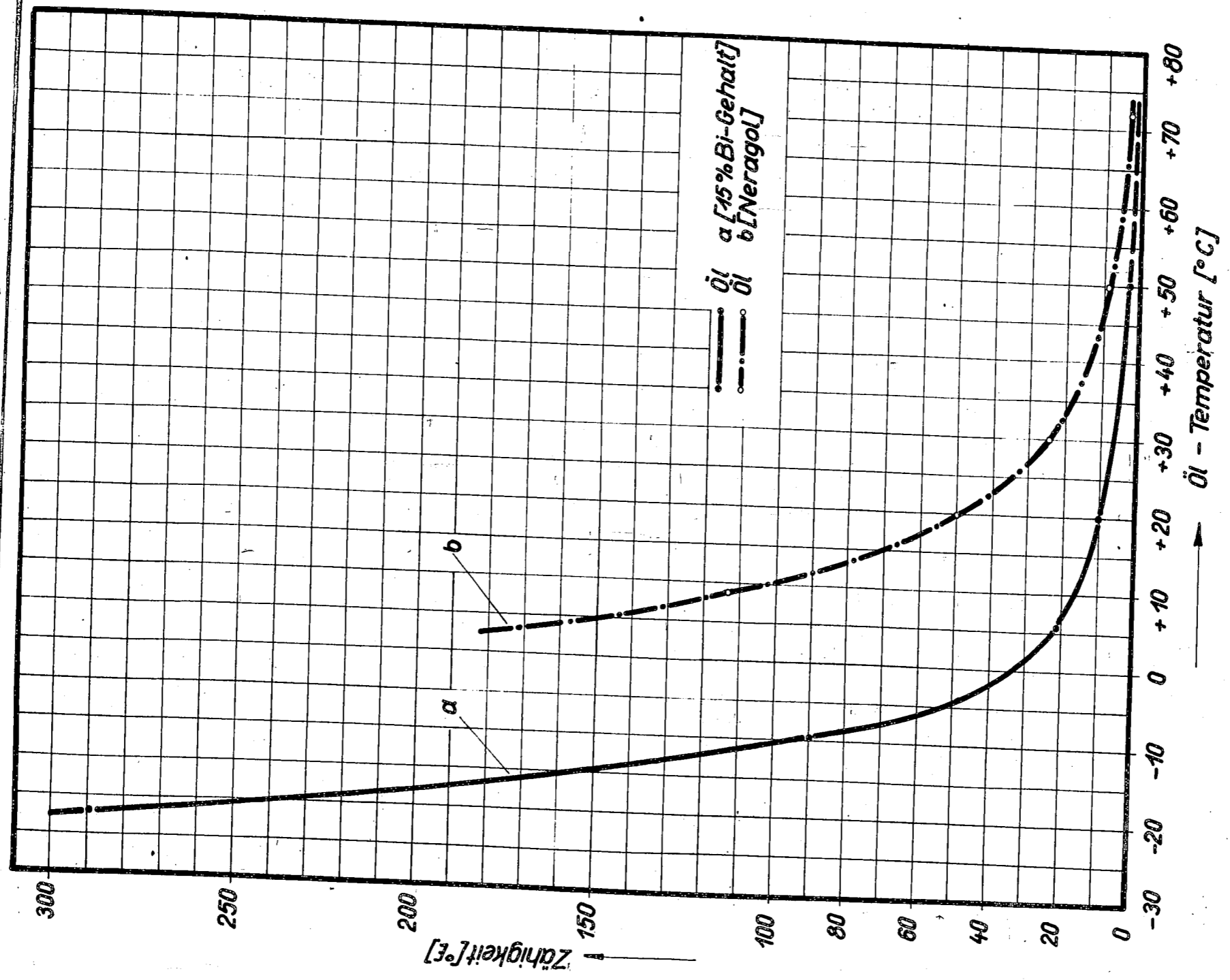
Die an einem Mercedes-170 V bei  $-34^{\circ}\text{C}$  durchgeführten Startversuche haben gezeigt, dass unter Verwendung von Batterien, die unter Raumtemperatur stehen, mit dem Versuchsmotorenöl (15 % Fahrbenzin) eine Startdrehzahl des Motors erreicht werden kann, die unter Zuhilfenahme geeigneter Startmittel (Vergäserte) ein Anspringen des Motors ermöglicht. Die Zähigkeit des Öles ist bei  $-34^{\circ}\text{C}$  noch so gross, dass sich der normale Öldruck in üblicher Weise nach dem Starten sofort einstellt.

Diesem Bericht ist ein Kurvenblatt beigeheftet, in welchem die Viskositätskurve des Versuchesöles und zum Vergleich diejenige eines normalen Gebrauchesöles (Meragol) eingetragen ist.

Berlin-Charlottenburg, den 24.2.42  
HRL/H.

Mündler

000670



Zähigkeits-Kurven  
verschiedener Schmieröle.



000671

Item 38. Development of  
Apparatus for  
Determining Ratios  
of  $\Delta$   
Oil Dilutions

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

264-C

Reg.-Nr.

267

000672

Versuchsanstalt und Technische Prüfstelle  
für

Kraftfahrzeuge

Technische Hochschule Berlin

Institut des Vierjahresplans

Prof. Dr.-Ing. G.Beck

Vorbericht

über die

Entwicklung eines Gerätes  
zur Bestimmung des  
Mischungsverhältnisses  
der Ölverdünnung.

Bearbeiter: Dr.-Ing.habil.U.Schmidt  
Ing. A. Dietzmann

Juni 1942

**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
BerlinEntwicklung eines Gerätes zur  
Bestimmung des Mischungsverhält-  
nisses der Ölverdünnung.

- 1 -

000673

Von seiten der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge war gelegentlich einer Besprechung über die Möglichkeit der Bestimmung des Benzinanteils im Öl bei Ölgemischen, welche zum Zwecke der Erhöhung der Startfähigkeit bei tiefen Temperaturen mit Brennstoff versetzt wurden, vorgeschlagen, die Änderung des spezifischen Gewichtes hierfür als Meßgröße zu benutzen.

Im Nachgang zu diesem Vorschlag wurden von der VfK theoretische Untersuchungen über die Möglichkeit dieses Verfahrens angestellt. Aufgrund bereits früher durchgeführter Versuche zur Ermittlung der Viskosität eines Öl-Brennstoffgemisches in Abhängigkeit von dem Brennstoffgehalt wurden eine Reihe von Kurvenblättern hergestellt. Abb. 1 zeigt die Viskosität einer Öl-Benzinmischung in Abhängigkeit von der Temperatur. Die Gerade EBD zeigt die Viskosität von reinem Öl, während die Gerade AC die Viskosität einer Mischung von 70 Teilen Öl und 30 Teilen Benzin darstellt.

Es wurde angenommen, daß normalerweise die höchste Betriebstemperatur von reinem Öl  $80^{\circ}\text{C}$  und damit die niedrigste Viskosität  $14 \text{ cSt}$  beträgt. Dadurch ergibt sich im Diagramm der Punkt D. Die Horizontale CD gibt dann die niedrigst zulässige Viskosität für den Fahrbetrieb an. Sie schneidet die Viskositätslinie der Mischung mit 30% Benzin im Punkt C bei einer Temperatur von  $21^{\circ}$ . D.h. ein Gemisch von 70 Teilen Öl und 30 Teilen Brennstoff hat bei  $21^{\circ}\text{C}$  die gleiche Viskosität, wie ein reines Öl bei  $80^{\circ}\text{C}$  und dürfte damit den Anforderungen des Fahrbetriebes noch einwandfrei gewachsen sein.

Es wurde ferner angenommen, daß ein Ölgemisch mit 30% Brennstoff bei  $-30^{\circ}$  noch eine solche Viskosität besitzt, daß vom Starter die zum Anspringen des Motors erforderliche Drehzahl erreicht werden kann (Punkt A der Abb.1). Die Viskosität bei dieser Temperatur liegt bei  $2,5 \cdot 10^2 \text{ cSt}$ .

- 2 -

000674

Durch Herüberloten des Punktes A auf die Gerade ED wird der Punkt B erhalten, welcher zeigt, daß ein normales Öl bei 19°C die gleiche Viskosität wie ein Ölgemisch mit 30% Brennstoff bei 30° Kälte besitzt. Da erfahrungsgemäß der Starter die erforderliche Drehzahl noch bei erheblich geringeren Temperaturen des Öles hergibt, so dürfte damit erwiesen sein, daß ein Gemisch mit 30% Brennstoff auch bei noch tieferen Temperaturen als -30° startfähig sein würde oder mit anderen Worten, daß eine ziemlich breite Toleranzgrenze für den Benzingealt möglich sein muß.

Bei der Bestimmung der Zusammensetzung eines Öl-Brennstoffgemisches aufgrund der verschiedenen spezifischen Gewichte von Öl und Brennstoff werden selbstverständlich Änderungen im spezifischen Gewicht als Fehler bei der Bestimmung des prozentualen Brennstoffanteils der Mischung erscheinen. Rechnet man mit einer mittleren Abweichung des spezifischen Brennstoffgewichtes von  $\pm 0,005 \text{ kg/dm}^3$  bei einem mittleren spezifischen Gewicht von 0,74 und einer Abweichung vom mittleren spezifischen Gewicht des Oles von  $\pm 0,0075 \text{ kg/dm}^3$  bei einem spezifischen Gewicht von 0,8975 so ergibt sich in Abhängigkeit von dem Brennstoffgehalt der Mischung ein Schaubild gemäß Abb. 2. Die mittlere, starkausgezogene, der 3 eingetragenen Geraden gibt den Verlauf des spez. Gewichts der Mischung in Abhängigkeit vom Benzingealt für die beiden obenangegebenen mittleren spezifischen Gewichte an. Die beiden äußeren Geraden zeigen die sich mit obigen Toleranzen ergebenden Grenzen des spezifischen Gewichtes.

Zieht man bei der Abszisse "30% Benzin" eine Horizontale durch den Schnittpunkt der mittleren Geraden mit dieser Abszisse, so schneidet diese Horizontale die beiden äußeren Grenzkurven in 2 Punkten, welche um je  $\pm 4\%$  von der 30%-Linie entfernt liegen. D.h. die durch die obenangenen Schwankungen sich aus der Ermittlung des spezifischen Gewichts der Mischung ergebenden Resultate des Benzingealtes können höchstens um  $\pm 4\%$  von dem wahren Wert abweichen.

000675

Trägt man diese Abweichung in Abb. 1 als Parallele zu der Geraden AC ein, so ergibt sich damit für gleiche Viskosität eine Abweichung von  $\pm 6,3^{\circ}\text{C}$ . Da, wie aus der Diskussion des Punktes B hervorging, der Startbereich aufgrund der Viskosität des Öles unbedenklich um ein gewisses Teil nach links verschoben werden kann, so bedeutet das die Zulässigkeit der eingesetzten Toleranzgrenzen. Da nach Ansicht der VfK die ermittelten  $6,3^{\circ}\text{C}$  durchaus nicht die Grenze nach unten darstellen, so heißt das, daß das Verfahren der Bestimmung des Mischungsverhältnisses aus dem spezifischen Gewicht auch bei größeren Abweichungen unbedenklich angewandt werden kann.

Aus dem Schnittpunkt der einzelnen schrägen Geraden, welche die Viskosität der Mischung mit 0, 10, 20 und 30% Benzin darstellen mit der Geraden CD, welche die niedrigste überhaupt zulässige Viskosität darstellt, kann man Aussagen über den zulässigen Benziningehalt in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur machen.

Abb. 3 zeigt die Ergebnisse. Die dort eingetragene Schräge stellt in Abhängigkeit von Benziningehalt und Betriebstemperatur eine Linie konstanter und zwar der niedrigsten Viskosität dar. Alle rechts von dieser Linie liegenden Werte sind unzulässig. Danach kann also ein Fahrzeug bei einer Betriebstemperatur von  $20^{\circ}\text{C}$  mit einem Benziningehalt von 30% im Öl gefahren werden. Bei  $40^{\circ}\text{C}$  muß der Benziningehalt auf 20% bei  $60^{\circ}\text{C}$  auf 10% abgesunken sein. Versuche haben ergeben, daß bei einer Starttemperatur von  $20^{\circ}\text{C}$  und einem anfänglichen Benziningehalt des Öles von 30% die in Abb. 3 dargestellte Grenzkurve annähernd eingehalten wird. Die Verhältnisse werden umso günstiger, d. h. der wirkliche Benziningehalt bleibt umso weiter von dem unzulässigen Bereich entfernt, je niedriger die Starttemperatur liegt.

Zur Ausführung der Messung des spezifischen Gewichtes wird eine Ölwaage (Aräometer) nach Abb. 4 vorge-

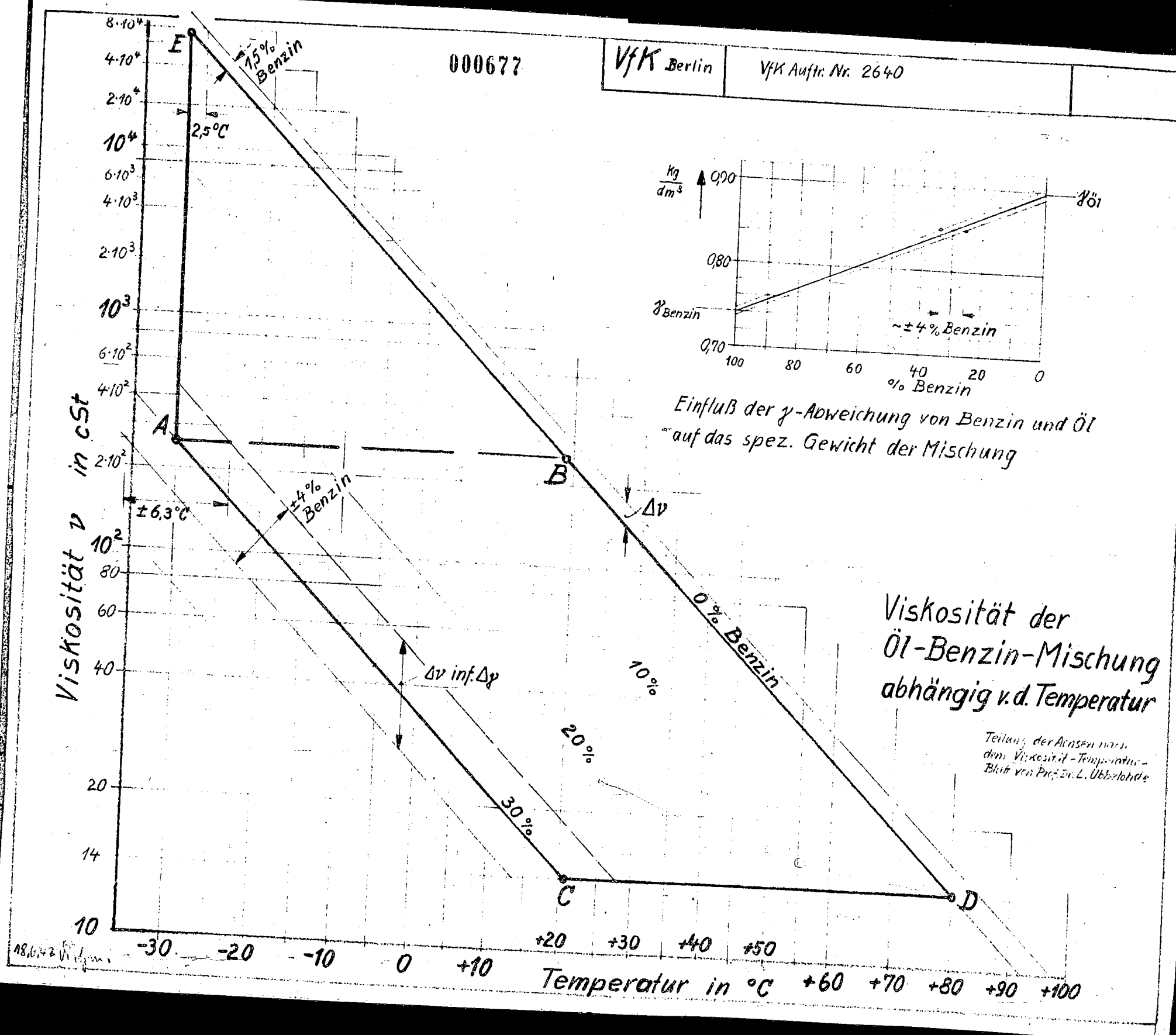
**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
BerlinEntwicklung eines Gerätes zur  
Bestimmung des Mischungsverhältnisses der Ölverdünnung.

- 4 -

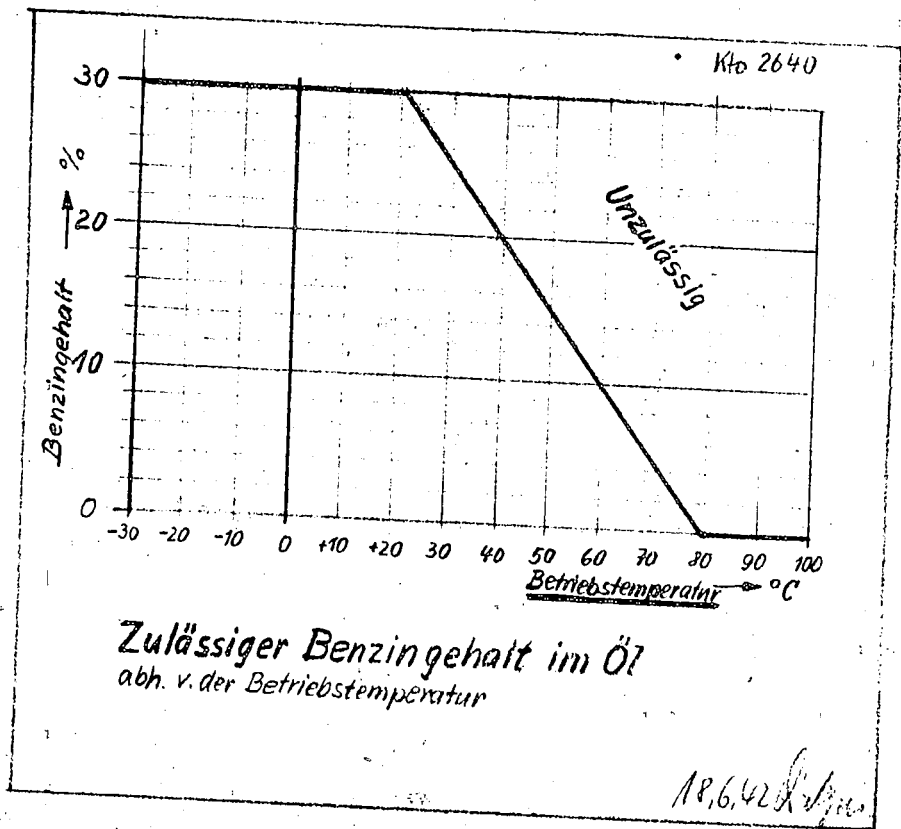
000676

schlagen. In einer Preßstoffhülse, welche in der Nähe des oberen Randes eine Überlaufkante besitzt, befindet sich der Meßkörper, welcher aus einem mit einem Hals versehenen Schwimmer besteht. Der Hals des Schwimmers ist mit Marken versehen, welche über die obere Kante der Hülse anvisiert werden und ein Maß für das Gewicht und damit den Brennstoffgehalt der Ölmischung darstellen. Die Hülse kann im Ruhezustand oben durch eine Kappe verschraubt werden, welche gleichzeitig den Schwimmer in seiner Ruhestellung festhält. Bei der Messung wird diese Kappe entfernt und dient nach Verschraubung mit dem unteren Teil der Hülse als Standfuß. Ein Probegerät obiger Ausführung wird in der VfK hergestellt.

Berlin, den 23. Juni 1942  
Dr.S/Sch



000678



150 x 175

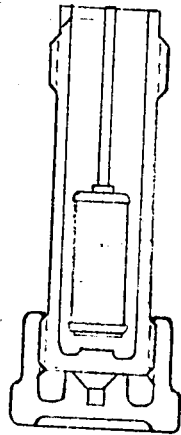


VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

VfK 1000000001

000679



Ölwaage

1000000001

090680

Item 37 -  
General Catalogue  
of Special Agents  
Subsidiary on Reference  
and  
History of  
Bureau

by  
G. R. K.

000681

**Gutachten**  
**über den Einfluß von Speedoil-Zusatz-**  
**schmierung auf Zylinder- und Kolben-**  
**ringverschleiß von Fahrzeugmotoren**

Erstellt von

**Prof. Dr.-Ing. G. Beck**

Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule  
Dresden

000682

Die mit Speedoil durchgeführten Prüfversuche, welche das nachstehende Gutachten ausführlich behandelt, wurden vom Institut für Kraftfahrwesen an der Technischen Hochschule Dresden unter Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Beck ausgeführt.

Vom gleichen Institut werden auch die Fragen des Verschleißes und der Schmierung im Auftrage des Forschungsrates beim Reichsverkehrsministerium bearbeitet.

BLAKSTAD & MARKWORT  
Dresden-N. 6    Berlin-Schöneberg 5

000683

G u t a c h t e n

über den Einfluss von Speedoil-Zusatzschmierung auf  
Zylinder- und Kolbenringverschleiss von Fahrzeugmotoren.

Erstattet von  
Prof.Dr.-Ing. G. B e o k, Institut für Kraftfahrwesen  
der Technischen Hochschule, Dresden.

Zweck des Versuches:

Im Vergleichsversuch zwischen 2 Motoren, von denen der eine ohne, der andere mit Speedoil-Zusatzschmierung betrieben wurde, ist der Verschleiss von Zylinder und Kolbenringen während der Anfahrperiode von kalter bis betriebswarmer Maschine zahlenmässig zu klären.

Versuchsordnung:

Dem Versuch dienten zwei serienmässige, fabrikneue Vierzylinder-Viertaktmotoren von 1,8 l Hubvolumen, deren Höchstleistung bei einer Drehzahl von  $n = 3600$  U/min mit 42 PS firmenseitig angegeben ist. Entsprechend dem Versuchscharakter als Vergleichsversuch war auf Gleichheit der Maschinen bezüglich Werkstoff wie Betriebsbedingungen grösste Sorgfalt verwendet. Für die Versuche standen zwei gleichartige Prüfstände zur Verfügung. Dabei wurde das Drehmoment als Reaktionsmoment mittels Pendelrahmen, die Drehzahl mittels Tachometer und Zählwerk gemessen, während die Leistung in Wasserwirbelbremsen, deren Füllung konstant blieb, vernichtet wurde. So waren die Bedingungen für gleiche Leistungsabgabe beider Maschinen weitestgehend erfüllt. Bild 1.

Entsprechend dem Charakter der Versuche als Anfahrversuche mit einem Temperaturanstieg von kalter Maschine mit  $15^{\circ}\text{C}$  bis zur

Betriebswärme von 95°C und bei dem bedeutenden Einfluss der Temperatur auf den Verschleiss wurde der Gleichmässigkeit des Temperaturverlaufs bei beiden Maschinen besondere Aufmerksamkeit gewidmet. So wurden die Temperaturen der einzelnen Zylinder 24 mm unterhalb Zylinderkante, des Kühlwassers am Austritt und des Öles in der Kurbelwanne mit Thermoelementen gemessen und durch zwei Sechsfarbenschreiber für jede Maschine laufend registriert. Die Durchführung der Thermoelementdrähte durch geeignete Dichtungsstopfen in der Wand des Blockes und deren Weiterführung zeigt Bild 2. So war die laufende Überwachung aller für den Versuch wichtigen Temperaturen und deren Gleichhaltung für beide Maschinen bestens gewährleistet.

Die Forderung, einerseits die Anfahrperiode weitestgehend der im praktischen Fahrbetrieb anzupassen, andererseits den Motor vom betriebswarmen Zustand möglichst bald, indessen ohne schroffen Temperatursturz, auf den Anfangszustand wieder abzukühlen, führte auf Grund von Vorversuchen zu folgender Anordnung: Bild 3. Neben dem normalen Kühlwasserkreislauf für die Anfahrperiode, bestehend aus Motor-Kühlwasserpumpe und zugehörigem Kühler mit Verbindungsleitungen, ist in Wechselschaltung ein zweiter Kreis mit fremdantriebener Umwälzpumpe für die Abkühlperiode vorgesehen. Die Kühler selbst sind in einem mit Frischwasserzufluss und Überlauf versehenen Behälter angeordnet, so dass die Wärmeabgabe in jeder gewollten Art beherrscht werden kann.

War durch diese Anordnung der gleiche gesetzmässige Verlauf der Kühlwasser- und Zylinderwandtemperaturen bei beiden Maschinen gewährleistet, so bedingte die weitergehende Forderung, am Ende der Abkühlperiode den Temperatúrausgleich der ganzen Maschine in Höhe der Anfangstemperatur von ca. 15°C herzustellen, weitere Kühlmassnahmen. Diese bestanden in der besonderen Kühlung des Öles, der Maschinenoberfläche wie des Kurbelgehäuses einschliesslich Triebwerk. Dazu diente für das Öl ein fremdantriebener Kreislauf mit einer in ein Wasserbad eingelegten Kühltangente, Bild 2, für die Aussen- und Innenkühlung der Maschine zwei mit Aussenluft beaufschlagte Gebläse. Zur Vermeidung von Öloxydation wurde die Innenkühlung erst nach Ablassen des Öles aus der Kurbelwanne angestellt. Durch Verei-

nigung der verschiedenen Massnahmen wurde ausser dem gewollten Temperaturverlauf die Herstellung der Anfangsbedingungen für die gesamte Maschine nach einer Abkühlungsdauer von 40 Minuten erreicht.

Das Schema der endgültigen Versuchsanlage zeigt Bild 5.

#### Verschleiss-Messeinrichtung.

Die Vermessung der Zylinderbohrungen wurde mit einem Krupp'schen Mikrotast in Verbindung mit einem Fühlhebel vorgenommen. Bild 4. Eine zwanglose Einführung des Gerätes in den Zylinder und gute Beweglichkeit erhält man durch Aufhängen des kombinierten Gerätes und Führung des haltenden Fadens über eine Rolle. Dadurch lässt sich eine sorgfältige Tiefenstellung des grössten Zeigerausschlages, also des richtigen Durchmessers, erhalten und ein leichtes Durchschwingen zur Feststellung des grössten Zeigerausschlages, also des richtigen Durchmessers, ermöglichen. Die erhaltenen Zeigerausschläge des Mikrotastes wurden mit einem Endmass geeicht.

Die Kolbenringe wurden zwecks Feststellung der Gewichtsabnahme auf einer Sartorius-Waage gewogen.

#### Versuchsdurchführung:

Die beiden Motoren wurden nach Anlieferung zunächst zerlegt und die Zylinder mit der besprochenen Messeinrichtung vermessen. Dabei wurde, wie auch bei den späteren Messungen, aus Gründen der Messgenauigkeit peinlich auf Konstanzhaltung der Temperatur im Messraum geachtet. Zur Temperaturangleichung waren die beiden Zylinderblocks ca. 12 Stunden vorher in den Raum gebracht worden. Nach dem Vermessen erfolgte der Aufbau auf die Prüfstände und dann der Einlauf der Motoren unter gleichen Betriebsbedingungen. Speedoil wurde dabei noch nicht verwandt. Zur Kontrolle der Einlaufperiode wurde diese erstmalig nach 860 km Kolbenweg - bei Umrechnung auf km Wagenweg ist dieser Wert mit 2,4 zu multiplizieren - unterbrochen. Die vorgenommene Vermessung der Zylinder zeigte die erfahrungsgemäss erwartete Tatsache, dass die Einlaufperiode noch nicht beendet war. Die gerade bei Zylinderblocks bekannte Erscheinung einer anfangs

an vielen Stellen auftretenden Unterschreitung der Ursprungsmasse lag auch hier vor. Diese im wesentlichen durch den Ausgleich von Gußspannungen bedingten Formänderungen überlagern sich dem eigentlichen Verschleissbild, das dadurch unübersichtlich wird und damit klare Aussagen zunächst ausschliesst. Erst mit zunehmender Laufzeit tritt dieser Einfluss gegenüber dem Verschleiss mehr und mehr zurück. Entsprechend wird damit das Verschleissbild eindeutiger und gesetzmässiger. Nach weiteren 320 km Kolbenweg war, wie sich an Hand der Messungen ergab, die Einlaufperiode beider Maschinen so weit gediehen, dass mit den Vergleichsversuchen begonnen werden konnte.

Diese sind dadurch gekennzeichnet, dass bei Gleichheit aller übrigen Bedingungen für beide Maschinen lediglich die Schmierbedingungen verschieden waren. Im Gegensatz nämlich zu dem mit Maschine I bezeichneten Motor, der nur mit Shell-Autoöl 2 x geschmiert wurde, besass der mit Maschine II bezeichnete Motor ausser der Schmierung des Motors I noch Speedoil-Zusatzschmierung. Diese bestand einmal darin, dass dem Kraftstoff 2,4 ‰ Speedoil - 12 cm<sup>3</sup> auf 5 Liter Kraftstoff - zugemischt waren, zum anderen darin, dass bei jedem Start bei 15°C 10 cm<sup>3</sup> Speedoil durch den Unterdruck hinter der Drosselklappe angesaugt und mit dem angesaugten Gemisch in die Zylinder gefördert wurden. Diese Zusatzschmierung bei Kaltstart erfolgt durch den „Speedoiler“, der immer nur dann anspricht, wenn eine bestimmte Mindesttemperatur des Zylinderblockes beim Start unterschritten ist. Bei den hier behandelten Versuchen, bei denen jeweils bei einer Maschinentemperatur von 15°C gestartet wurde, sprach entsprechend der beabsichtigten Klärung des Speedoil-Einflusses auf den Verschleiss beim Kaltstart der „Speedoiler“ jeweils an.

Nach dem Start durchliefen dann beide Maschinen eine Anfahrperiode, wie sie dem praktischen Anfahrbetrieb im Fahrzeug weitgehend entspricht. Dabei wurde folgendermassen verfahren: Bild 6 und 7. Nach dem gleichzeitigen Anlassen beider Maschinen, wozu bei einer Temperatur von 15°C kurzzeitig der Startvergaser benötigt wurde, wurde die Drosselklappe allmählich geöffnet. Bei konstanter Wasserfüllung der Bremse stieg nun entsprechend deren Charakteristik mit der Drehzahl auch das Drehmoment und



damit die Leistung stetig an. Ähnlich ist der Verlauf der Zylinderwandtemperatur. Da diese zunächst an der Zylinderwand im Kühlwasserraum infolge Wärmeableitung der Lötstelle an das Kühlwasser zu niedrig gemessen war ( $t_{wa}^{\circ C}$ ), wurde die Kontrollmessung nach Bild 7 rechts oben mit in die Wand eingebrachtem Thermoelement vorgenommen ( $t_{wi}^{\circ C}$ ). Wie aus der Darstellung ersichtlich liegt die in der Wand gemessene Temperatur mit  $115^{\circ C}$  um  $19^{\circ}$  höher als die an der Wand gemessene.

Verfolgt man den zeitlichen Anstieg der Temperatur an der Zylinderwand, die mit der Kühlwassertemperatur fast gleichbedeutend ist, so stellt man fest, dass diese nach 6 bis 7 Minuten ihren Höchstwert erreicht, um bis zum Schluss des 10 Minuten dauernden Laufes konstant zu bleiben, was durch die Kühlungsanordnung erreicht wird. Berücksichtigt man weiter, dass eine Kühlwassertemperatur von ca.  $94^{\circ C}$  schon als relativ hoch angesprochen werden muss, so ergibt sich daraus, dass ausser dem Kaltbetrieb in der Anlaufperiode und dem Übergangsbetrieb bei mittleren Temperaturen auch der Vollastbetrieb mit entsprechend hoher Temperatur durch den Versuch mit erfasst wird. Jede der drei Phasen erstreckt sich dabei auf ca.  $\frac{1}{3}$  der Gesamtlaufzeit.

Die Öltemperatur, anfangs erst langsam steigend, erreicht ihren Höchstwert nahe der Kühlwassertemperatur erst nach 10 Minuten am Ende des Laufes. Die zeitliche Versetzung gegenüber der Kühlwassertemperatur ist dem Anfahrbetrieb im Fahrzeug weitgehend angeglichen. Das gleiche gilt bezüglich Drehzahl und Leistung.

Jeweils 10 Minuten nach dem Start wurden beide Maschinen gleichzeitig abgestellt. Die nun folgende Abkühlung (Bild 6 und 7) vermeidet schroffen Temperatursturz. Sofern der Öltemperaturverlauf mit seinen Unstetigkeiten nach 14 und 16 Minuten Versuchsdauer eine Ausnahme zu machen scheint (Bild 6), ist zu sagen: 14 Minuten nach dem Start wurde, um das Kurbelgehäuse innen mit Luft kühlen zu können und dabei Öloxydation zu vermeiden, das gesamte Öl beider Maschinen in besondere Ölbehälter abgelassen, (Bild 5) und für sich auf den Ausgangszustand von  $16^{\circ C}$  abgekühlt. Entsprechend zeigt das Thermoelement in der Ölwanne nach dem Ablassen des Öles die Lufttemperatur

in der Ölwanne an. Diese steigt zunächst, infolge der grossen Wärmekapazität von Gehäuse und Triebwerk wieder an, bis nach Einschalten der Innenkühlung nach ca. 16 Minuten der stetige Abfall eintritt. Nach 14 Minuten wird also nicht mehr die Öltemperatur, sondern nur die Lufttemperatur in der Ölwanne registriert, die aber zur Beurteilung der Wirkung der Innenkühlung nicht entbehrt werden kann.

Die Abkühlungsperiode wurde nun so lange fortgesetzt, bis selbst bei Abstellen der verschiedenen Kühlaggregate die Temperaturen an den einzelnen Meßstellen nicht mehr stiegen. Dieser Punkt war, wie örtliche Temperaturkontrollen zeigten, praktisch gleichbedeutend mit dem Temperaturausgleich der gesamten Maschinen. Das wurde nach einer Abkühlungszeit von 40 Minuten erreicht. Entsprechend dauerte das gesamte, aus 10 Minuten Lauf- und 40 Minuten Abkühlungszeit bestehende Spiel 50 Minuten.

Jede Versuchsreihe, nach der beide Maschinen ausgebaut und bezüglich des Verschleisses vermessen wurden, umfasste 40 derartige Spiele.

Der Gesamtversuch wiederum umfasst 6 Versuchsreihen, von denen die beiden letzten zu einer Reihe von 80 Spielen ohne Zwischenmessung zusammengefasst wurden.

Insgesamt erstreckt sich damit der Versuch über 240 Spiele.

#### Versuchsergebnisse:

Vor Eingehen auf die Messergebnisse sei kurz auf die in Bild 8 gekennzeichneten Meßstellen hingewiesen. Diese sind aus Zeitersparnisgründen bei der Messung nicht in gleichmässigen Abständen über die Zylinderlänge verteilt, sondern an den für den Verschleiss wichtigsten Stellen der Kolbenringumkehrpunkte oben und unten und an einigen Zwischenstellen festgelegt. Um möglichst genaue Mittelwerte zu erhalten, erfolgte die Messung jeweils auf 4 Durchmessern (Bild 8).

Die Genauigkeit des zur Messung verwandten Mikrotastes beträgt  $\pm 0,4 \mu$ . Da es mit der Messeinrichtung nicht möglich war, die Meßstellen nach Tiefe und Umfang auf  $\frac{1}{10}$  mm stets genau wieder zu finden, ergaben Wiederholungsmessungen an einigen Stellen grösste Abweichungen von  $\pm 1,2 \mu$ . Bei der Auswertung

von 192 Meßstellen wurde ein mittlerer Fehler von  $\pm 0,4 \mu$  festgestellt. Das gleiche Ergebnis lieferte der Vergleich zwischen der Gesamtdurchmesserdifferenz von erster und letzter Messung, und der Summe der durch die Zwischenmessung erhaltenen Teildifferenzen.

Die Ergebnisse selbst sind in den Bildern 9-11 dargestellt, und zwar zunächst die der einzelnen Zylinder beider Maschinen in den Bildern 9 und 10. Dabei sind von der Bezugslinie, die durch die Kennzeichnung des oberen und unteren Totpunktes und die Eintragung der Meßstellen mit der Zylinderlänge gleichbedeutend ist, für beide Maschinen nach links der Verschleiss als Mittel aus 4 Durchmessern in  $\mu$  und nach rechts der prozentuale Minderverschleiss der Maschine II (Speedoil-Zusatz) aufgetragen. Trotz mancher speziellen Unterschiede, die angesichts des immerhin noch geringen Kolbenweges von 1570 km (= 3760 km Fahrstrecke) wesentlich auf Verformungen zurückzuführen sind, und im einzelnen nicht näher erörtert werden sollen, stimmt der grundsätzliche Verschleissverlauf bei allen Zylindern doch weitgehend überein.

Es ist deshalb vertretbar, aus Gründen der Übersichtlichkeit die Ergebnisse der 4 Zylinder als Mittel zusammengefasst darzustellen, wie das auf der linken Seite des Bildes 11 geschehen ist. Dabei zeigt sich, dass der Verschleiss zwar generell bei beiden Maschinen sein Höchstmass im Bereich des oberen und unteren Kolbenumkehrpunktes erreicht. Indessen ist er, wie aus der Darstellung des prozentualen Minderverschleisses zu entnehmen ist, bei der Maschine II (Speedoil-Zusatz) um 20 bis 55% kleiner. Liegt auch der geringere der beiden Werte im Bereich der oberen Ringumkehrstellen, so darf dabei doch nicht übersehen werden, dass hier Schmierfilm und Zylinderwand am stärksten beansprucht werden.

Als Werte des Ringverschleisses sind sowohl die Absolutwerte beider Maschinen in mg wie der prozentuale Minderverschleiss der Maschine II (Speedoil-Zusatz) in Bild 11 rechts dargestellt. Letzterer steigt von 42% bei Ring 1 über 46% bei Ring 2 auf 52% bei Ring 3. Der mittlere Minderverschleiss aller drei Ringe liegt mit 47% innerhalb der für den Zylinder ermittelten Grenzwerte von 20 und 55%. Dass er sich dabei dem oberen stark an-

nähert, ist angesichts des Arbeitens auf der ganzen Fläche bei günstigeren Schmierbedingungen gegenüber dem oberen Zylinderteil erklärlich.

Zusammenfassung:

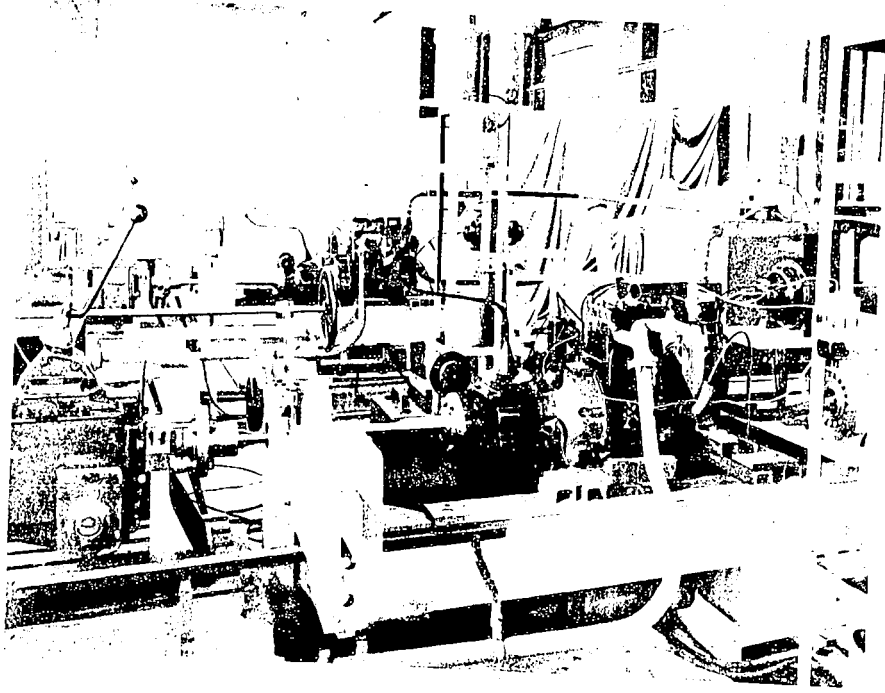
Zur Klärung des Einflusses der Speedoil-Zusatzschmierung auf Zylinder- und Ringverschleiss in der Anfahrperiode bei kaltem Start wurden Vergleichsversuche mit zwei neuen eingelaufenen 1,8 Liter-Fahrzeugmotoren durchgeführt. Von diesen wurde der eine ohne, der andere mit Speedoil-Zusatzschmierung derart betrieben, dass ausser einem Zusatz von 2,4‰ Speedoil zum Kraftstoff bei jedem Start 10 cm<sup>3</sup> Speedoil mit dem Gemisch angesaugt wurden. Beide Motoren durchliefen in Spielen von jeweils 10 Minuten Dauer unter Last entsprechend der Anfahrperiode im Kraftfahrzeug einen Temperaturbereich von 15°C bis 95°C. Nach Erreichen der Höchsttemperatur wurden die Maschinen abgestellt und jeweils innerhalb 40 Minuten auf die Ausgangstemperatur von 15°C abgekühlt. Durchgeführt wurden insgesamt 240 Spiele, was einer Strecke von 1570 km Kolbenweg bzw. 3760 km Wagenweg im direkten Gang entspricht. Unter Hinweis auf die Einzelheiten im Versuchsbericht lässt sich das Ergebnis dahingehend zusammenfassen, dass bei diesen Anfahrversuchen mit Speedoil-Zusatzschmierung der genannten Art der Minderverschleiss der Zylinder zwischen 20 und 55% und der der Ringe zwischen 42 und 52% lag.



Dresden, d. 9. 7. 38.

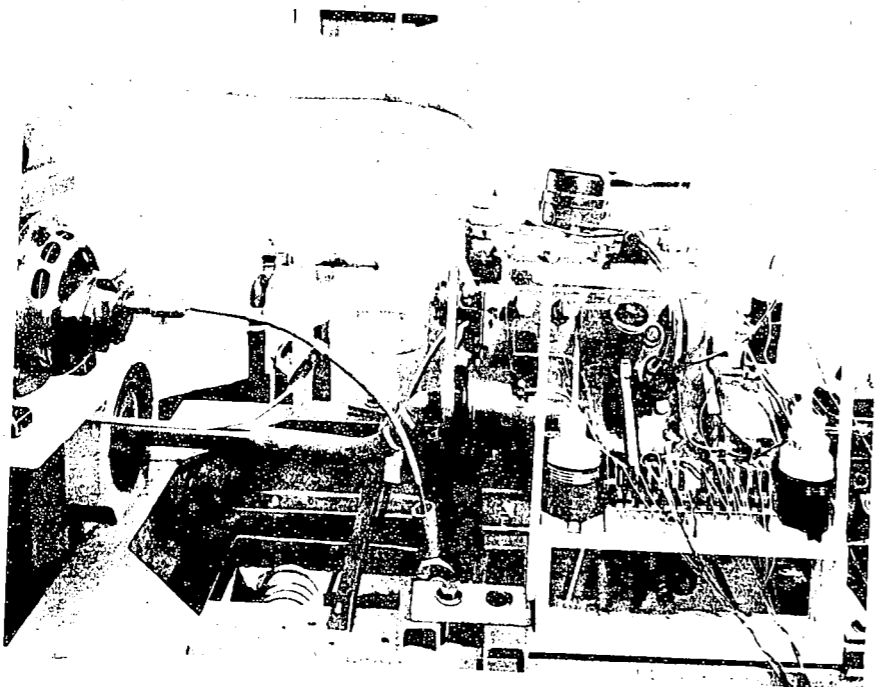
Prof. Dr.-Ing. J. Reck.

000691



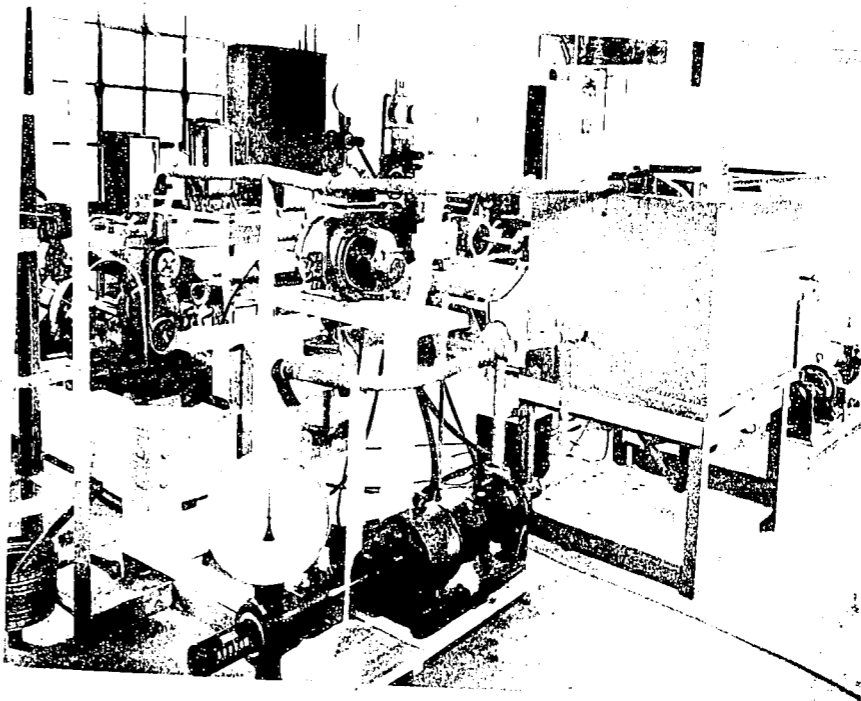
Bill I

000692



000692

000693



000693

000694

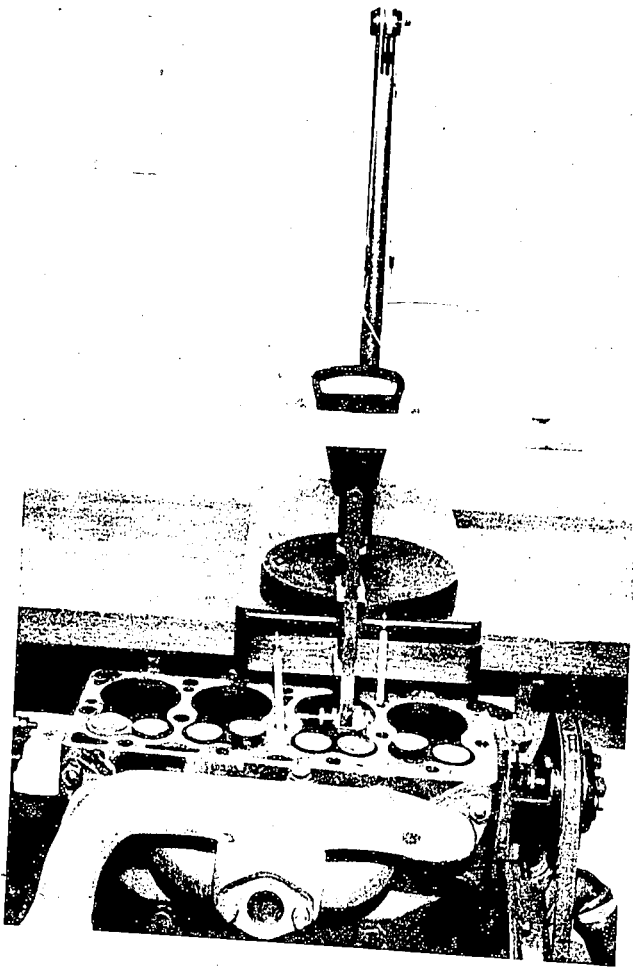


Bild 1

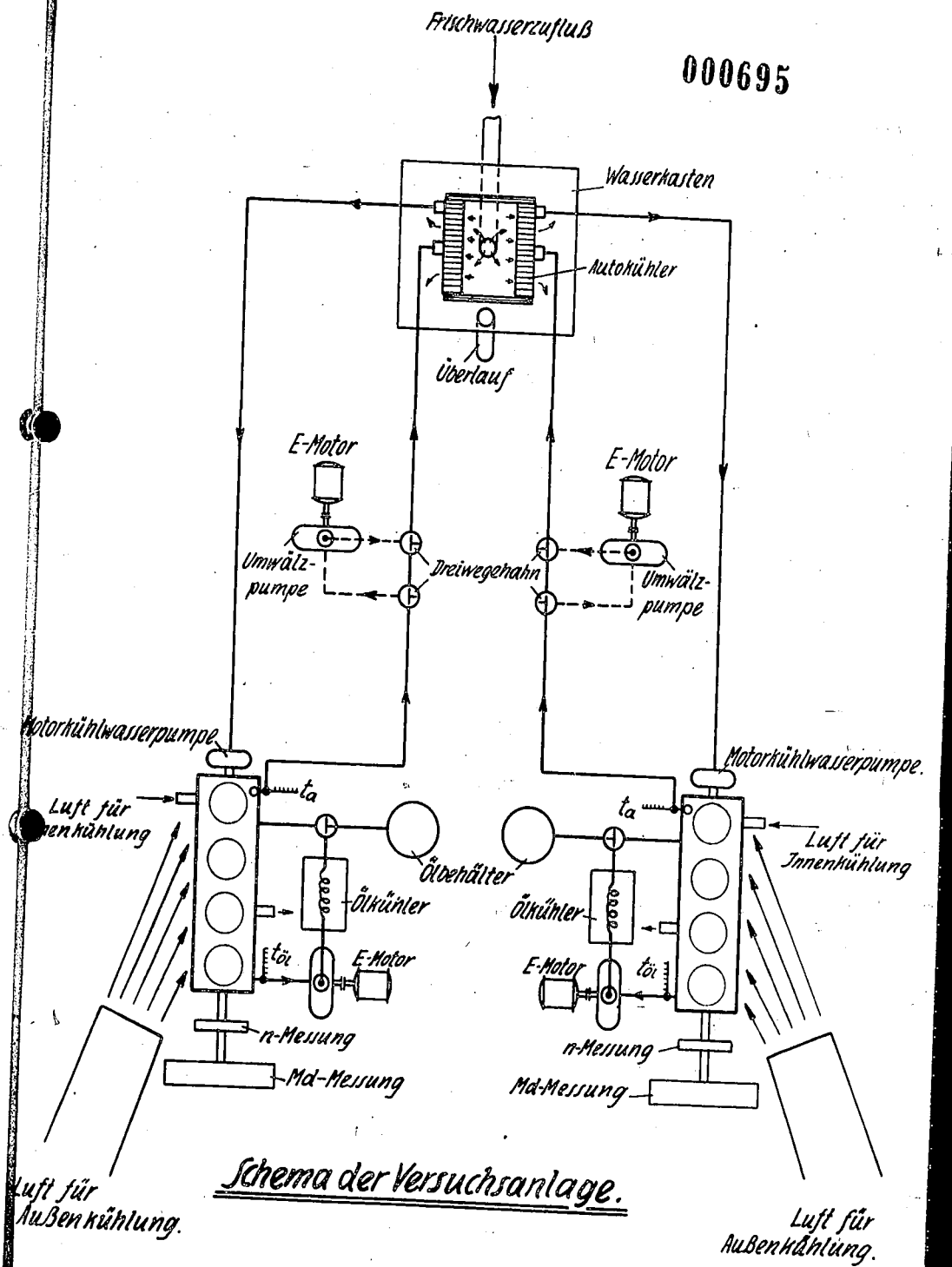
Motorühnwasser

Luft für Innenkühlung

Luft für Außenkühlung

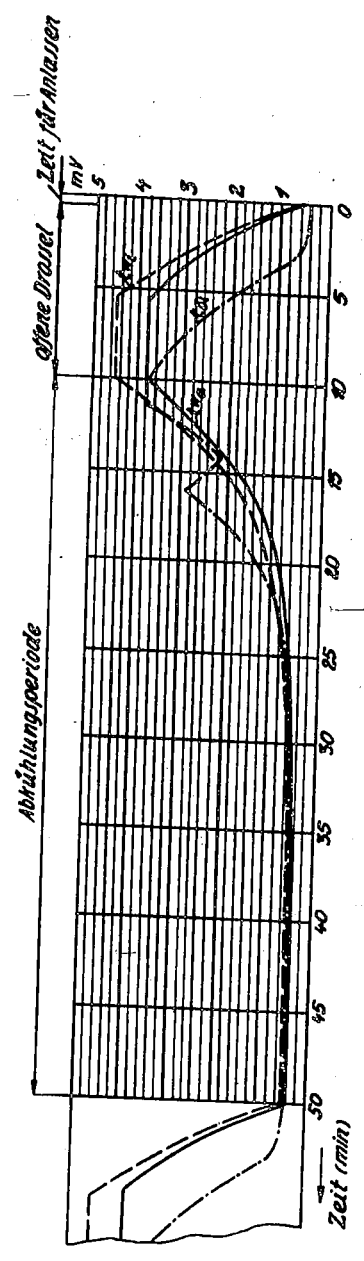
Bild 5.

000695



Schema der Versuchsanlage.

Temperaturverlauf beider Maschinen laut Registrierung.



Mittel Thermoelement gemessene  
Temperaturen in mV.  
twa an der Zylinderwand (Nähwasserseite)  
twi in der Zylinderwand  
töt in der Ölwanne.



000696

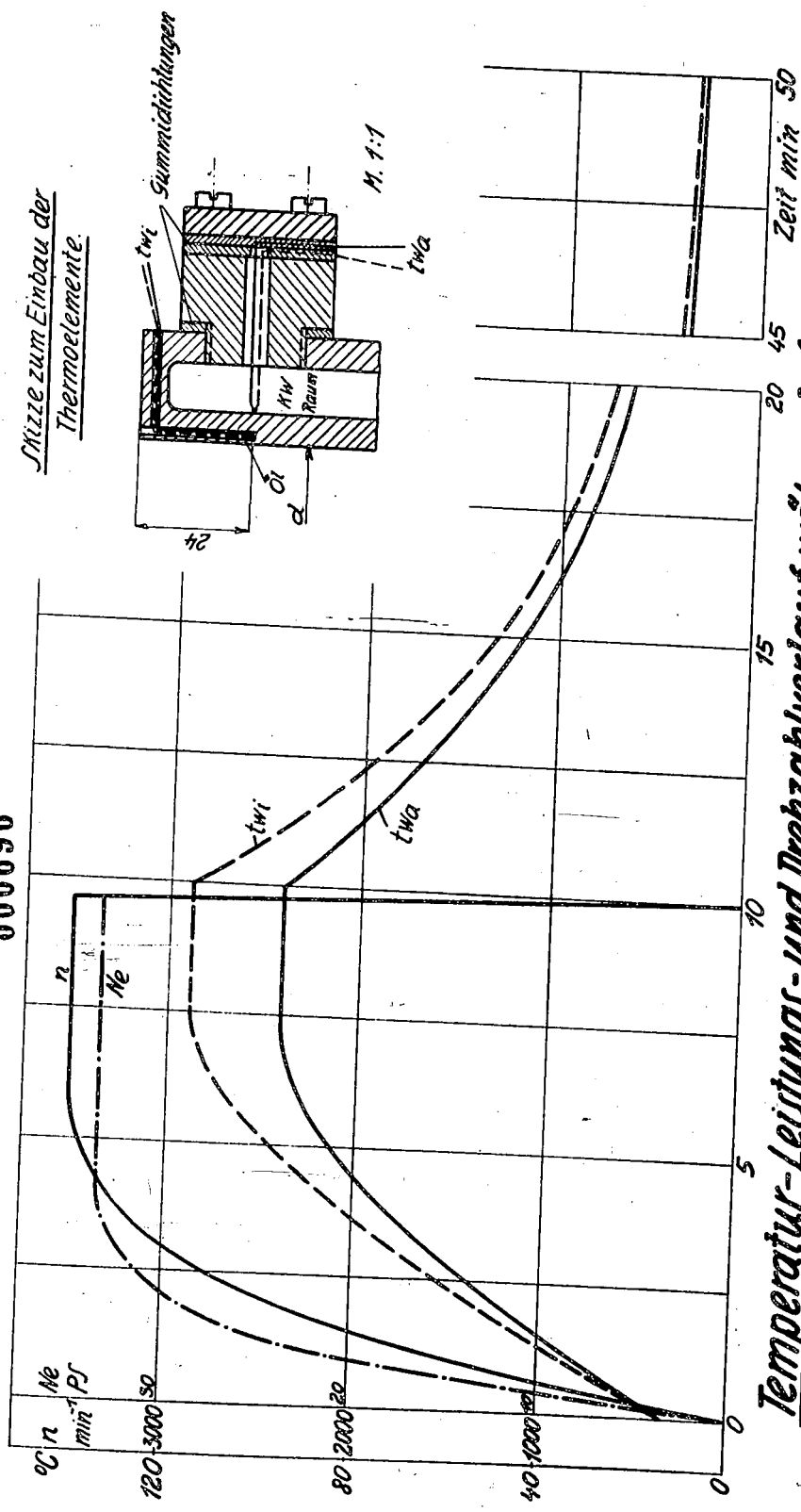
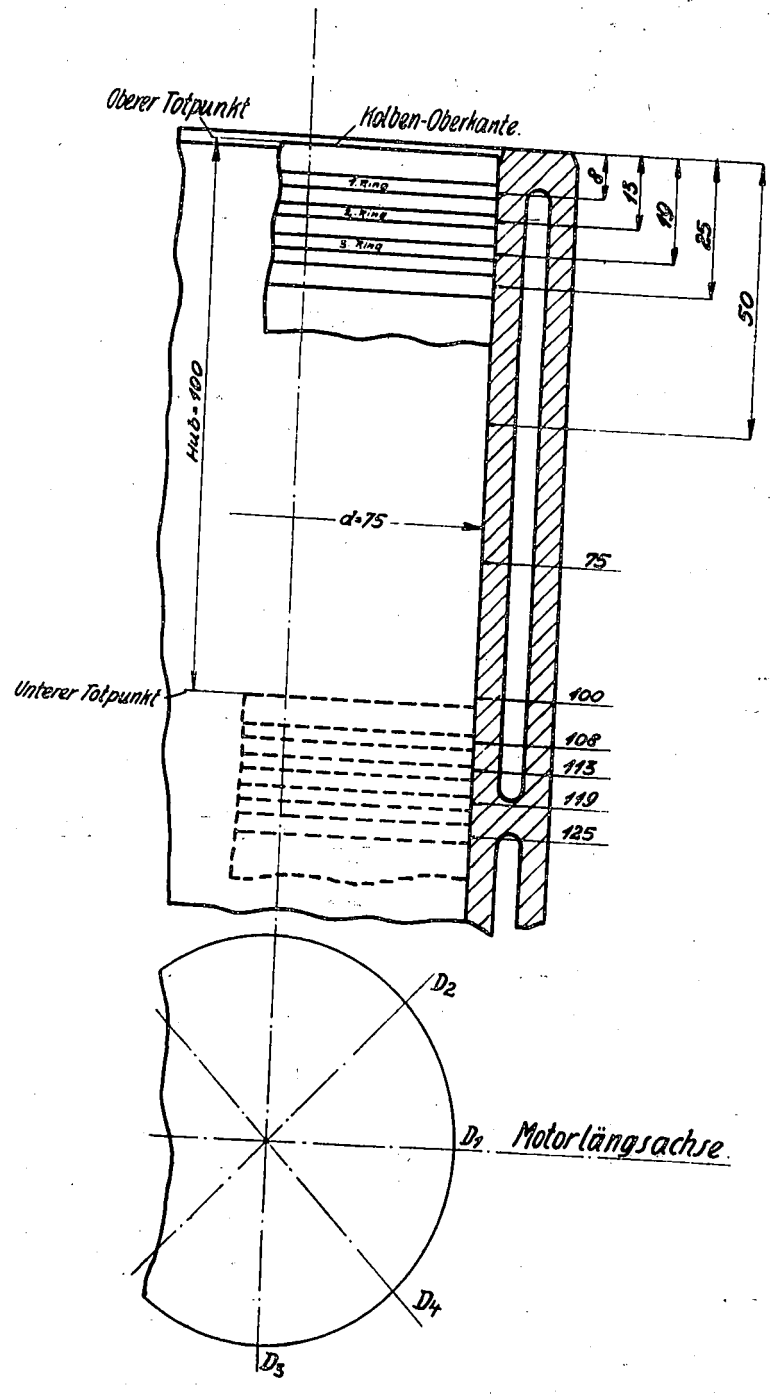


Bild 7.

Temperatur-Leistungs- und Drehzahlverlauf während eines Spieles.

Verschleiß-Meßstellen.

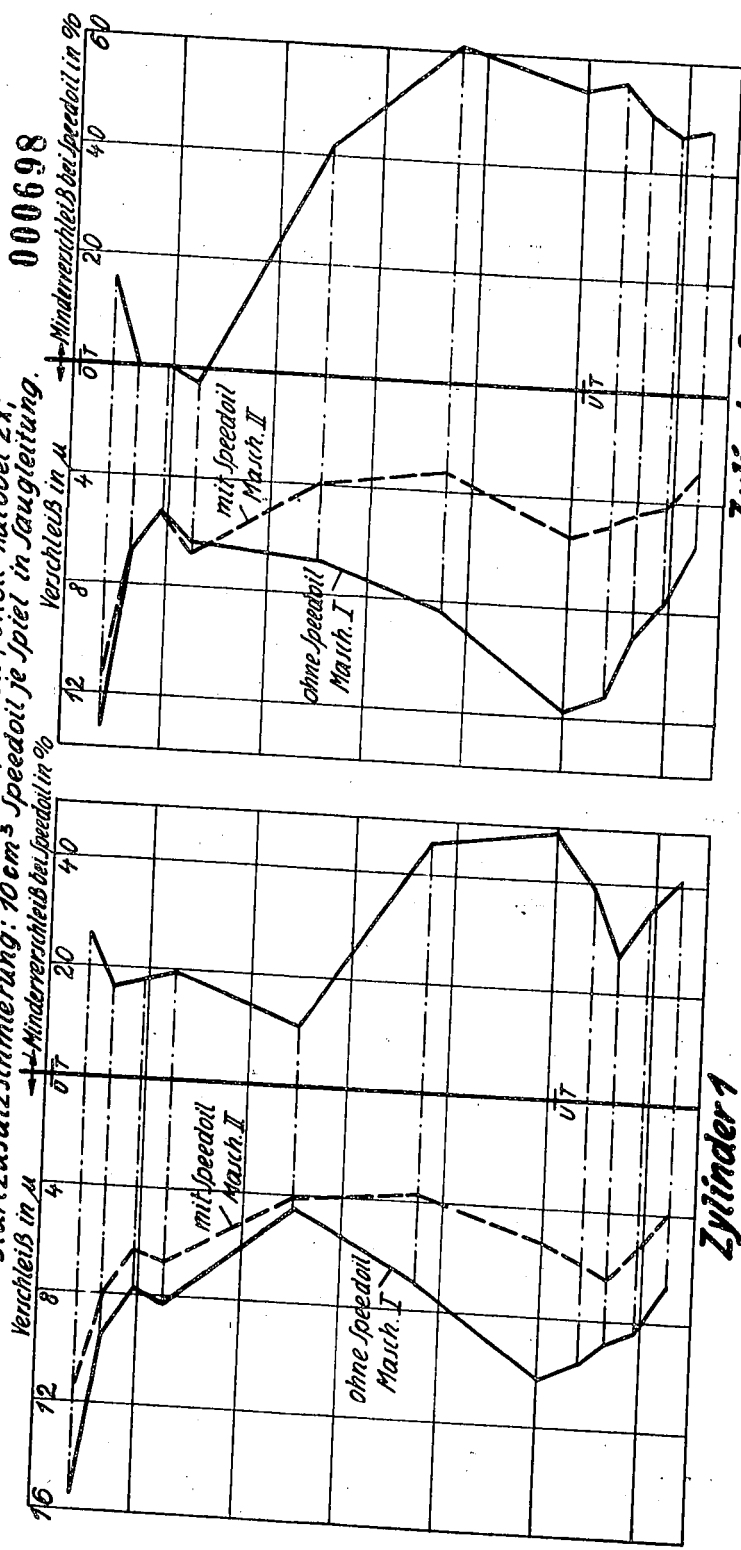
000697



### Verschleiß in Anfahrperiode unter Last.

Betriebszustand: von kalter (15 °C) bis betriebswarmer Maschine (95 °C) - 1 Spiel von 10 Minuten Dauer.  
 Betriebsbedingungen: *March. I*: Shell - Benzin; Shell - Autooel 2x.  
*March. II*: Shell - Benzin + 2,4 % Speedoil; Shell - Autooel 2x.  
 Startzustatzschmierung: 10 cm<sup>3</sup> Speedoil je Spiel in Saugleitung.

000698

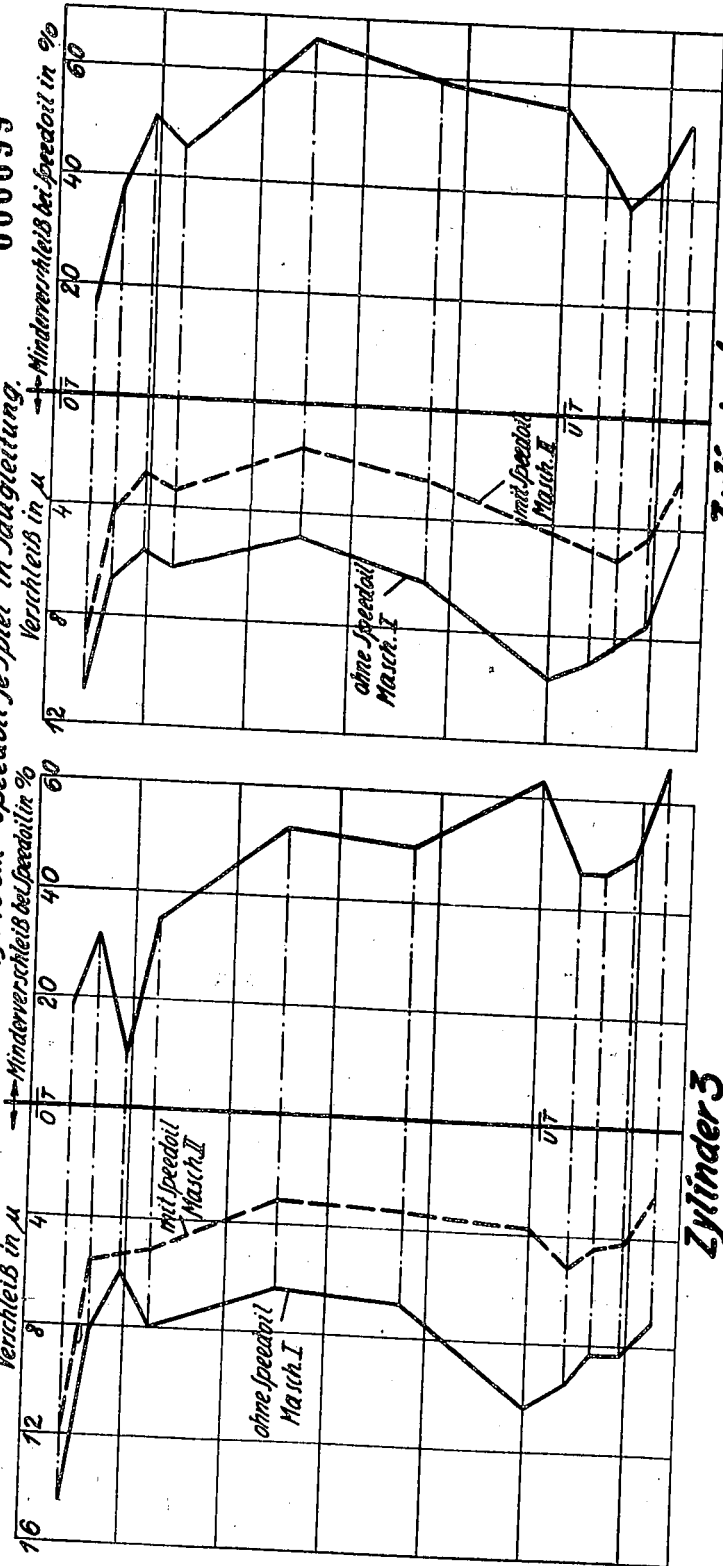


Zylinder 1  
 Zylinder 2  
 Zylinderverschleiß nach 240 Spielen. Mittel aus 4 Durchmessern.  
 — Verschleiß - Meßstellen nach Bild 8.

### Verschleiß in Anfahrperiode unter Last.

Betriebszustand: von Kalt (15 °C) bis betriebswarmer Maschine (95 °C) - 1 Spiel von 10 Minuten Dauer.  
 Betriebsbedingungen: Masch. I: Shell-Benzin; Shell-Autoöl 2X.  
Masch. II: Shell-Benzin + 2,4 % Speedoil; Shell-Autoöl 2X.

Startzusatzschmierung: 10 cm<sup>3</sup> Speedoil je Spiel in Saugleitung.  
 000699



Zylinder 3

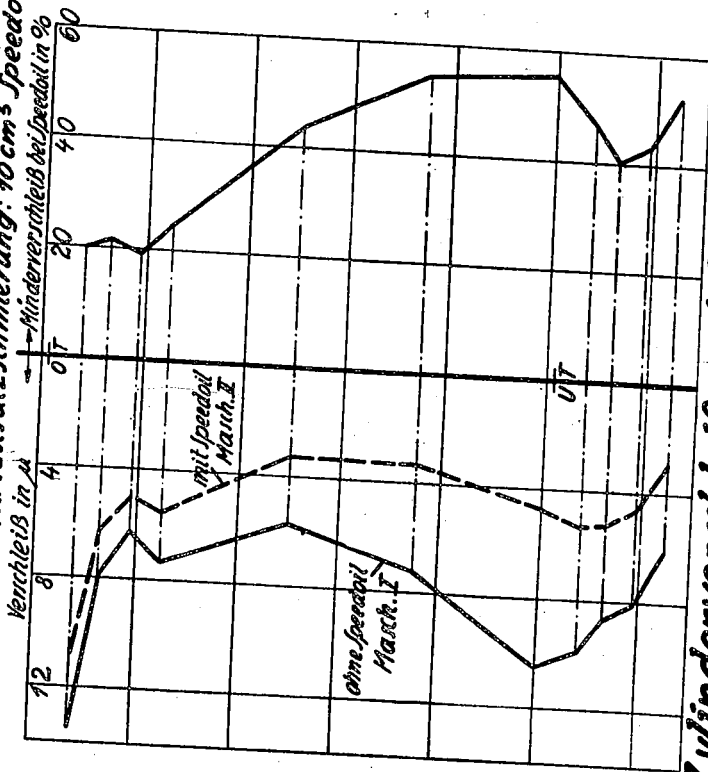
Zylinder 4

Zylinderverschleiß nach 240 Spielen. Mittel aus 4 Durchmessern.  
 — Verschleiß-Messstellen nach Bild 8.

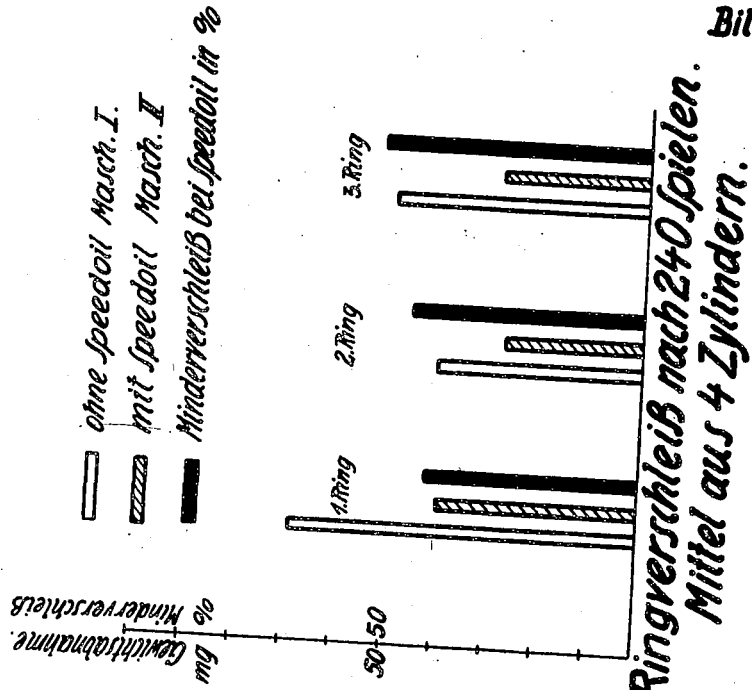
Bild 10.

### Verschleiß in Anfahrperiode unter Last.

Betriebszustand: von kälter (15°C) bis betriebswarmer Maschine (95°C) = 1 Spiel von 10 Minuten Dauer.  
 Betriebsbedingungen: **March. I.**: Shell-Benzin; Shell-Autooel 2x.  
**March. II.**: Shell-Benzin + 2,4 % Speedoil;  
 Shell-Autooel 2x;  
 Startzusatzschmierung: 10 cm<sup>3</sup> Speedoil je Spiel in Saugleitung.



Zylinderverschleiß nach 240 Spielen.  
 Mittel aus 4 Durchmessern u. 4 Zylindern.  
 — Verschleiß-Messstellen nach Bild 8.



Ringverschleiß nach 240 Spielen.  
 Mittel aus 4 Zylindern.

000701

Item 40.

Development of an  
Oil Filler by the  
staff of the

Kraftfahrzeug Commission

**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
BerlinForschungsstab  
der  
Kraftfahrzeug-KommissionBericht Nr.:  
4Entwicklung eines Ölfilters:000702

Im Auftrage des RIM wurde ein Ölfilter auf der Grundlage von Faserstoff entwickelt. Die Aufgabe bestand in der Schaffung eines Ölfilters, das bei Anordnung im Nebenschluss in der Lage ist, die während des Betriebes des Fahrzeugmotors auftretenden Verunreinigungen des Motorenöles durch fremde Bestandteile und Asphalte zu beseitigen. Dabei war das Filter so auszubilden, dass eine Auswechslung der Filterfüllung im Fahrzeug selbst leicht durchführbar ist und die auszuwechselnden Filterteile keinerlei Metalle enthalten. Die Ölreinigung sollte so weit wie möglich betrieben werden, mit dem Ziel, eine Auswechslung des Motorenöles nach Möglichkeit überhaupt zu vermeiden. Da durch den normalen Ölverbrauch des Motors und die Nachfüllung des verbrauchten Öles ständig eine Teilenerneuerung des Öles stattfindet, erschien das gesteckte Ziel durchaus erreichbar.

Das Ergebnis der Entwicklung ist eine Filterkonstruktion wie sie in der ersten anliegenden Abb. dargestellt ist. Das Öl tritt über eine auswechselbare Drosseldüse von unten in das Filtergehäuse und dringt sodann durch die Faserstoff-Füllung, die aus 320 g einer Zellwollfaser besteht, welche in einem Gewebebeutel untergebracht ist, hindurch. Die Faser wird einer Vorpressung unterworfen, sodass sich die Füllung leicht in das konische Filtergehäuse einbringen lässt und sich infolge des Quellens die Füllung bei Benetzung mit einem Motorenöl eng an die Wandungen des Filtergehäuses anlegt. Durch eine gewisse Vorspannung, die die Füllung beim Aufbringen des Deckels auf den Filterkörper erhält, wird die Wandabdichtung der Faser noch verbessert.

Die Reinigungswirkung wird nicht durch eine Siebung, d.h. durch Ausschleiden der Verschmutzungsstoffe an den Durchtrittsöffnungen der Füllungsoberfläche erzielt, sondern durch die Adsorptionswirkung der gesamten Faseroberfläche, die ca. 120 m<sup>2</sup> beträgt. Vorversuche und Prüfstandsversuche sind mit den beschriebenen Konstruktionen in grossem Umfang durchgeführt worden. Sie haben gezeigt, dass es gelingt, die Verschmutzung des Motorenöles auf einer ständig gleichbleibenden und ausserordentlich geringen Höhe zu halten,, sodass eine Auswechslung des gesamten Motorenöles sich bei Anbringung des Filters erübrigt.

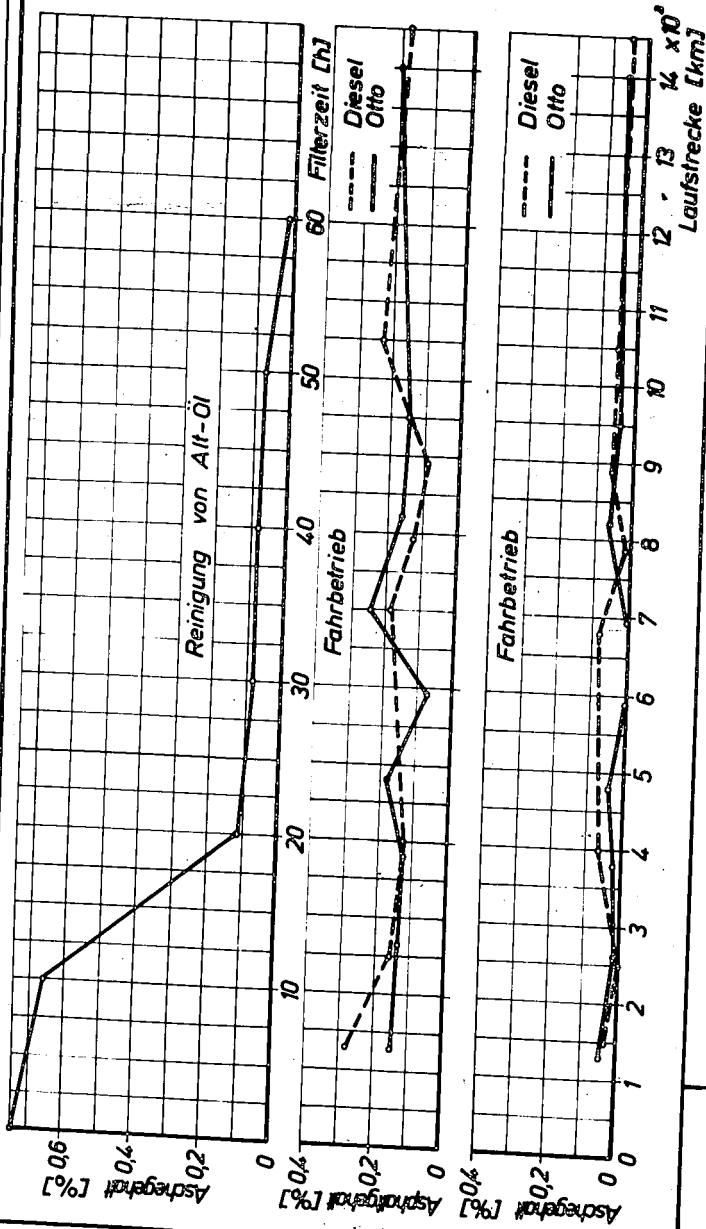
**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
BerlinForschungsstab  
der  
Kraftfahrzeug-Kommission

Die zweite der anliegenden Abb. zeigt im mittleren und unteren Teil den Verlauf des Gehaltes an Schmutz und Asphalt im Öl eines Otto-Motors und eines Diesel-Motors über eine Fahrstrecke von ca. 15 000 km. Im oberen Teil ist die Reinigung eines gebrauchten Motorenöles durch das Filter im Prüfstandsversuch dargestellt. Die letzte Abb. zeigt, dass nicht nur die groben Verunreinigungen, sondern auch die Rußteilchen, die eine Verschmutzung des Öles verursachen und wegen ihrer ausserordentlichen Kleinheit mit normalen Filtern nicht abzuscheiden sind, festgehalten werden. Während ein gebrauchtes Motorenöl, das einem Motor mit normalem Filter entstammt, völlig undurchsichtig ist, bleibt die Durchsichtigkeit und damit die Reinheit des Motorenöles bei Benutzung des Faserstoff-Filterns gleich der des Frischöles.

000703



000704



1943

**Entwicklung eines Ölfilters**

Rückstände im Öl bei Fahrbetrieb und bei Reinigung von Alt-Öl

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
Berlin

Forschungsstab  
der  
Kraftfahrzeug-Kommission

Abb. 3

000705



VfK

*Entwicklung  
eines Ölfilters*

*Proben aus Moto-  
ren mit und ohne  
Ölfilter*

1943

000706

Stein H. I.

Starting Behavior of  
Russell M. Itasca.

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

F -  
Forschungsstab der  
Kraftfahrzeugkommission

Bericht-Nr.  
13

000707

Das Anlaufverhalten von Fahrzeugdieselmotoren.

In Auftrage der GVM und des VWV wurden an drei Fahrzeugdieselmotoren umfassende Untersuchungen des Anlaufverhaltens von Dieselmotoren bei verschiedenen Zündwilligkeiten und der thermodynamischen Vorgänge beim Kaltstart durchgeführt.

Zunächst wurde für jeden Kraftstoff und Motor in der Kältekammer die sogenannte Anlaufkurve ermittelt. Sie ergab sich dadurch, daß die Anzahl der Arbeitsspiele, die bei konstanter Drehzahl und auf denselben Verdichtungsdruck bezogen für ordnungsgemäße Zündung über der Kälteempiratur aufgetragen wurden. In Bild 1 sind die Anlaufkurven für Motor I und drei Kraftstoffe verschiedener Cetanzahl wiedergegeben.

Die Temperatur, bei der ein Kraftstoff bei 30. Arbeitsspiel zum ersten Mal zündet, wurde als Anlaftemperatur bezeichnet. Wie Bild 2 zeigt, ergaben diese Anlaftemperaturen, über der Cetanzahl des Kraftstoffes aufgetragen, eine hyperbolische Abhängigkeit.

Die gesuchten Anlaufkurven veranlassen, die thermodynamischen Vorgänge beim Kaltstart und namentlich die Bedingungen, die zur 1. Zündung führen, weiter zu verfolgen. Das mit fallender Kälteempiratur erforderliche längere Durchdrehen der Maschine bis zum Zündungserfolg hat hauptsächlich zwei Ursachen. Erstens verformen sich, wie in Bild 3 gezeigt, mit der Zeitdauer die Zündungen des Verbrennungsraumes durch die übergelagerte Verdichtungs- und Kälteempiratur. Dadurch wird einerseits die Zündwilligkeit während des Anlaufbetriebes durch die Zündungen aufgeführt, andererseits wird während der polytropischen Verdichtung die Temperaturdifferenz zwischen Zündung und Ladung kleiner. Die Folge ist eine Erhöhung der Verdichtungs- und Kälteempiratur. Zweitens tritt eine weitere Behinderung der Verdichtungs- und Kälteempiratur dadurch ein, daß sich das eingespritzte Dieselmotoren an den Zündungen niederschlägt, was eine Veranlassung des Anlaufverhaltens zwischen Ladung und Zündung bedingt.

Die angestellten Berechnungen beweisen, daß bei einer bestimmten Drehzahl und bei einem bestimmten Kraftstoff, unabhängig von der Anlaufzeit und Kälteempiratur, die erste Zündung immer bei der gleichen Verdichtungs- und Kälteempiratur eintritt.

VfK

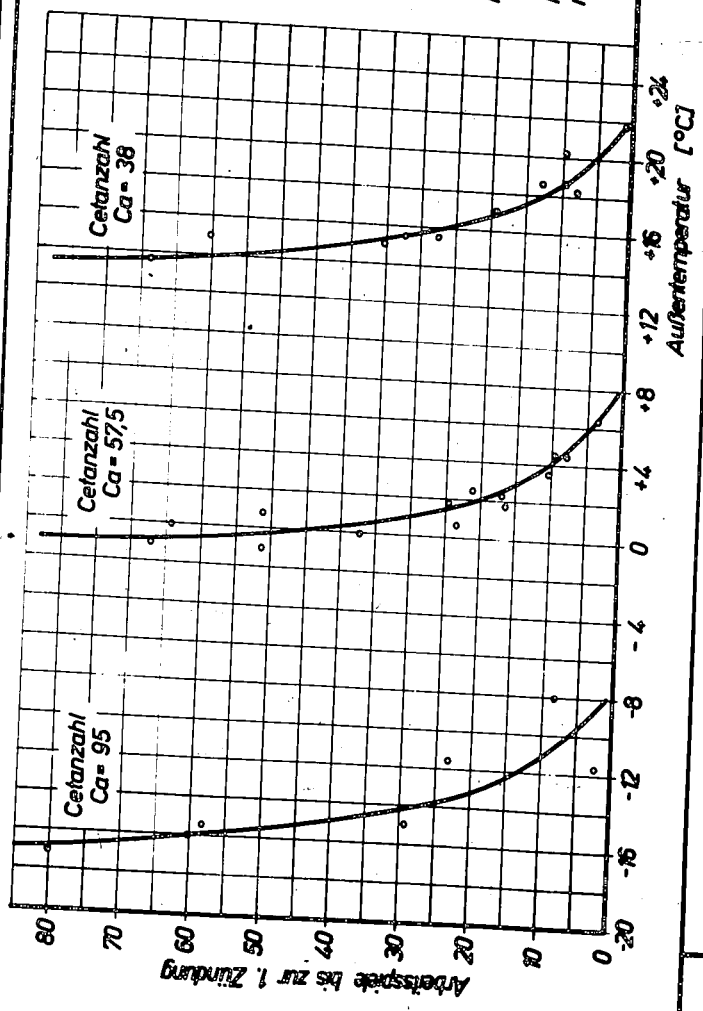
Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

Forschungsstab  
der  
Kraftfahrzeug-Kommission

Abb. 1

000708

Motor I  
 $\epsilon = 1:15,3$   
 $A_1 = 28 \text{ cm}^2$   
 $n = 120 \text{ U/min}$



1943

Anteilzeit in Abhängigkeit von der Außentemperatur

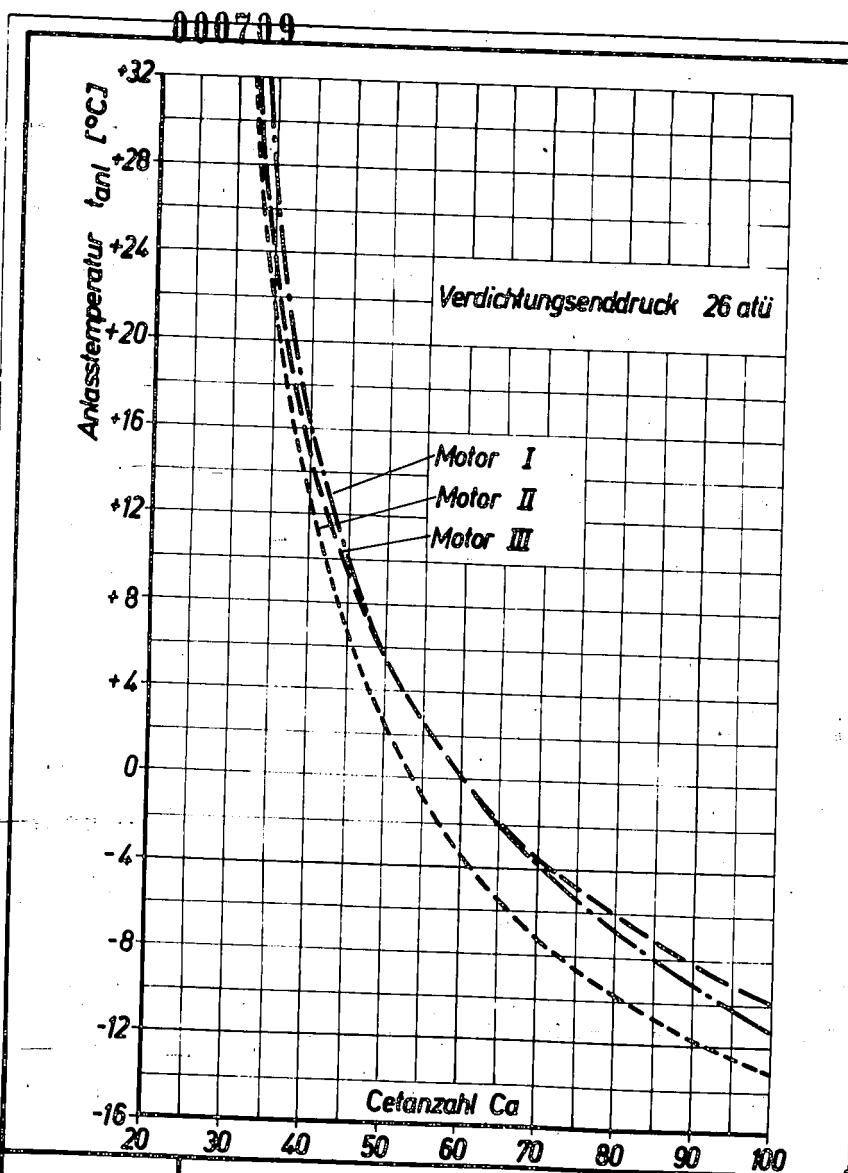
VfK

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
Berlin

Forschungsstab  
der  
Kraftfahrzeug-Kommission

Abb. 2



VfK

Abhängigkeit der Anlasttemperatur  
von der Cetanzahl

1943

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
Berlin

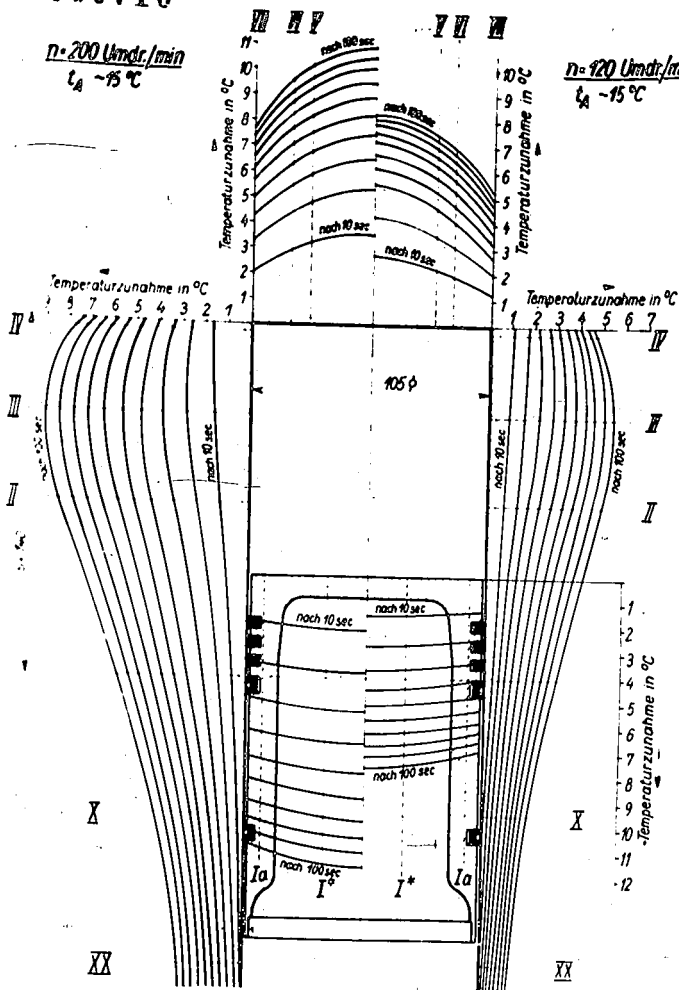
Forschungsstab  
der  
Kraftfahrzeug-Kommission

Abb. 3

009710

$n = 200 \text{ Umdr./min}$   
 $t_a = -15^\circ\text{C}$

$n = 120 \text{ Umdr./min}$   
 $t_a = -15^\circ\text{C}$



VfK

Erwärmung d. Arbeitsraumes  
beim Anlassen

1943

000711

Item 72, -

Behavior of  
Anti-freeze Media.



**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
BerlinForschungsrat der  
Kraftfahrerkommission

Bericht 12

000712

Untersuchungen des Kälteverhaltens von  
Frostschutzmitteln.

Im Auftrag des DKA und des RWA werden in VfK Versuche zur Bestimmung des Kälteverhaltens von Frostschutzmitteln durchgeführt. Diese Versuche wurden durch die erhöhten Anforderungen an den Gefrierschutz und durch die Verwendung von Austauschprodukten im zivilen Bedarf notwendig.

Für die Beurteilung des Kälteverhaltens der Frostschutzmittel genügt die Kenntnis des Eislock- oder Stockpunktes nicht, sondern es ist für die Gefrierschutzwirkung bei Annäherung an die Erstarrungstemperatur allein die Umpumpfähigkeit maßgebend. Diese wiederum wird durch das Erstarrungsverhalten bestimmt, das je nach der Zusammensetzung des Mittels verschieden ist. Als Gefrierschutz werden organische Verbindungen, vorwiegend Alkohole, anorganische Stoffe, meist Salze in wässriger Lösung und auch Mischungen aus organischen und anorganischen Stoffen dem Kühlwasser zugesetzt.

Zur Nachahmung der Bedingungen des praktischen Betriebes erfolgten zunächst im Kältetunnel Untersuchungen am Kreislauf eines Ford V 8 (Bild 1) und an einem Ersatz-Kreislauf, bestehend aus elektrisch mit veränderlicher Drehzahl angetriebener Kühlwasser-Pumpe, Rohrverbindung mit Schauglas und Kühler.

Um das Gefrierverhalten genau beobachten zu können und eine eindeutige Vergleichsgröße für die Umpumpfähigkeit einer Mischung zu schaffen, wurde das VfK-Kälteviskosimeter entwickelt (Bild 2). Ein elektrisch mit einstellbarer Drehzahl angetriebener Rührer gibt an die Prüfflüssigkeit, die von einer Kältemischung umgeben ist, ein Drehmoment ab. Die Größe des von der Flüssigkeit bei bestimmter Drehzahl an die Wandung weiter übertragenen Momentes ist nach einmaliger Eichung mit Hilfe des Ersatzkreislaufes ein unmittelbares Maß für die Umpumpfähigkeit. Durch zahlreiche Vergleichsversuche wurde ein Höchstwert von 1,5 cmkg bei 300 U/min für das Übertragene Moment ermittelt, bei dem die Umpumpfähigkeit einer Frostschutzmischung im Motorkreislauf sowohl bei Pumpen- als auch bei Thermosyphonkühlung gewährleistet ist.

Die Ergebniskurven von drei auf diese Weise untersuchten Frostschutzmitteln, Methanol, Glysantin und Arktisan, gibt Bild 3 wieder. Von diesen sind Methanol und Glysantin organisch aufgebaut, während Arktisan eine wässrige Lösung anorganischer Stoffe darstellt. Für jedes Mittel gibt es ein günstigstes Mischungsverhältnis mit Wasser, dem ein Temperaturminimum bei bestimmter Umpumpfähigkeit zugeordnet ist. Für Glysantin liegt das Verhältnis bei 60 : 40, für Methanol fällt das Temperaturminimum in ein praktisch nicht mehr interessierendes Bereich, während Arktisan das Minimum als ungemischte wässrige Lösung erreicht.

**VfK**Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
BerlinForschungsstab der  
Kraftfahrzeugkommission

- 2 -

000713

Auf diese Weise läßt sich die Brauchbarkeit von Frostschutzmitteln für den Kreislauf flüssigkeitsgekühlter Verbrennungskraftmaschinen bestimmen und die den jeweiligen Bedingungen der Praxis entsprechende Konzentration ermitteln. Die geschilderte Meßmethode wird bei der Zulassungsprüfung neuer Frostschutzmittel in Einverständnis mit der Reichsstelle Chemie angewandt.

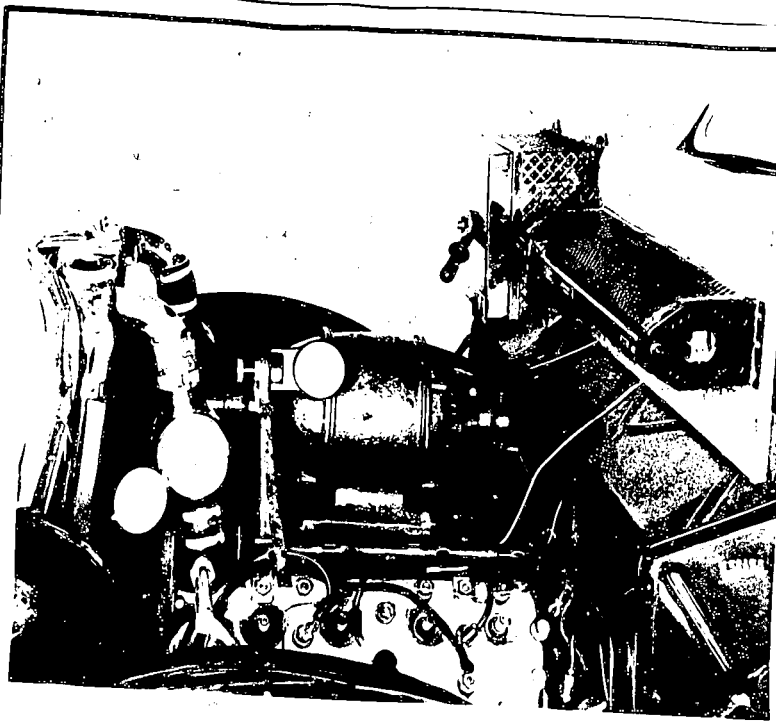
VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

Vollständigen von  
Kraftfahrzeughilfen

Abb. 1

020714



VfK

Messaufbau  
am Ford-V 8-Kühlkreislauf

1943

Messaufbau am Ford-V8-Kühlkreislauf.

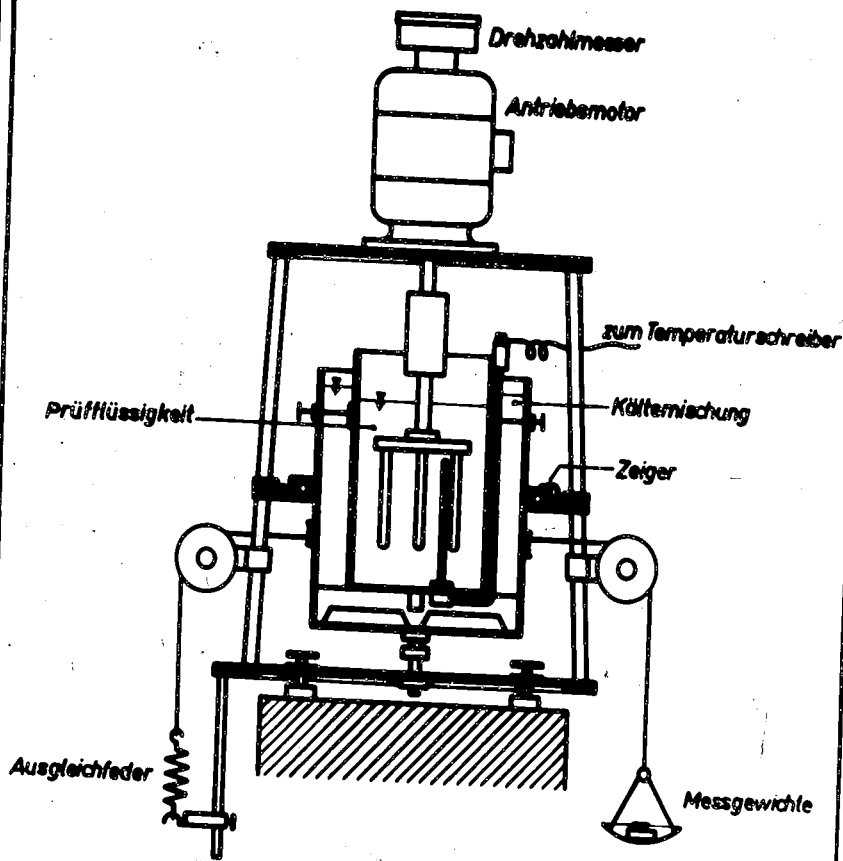
VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

Kälteverhalten von  
Frostschutzmitteln

Abb. 2

000715

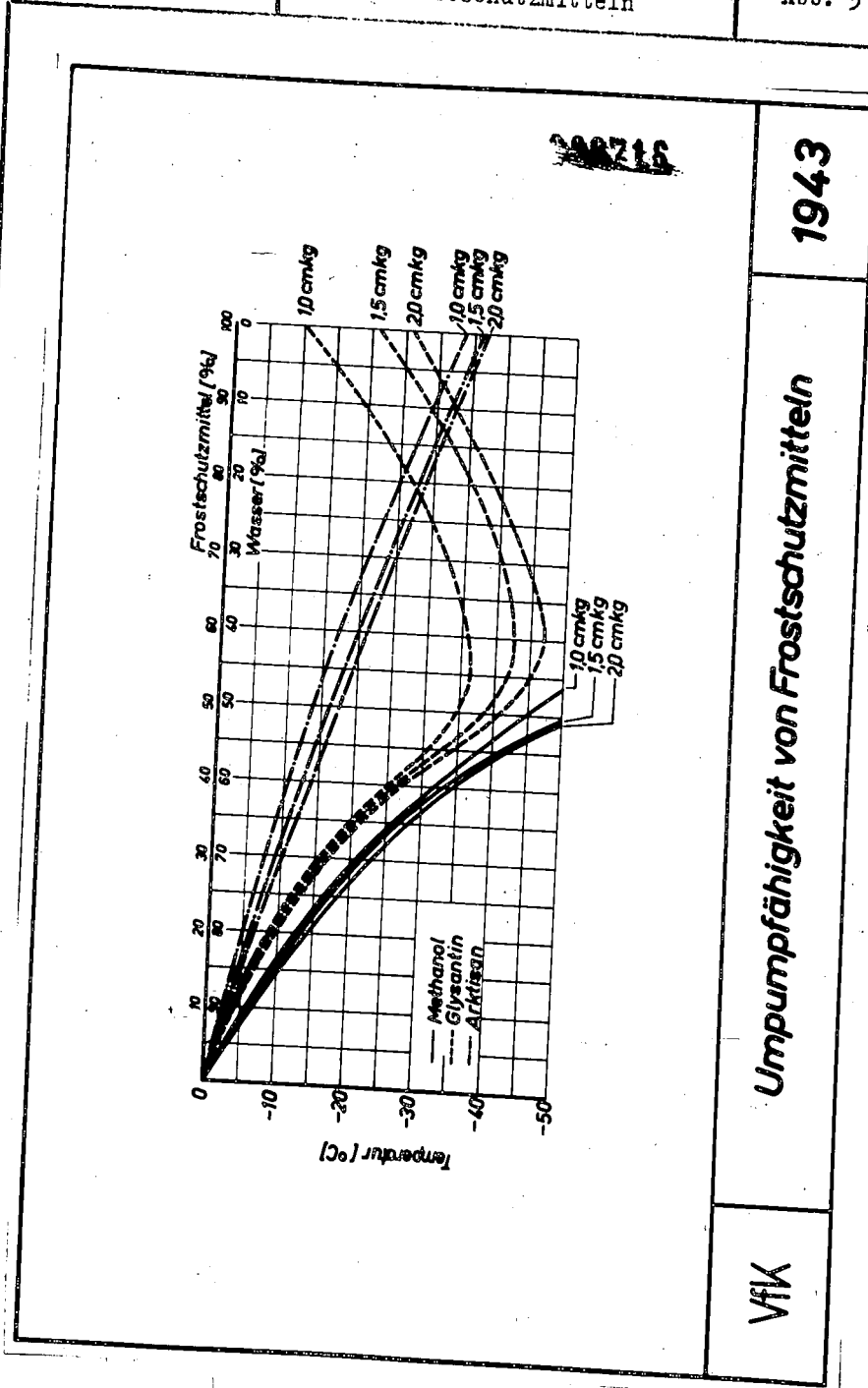


VfK

VfK-Kälteviskosimeter

1943

VfK-Kälteviskosimeter.



Umpumpfähigkeit von Frostschutzmitteln.

Untersuchung des Korrosionsverhaltens  
von Kältemittel-Zusatzmitteln.

000717

Durch Austauschversuche an den Kältekreislaufs von Versuchswagen, Schneemaschinen und Pkw-Kälteanlagen neuer Gefriergeräte sind starke Korrosionsschäden festgestellt, die über das bisher bekannte Maß hinaus liegen. Von VFK und VWI wurde deshalb das VFK mit der Untersuchung der Korrosionserregungen und des Korrosionsverhaltens von Kältemittel-Zusatzmitteln beauftragt.

Die Kältemittel-Zusatzmittel können in zwei Gruppen unterteilt werden.

1. Korrosionsschutzmittel zur Verhinderung bzw. Minderung der Korrosion bei Verwendung von reinen Kältemitteln. Sie umfassen die Halbsynthetischen und Halbsynthetischen Korrosionsschutzmittel und die Mittel, die einen allseitigen Korrosionsschutz für alle Bauteile bieten.
2. Gefrierpunktmittel zur Herabsetzung des Gefrierpunktes des Kältemittels. Als Gefrierpunktmittel werden organische Stoffe oder anorganische Stoffe, meist Salze, oder Mischungen aus organischen und anorganischen Stoffen benutzt.

Zur Untersuchung des Korrosionsverhaltens der Zusatzmittel wurden sowohl Wagenversuche als auch Versuche auf dem Korrosionsprüfstand vorgenommen. Die Wagenversuche dienten neben der Erprobung der Verfahren auf dem Prüfstand untersuchten Mittel vor allem zur Klärung der Frage, wie sich in Abhängigkeit von der Laufzeit die gewählte Konzentration bei genauer Beachtung der Betriebsvorschriften verhält. Sie erstreckten sich über mehrere Jahre und wurden mit 40 PKW und LKW ausgeführt. Dem Kältemittel dieser Fahrzeuge wurde während der frostfreien Zeit zum Teil ein Korrosionsschutzmittel zugemischt, während die Fahrzeuge in den Wintermonaten mit verschiedenen Gefrierpunktmitteln gefahren wurden. In regelmäßigen Abständen wurden Kältemittelnahmen für Analysenzwecke entnommen und beim Übergang von Sommer- auf Winterbetrieb oder umgekehrt der gesamte Kreislaufinhalt einschließlich Schlamm entnommen und analysiert. Neben dem Ergebnis über das Verhalten der untersuchten Mittel zeigten die Versuche vor allem, daß es in praktischen Betrieb unmöglich ist, die gewählte Konzentration auch bei größtmöglicher Wahrung mit den Hilfe Mitteln des normalen Fahrbetriebs zu erhalten. Daraus ergibt sich, daß alle Zusatzmittel unbrauchbar sind, die nur bei bestimmten Konzentrationen ein günstigeres Korrosionsverhalten aufweisen.

000718

Bei den Prüfstandsversuchen wurden die Untersuchungen aus dem angeführten Grund über den gesamten möglichen Konzentrationsbereich erstreckt. Für die Versuche zur Bestimmung des Korrosionsverhaltens wurden die in der Abbildung dargestellten Verfahren einzeln oder zusammen angewandt. Bei der linksgezeichneten Anlage für die Wasserstoffbestimmung befindet sich das zu untersuchende Mittel mit einer Metallprobe in dem mittleren Glas, das täglich 9 Stunden durch eine Heizflüssigkeit auf 25 bis 30° erwärmt wird. Zur Bestimmung der Korrosion wird die entwickelte Wasserstoffmenge gemessen.

Bei der zweiten Methode wird eine Anzahl verschiedener Metallproben in die Kohlenstoffprobe gehängt, durch die Luft während der Heizzeit geblasen wird. Die Temperatur beträgt ebenfalls 25 bis 30° C. Die Korrosionsbestimmung erfolgt durch Beurteilung der Metalloberfläche und durch Probenwägung nach Entfernung der Korrosionsprodukte, die Auswertung durch Umrechnung der Gewichtsänderung in gr/n-Tag. Die folgende Abbildung zeigt einige Proben von Versuchen mit einem als unbrauchbar festgestellten Gefrierschutzmittel. Die Versuchsergebnisse mit Mitteln verschiedener Zusammensetzung haben bei den Gefrierschutzmitteln zu folgenden Forderungen geführt:

Das Mittel muß im wesentlichen aus nicht-dissoziiierenden organischen Verbindungen bestehen. Das Mittel muß im Temperaturbereich zwischen der Erstarrungs- und Siedetemperatur mit Wasser eine homogene Lösung bilden. Sein Korrosionsangriff darf auch bei geringer Konzentration den von Wasser um nicht mehr als 15% übersteigen.

Diese Forderungen sind in den Zulassungsbedingungen enthalten, die die Reichsstelle "Chemie" in Zusammenarbeit mit dem VfK für die Prüfung von Frostschutzmitteln aufgestellt hat.

VfK

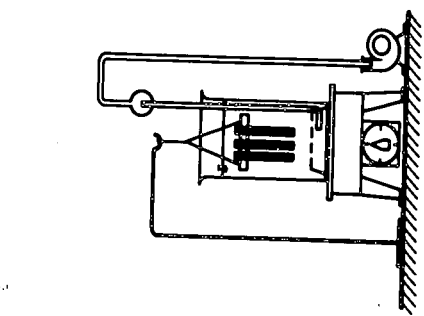
Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschul-  
Berlin

Untersuchung des Korrosions-  
verhaltens von Kühlwasser-  
Zusatzmitteln

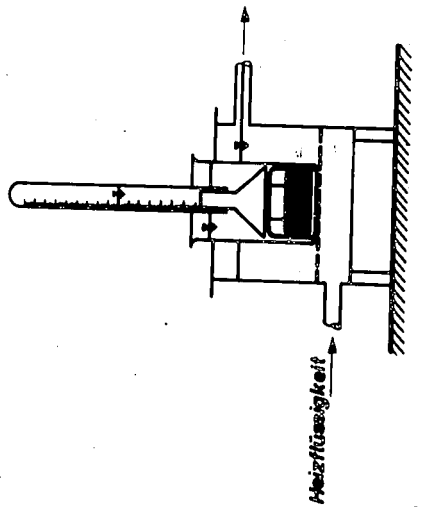
Abb. 1

000719

1943



Korrosionsprüfung  
durch Bestimmung des  
Metallangriffes.



Korrosionsprüfung  
durch Bestimmung des  
entwickelten Wasserdampfes.

Korrosionsprüfung

VfK

Korrosionsprüfung.



VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

Untersuchung des Korrosions-  
verhaltens von Kühlwasser-  
Zusatzmitteln

Abt. 2

		0:100	1943
		50:50	
		100:0	VfK
<p>Gefrierschutzmittel : Wasser</p>			

**Metallproben nach Korrosionsversuch**

Metallproben nach Korrosionsversuch.

000720

000721

Item #3

Manures of Mercuric  
or  
Combustion in Motors

Nur zum Dienstgebrauch im Ge-  
schäftsbereich des Empfängers

000722-

# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 111/1942

über die

2. Tagung des Arbeitskreises  
für Fragen der motorischen Verbrennung

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

000723

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 111 / 1942

über die

2. Tagung des Arbeitskreises  
für Fragen der motorischen Verbrennung

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

## Zur Beachtung!

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

über die 2. Tagung des Arbeitskreises für Fragen  
der  
motorischen Verbrennung.

Die zweite Tagung des Arbeitskreises für Fragen der motorischen Verbrennung fand am 10. und 11. Oktober 1941 im Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden statt. Während der 10. Oktober den Vorträgen und umfangreichen Aussprachen gewidmet war, wurden am 11. Oktober die Versuchsanlagen und Forschungseinrichtungen des Instituts für Kolbenmaschinen besichtigt. Einladungen zur Tagung waren an die Vertreter der massgebenden Behörden, der interessierten Forschungsinstitute und der Industrie ergangen. Die Liste der Teilnehmer wurde diesem Bericht als Anhang beigelegt.

Das Tagungsprogramm umfasste folgende Vorträge:

1. Dr.-Ing.habil.U.Schmidt, Berlin:  
Zur Entwicklung der Kraftstoff-Einspritzung bei Otto-Motoren
2. Dr.-Ing. Oschatz, Dresden:  
Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung
3. Dr.-Ing.Ullmann, Dresden:  
Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammer-Dieselmotors
4. Obering.Dipl.-Ing.Kohlepp, Hannover:  
Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselholzgasbetrieb
5. Dozent Dr.-Ing.habil Rixmann, Villingen:  
Motorische Verbrennung beim Dieselgasverfahren
6. Dipl.-Ing. Schulze, Dresden:  
Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit an Mehrzylinder - Ottomotoren
7. Dr.-Ing. Ernst, Stuttgart:  
Grundlegende Untersuchungen über die mit Gemischverdichtung arbeitende Selbstzündung

000725

8. Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt, Dresden:  
Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge

9. Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt, Dresden:  
Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselverfahren.

Dieser Tagungsbericht enthält im Anschluss an eine Aufstellung der neuen Zusammensetzung des Arbeitskreises die Niederschriften der während der Tagung gehaltenen Vorträge bis auf die der Referate von Dr.-Ing.habil.U.Schmidt (1) und Dr.-Ing. Ernst (7), die aus Geheimhaltungsgründen nicht veröffentlicht werden. Die wichtigsten Diskussionsbeiträge wurden den einzelnen Referaten im Auszug beigelegt.

Dem Herrn Reichsverkehrsminister wird an dieser Stelle der Dank der Mitglieder des Arbeitskreises für das Interesse an den Forschungsarbeiten und die dafür zur Verfügung gestellten Forschungsmittel ausgesprochen.

gez:  
H. K ü t t n e r  
als Geschäftsführer des Arbeitskreises.

000726

Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung

gebildet beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21

Erster Vorsitzender: Prof.Dr.-Ing. L i s t, Direktor des Instituts für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden

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

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

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

Zusammensetzung des Arbeitskreises

Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden (Prof.Dr.-Ing.L i s t, Dr.-Ing. K ü t t n e r)

Institut für Kraftfahrwesen mit amtlicher Sachverständigenstelle für Kraftfahrzeugangelegenheiten an der Technischen Hochschule Dresden (Prof.Dr.-Ing. von E b e r a n)

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

Versuchsanstalt und amtliche Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin (Prof.Dr.-Ing.B e o k)

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

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz ( Prof.Dr.-Ing. P i s c h i n g e r ).

000727

## Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung .....	Dr.-Ing. Oschatz ..... 1
2. Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammer-Dieselmotors .....	Dr.-Ing. Ullmann ..... 21
3. Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselholzgas-Betrieb .....	Obering. Kohlepp ..... 47
4. Motorische Verbrennung beim Dieselgasverfahren .....	Dozent Dr.-Ing. habil. Rixmann ..... 55
5. Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit am Mehrzylinder-Ottomotor .....	Dipl.-Ing. Schulze ..... 68
6. Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge .....	Dr.-Ing. habil. Dreyhaupt.. 75
7. Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselverfahren .....	Dr.-Ing. habil. Dreyhaupt. 89

000728

1

## 1. Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf

## Strahlform und Strahlaufbereitung

Von Dr.-Ing. W. O s c h a t z

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen Hochschule Dresden

In der brennraumzerklüfteten Dieselmachine geht ein nicht zu vernachlässigender Anteil der Kraftstoffenergie der Umsetzung in Nutzarbeit verloren in der zum Überschieben eines Teiles des Hubvolumens in abgetrennte Räume benötigten Leistung (Vorkammer, Wirbelkammer, etc.). Mit diesen reinen Ueberschiebverlusten direkt verbunden sind noch zusätzliche höhere Wärmeverluste, die durch die grossen Luftgeschwindigkeiten im engen Ueberströmkanal hervorgerufen werden. Diese sogenannten Gemischbildungsverluste können je nach Drehzahl bis zu 10 % und mehr des Nutzdrukkes verschlingen, wie entsprechende Untersuchungen von Dr.-Ing. Ullmann am Institut für Kolbenmaschinen, Dresden, ergeben haben.

Es ist daher im Interesse der bestmöglichen Umsetzung der Kraftstoffe in Arbeit die Forderung zu stellen, diese Gemischbildungsverluste auf ein Mindestmass zu beschränken.

Darüber hinaus soll im Rahmen des vorliegenden Arbeitskreisprogramms versucht werden, durch gegenseitige Anpassung von Strahlform, Brennraum und Luftbewegung die in jeder Beziehung optimalen Verhältnisse in bezug auf Leistung, Wirkungsgrad etc. zu erzielen. Dies heisst, auf die Düse bezogen: Für jede gegebene Brennraumform und Luftbewegung ist der dafür günstigste Strahl mit der jeweils günstigsten Kraftstoffaufbereitung zu ermitteln, wobei angestrebt werden muss, die Gemischbildung der Düse zuzuschieben, um die voraus erwähnten Gemischbildungsverluste weitgehend einzusparen. Im Rahmen dieser Problemstellung liegt es ferner, durch Senken des Luftüberschusses und Erhöhen der Drehzahl die Literleistung der Maschine zu steigern.

Die Einspritzdüse und der Kraftstoffstrahl nehmen in diesem Programm also eine sehr wichtige Stellung ein.

Um hier an eine Lösung der aufgeworfenen Fragen herantreten zu können, war es zunächst erforderlich, sich Klarheit über die Grössen zu verschaffen, die die Strahlform und den Strahlzerfall beeinflussen.

Es wurden Bombenversuche angestellt, die den Einfluss

1. der Anfangsstörung der Düse,

2. der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit und
3. der physikalischen Eigenschaften der Luft

auf den Strahl und seinen Zerfall verdeutlichten. Die Ergebnisse sind im Kraftfahrttechnischen Forschungsheft 57 niedergelegt.

Aus ihnen geht vor allem hervor, dass der Anfangsstörung der Düse und dem Einfluss der von aussen auf den Strahl einwirkenden Luftkräfte in erster Linie Bedeutung zukommt.

Diese Vorversuche beschäftigten sich zunächst mit 3 Düsen mit voneinander verschiedenen Anfangsstörungen (Bild 1). Die folgenden Bilder zeigen die Untersuchungen dieser Düsen mit Gasöl.

Zur Ermittlung des Einflusses der Anfangsstörung der Düse im Zusammenwirken mit den physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit wurden Aufnahmen im Vacuum bei einem Druck von etwa 30 mm Hg gemacht. Dabei sind also die von aussen auf den Strahl einwirkenden Luftkräfte praktisch ausgeschaltet. Ausdampferscheinungen fälschen bei Gasöl bei diesem Unterdruck das Ergebnis nicht.

Es konnten bei diesen Untersuchungen im Vacuum nun abhängig von der Anfangsstörung der Düse die folgenden Strömungsformen des Strahles ermittelt werden:

1. geballte Strömung, glatte Oberfläche (Flachsitzdüse 0,3 mm  $\phi$ ), Bild 2
2. geballte Strömung, aufgeraute Oberfläche (Zapfendüse), Bild 3
3. aufgelockerte Strömung, die in geballte Strömung übergeht (Nadeldüse), Bild 4, 5, 6. Sie ist zurückzuführen auf den Einfluss der Drosselwirkung der langen Bohrung, wodurch gegen Spritzen beim Nachlassen des Druckgefälles die aufgelockernden Querkräfte abgedämpft werden.
4. reine aufgelockerte Strömung (Flachsitzdüse), Bild 7.

Diese verschiedenen, hier gezeigten Strömungsformen der Strahlen sind lediglich dem Einfluss der Anfangsstörung der Düse und damit dem konstruktiven Aufbau von Nadelsitz und Austrittsbohrung zu verdanken. Aus den Aufnahmen erhellt weiter, dass die Anfangsstörung auch Einfluss auf die Kraftstoffverteilung über den Strahlquerschnitt besitzt. Die eigentliche Tropfenbildung und Strahlauflösung ist dagegen ausschliesslich den von aussen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften zuzuschreiben, wie die folgenden Bilder zeigen.



Das Bild 8 zeigt die geballte Strömung bei 16 ata Gegendruck der Luft. Die Luftdichte bei 16 ata, 20°C entspricht der, wie sie im Dieselmotor im Zeitpunkt der Einspritzung vorzufinden ist. Das Bild zeigt sehr spärlich einsetzende Tropfenbildung sowie geringes Strahlvolumen. Der Strahl besitzt grosse Eindringtiefe.

Bild 9 zeigt die aufgelockerte Strömung bei 16 ata Gegendruck der Luft. Der Strahl ist gekennzeichnet durch rasch und intensiv einsetzende Tropfenbildung bei guter Kraftstoffverteilung über ein grosses Volumen. Die Eindringtiefe dieses Strahles ist geringer als die des Strahles in Bild 8 mit geballter Strömung.

Die bisher gebrachten photographischen Ergebnisse der Strahluntersuchungen veranschaulichen, welchen grossen Einfluss die konstruktive Ausbildung des Nadelsitzes und die Ausflussöffnung selbst auf den Strahl ausüben. Das Problem der Strahlzerstäubung und der Brennstoffverteilung im Strahlquerschnitt ist in erster Linie ein Problem der Anfangsstörung. Intensive und rasch einsetzende Zerstäubung erhält man bei sehr stark zerklüfteter Strahloberfläche, da hier dem Angriff der zerstäubenden dynamischen Luftkräfte die besten Möglichkeiten gegeben sind.

Für die motorische Untersuchung des Verbrennungsvorganges war es nun notwendig, einen Düsentyp zu schaffen, der es gestattet, bei im Prinzip gleichem Aufbau der Düse und somit gleichen äusseren Bedingungen den Kernanteil des pro Hub eingespritzten Kraftstoffes, die Eindringtiefe, das Strahlvolumen und die Zerstäubungsintensität zwischen je zwei extremen Grenzen gleichmässig zu variieren. Diese Forderung wird durch die zwei folgenden Bilder noch näher veranschaulicht.

Das Bild 10 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Strahles einer Lochdüse. Der Strahl setzt sich zusammen aus einem Strahlkern, der aus zusammenhängendem, noch unzerstäubtem Kraftstoff besteht, sowie aus dem um den Strahlkern herum befindlichen Strahlmantel, welcher sich aus bereits vom Kern abgespalteten Kraftstofftröpfchen zusammensetzt.

Es sind nun die zwei folgenden Extreme bezüglich der Kraftstoffverteilung im Strahl möglich:

1. Aller pro Hub eingespritzter Kraftstoff befindet sich im Strahlkern. Man erhält einen Strahl sehr grosser Härte und Eindringtiefe.
2. Der Strahl besitzt überhaupt keinen Kern, aller Kraftstoff wird gleichmässig über den Strahlquerschnitt verteilt, wobei

ausserdem noch ein möglichst grosses Strahlvolumen anzustreben ist.

Die Verwirklichung dieser beiden extremen Strahlformen, sowie der dazwischenliegenden mit kontinuierlichem Uebergang, ist zu versuchen.

Im folgenden Bild 11 seien die Verhältnisse nochmals dargestellt, die sich bezüglich Strahlvolumen bzw. Kraftstoffaufbereitung und Eindringtiefe dabei ergeben würden. Ueber den zu verändernden Konstruktionselementen der Düse ( $f(\alpha, d)$  = Abszisse) sind aufgetragen die Eindringtiefe  $E$  der Strahlspitze bei Spritzende sowie jeweils die dazugehörige Kraftstoffverteilung über einen mittleren Strahlquerschnitt. Einer bestimmten Eindringtiefe des Strahles ist demnach ein bestimmter Aufteilungswert  $A$  zugeordnet. Mit zunehmendem  $f(\alpha, d)$  nimmt die Eindringtiefe ab, die Kraftstoffverteilung wird immer gleichmäßiger, damit nimmt das Strahlvolumen mehr und mehr zu. Diese verschiedenen Strahlen sollen dabei nur durch konstruktive Massnahmen in der Düse erreicht werden.

Die Idee, wie die soeben aufgestellten Bedingungen düsenseitig zu lösen sind, wurde aus den vorauf angeführten Düsenuntersuchungen hergeleitet und durch den im folgenden Bild 12 gezeigten Düsentyp (D.R.P. angemeldet) verwirklicht.

Die Düse ist als geschlossene Düse aufgebaut. Der Düsenaustritt ist schneidenartig ausgebildet. Auf eine längere Austrittsbohrung ist vollkommen verzichtet worden. Dadurch erreicht man es, dass der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheit einer längeren Bohrung ausgeschaltet, sowie einheitlich gleichbleibende Austrittsverhältnisse des Kraftstoffes erzielt werden. Es findet beim schneidenartigen Austritt keine Drosselwirkung auf etwa im Strahl vorhandene Querkräfte statt. Durch Verändern des Sitzwinkels  $\alpha$  von etwa  $60^\circ$  bis  $150^\circ$  ist es nun möglich, verschieden grosse Querkräfte in den Strahl zu legen. Diese werden erzeugt durch den unterschiedlich starken Aufeinanderprall der Stromfäden beim Austritt aus der Düse. Diese Querkräfte werden unter der Voraussetzung gleichen Druckgefälles mit von  $60^\circ$  an zunehmendem Winkel  $\alpha$  grösser werden. Damit findet jedoch gleichzeitig auch eine kontinuierlich wachsende Beeinflussung der Kraftstoffverteilung im Strahlquerschnitt sowie der Eindringtiefe im Sinne der im vorigen Bild 11 aufgestellten Charakteristik statt.

Bei den Versuchen selbst zeigte es sich nun, dass der Lochdurchmesser  $d$  sowie die Ausbildung des Düsenadelkopfes als weitere bestimmende Grössen mitsprechen. Die Abb. 13 soll den Einfluss des Lochdurchmessers veranschaulichen.

Ein zylindrischer Strahl besitzt infolge der Wirkung der Oberflächenspannung einen Krümmungsdruck  $P$ , der mit kleiner

werdendem Durchmesser des Strahles zunimmt. Dieser Krümmungsdruck  $P$  ist bestrebt, den Strahl zusammenzuhalten. Die den Strahl auflockernden Querkräfte müssen also zunächst  $P$  überwinden. Der Krümmungsdruck  $P = \gamma \frac{1}{R}$  nimmt mit kleiner werdendem

dem Düsenlochdurchmesser zu, woraus sich der zusätzliche Einfluss der Düsenbohrung erklärt.

Durch entsprechende Zusammenstellung dieser einzelnen konstruktiven Einflussgrössen der Düse ist es nun möglich, die für motorische Prinzipuntersuchungen unerlässlich notwendige Variation der Kraftstoffaufbereitung durchzuführen, wobei der Strahlaufbau und die Strömungsform des Strahles in homogener Weise zwischen zwei Extremen abwandelbar ist.

Im folgenden seien die Ergebnisse der Untersuchungen einiger dieser Düsen angeführt: Die Düsen selbst wurden trotz der zur Zeit schwierigen Verhältnisse von der Firma Bosch - Stuttgart in dankenswerter Weise angefertigt.

Zur Methodik der Strahluntersuchungen sei noch folgendes gesagt.

Die Untersuchungen wurden stets mit der gleichen Einspritzmenge von  $46 \text{ mm}^3/\text{Hub}$  bei  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  Pumpenumdrehungen gemacht. Der Abspritzdruck lag zwischen 120 - 150 ata. Neben der Ermittlung der Eindringtiefen und der Strahlvolumina wurden die Strahlen auf ihre Brennstoffverteilung und Zerstäubungsintensität hin untersucht. Es wurden in gleichbleibender Entfernung von der Düsenvorderkante Plastilinabdrücke vom Strahl genommen, wobei eine gleichbleibende Anzahl Aufspritzungen auf die Plastilinscheibe gegeben wurde. Die Abdrücke sind demnach untereinander direkt vergleichbar. Mittels dieser Abdrücke erhält man Einblick in die Brennstoffverteilung und Durchschlagskraft des Strahles. Anschliessend wurde die Strömungsform des Strahles im Vacuum photographiert, woraus sich auf die Wirkung der Anfangsstörung der Düse sowie auf das weitere Verhalten des Strahles unter Hinzutritt der äusseren Luftkräfte schliessen lässt (siehe Kraftfahrttechn. Forsch.-Heft 57). Die Aufnahmen bei dieselmotorischer Luftdichte zeigen zum Schluss die Zerstäubungsintensität.

Die Strahlaufnahmen der Düsen Bild 14 bis 40 sind in der Reihenfolge von geringster Durchschlagskraft und dabei vollkommen homogener Brennstoffverteilung im Strahl bis zur Düse mit gerade entgegengesetzter Strahlform, also bis zu einem Strahl grosser Durchschlagskraft bei vollkommen geballter Strahlform und geringer Zerstäubung geordnet hier aufgeführt.

Die Aufnahmen im Vacuum Bild 15, 18, 21, 25, 31, 37 verdeutlichen klar den Einfluss der Anfangsstörung. Mit abnehmen-

dem Sitzwinkel  $\alpha$  und kleiner werdendem Lochdurchmesser nähert sich die Strahlform - ausgehend von grösster Auflockerung - mehr und mehr vollkommener Ballung.

Dabei bleibt - und das erscheint gefühlsmässig als wichtigselbst beim vollkommen geballten Strahl der Düse 08/90 (in den Bezeichnungen für die Düsen Bild 12 bedeutet die erste Zahl den Lochdurchmesser in 1/10 mm, die zweite Zahl den Nadelsitzwinkel  $\alpha$  in Grad.) die charakteristische Rauigkeit der Strahl-oberfläche erhalten, die für den Angriff der zerstäubenden Luftkräfte von Bedeutung ist. Diese Rauigkeit der Strahl-oberfläche ist wahrscheinlich auf eine gewisse Turbulenz im Strahl zurückzuführen.

Die Plastilinabdrücke zunächst der Strahlen im Vacuum (Bild 14, 17, 20, 24, 29, 30, 35, 36) geben anschaulich Aufschluss über die Wirkung der Anfangsstörung der Düse auf die Kraftstoffverteilung im Strahlquerschnitt. Die Gleichmässigkeit der Verteilung des Strahles der Düse 20/120 (Bild 14) geht bei den Abdrücken der folgenden Strahlen mehr und mehr verloren und wird ersetzt durch zunehmende Verlagerung des Kraftstoffes in die Strahlachse. Es tritt also immer stärker werdende Kernbildung ein. Der Strahl der Düse 08/90 ist schliesslich fast nur Kernstrahl und besitzt sehr grosse Durchschlagskraft (Bild 29, 30).

Denselben Eindruck vermitteln ebenfalls die Plastilinabdrücke der Strahlen beim Spritzen in verdichtete Luft von 15 ata (Bild 22, 28, 27, 32, 33, 38, 39). Die Strahlen sehr homogener Aufbereitung der Düsen 20/120 und 20/90 ergaben in verdichteter Luft überhaupt keinen Abdruck.

Die bei 15 ata Luftgedruck gemachten Strahlaufnahmen Bild 16, 19, 23, 28, 34, 40 zeigen, wie mit zunehmender Verlagerung des Kraftstoffes in den Strahlkern das Einsetzen der Zerstäubung in Düsenhöhe immer mehr und mehr nachlässt. Die Düse 20/120 Bild 16 zeigt die sofort und sehr intensiv auftretende Tropfenbildung des Strahles, wohingegen beim praktisch vollkommenen Kernstrahl der Düse 08/90 Bild 40 genau das Gegenteil festgestellt werden kann.

Der Einfluss der Grösse des Nadelhubes ist am Beispiel der Düse 08/60 (Vergleich von Bild 20 bis 23 mit Bild 41 bis 43) noch besonders veranschaulicht. Es ist möglich, bei diesen Düsen ganz allgemein die Strömungsform eines harten, geballten Strahles stärker aufzulockern durch Verkleinern des Nadelhubes bis auf ein günstigstes Mass, die Eindringtiefe dabei zu verbessern, die Brennstoffverteilung zu verbessern und die Zerstäubungsintensität zu erhöhen. Dabei nimmt allerdings die Einspritzdauer bei gleicher Einspritzmenge pro Hub durchschnittlich um 50 bis 100 % zu, die Eindringtiefe nimmt bei 15 ata Gegendruck der Luft um ca. 30 bis 40 % ab.

Bild 44 zeigt die Eindringtiefe der verschiedenen Strahlen. Der Strahl mit der geringsten Eindringtiefe (Düse 20/120) besitzt dabei die gleichmässigste Brennstoffverteilung und das grösste Volumen. Die Eindringtiefen der Düsen 08/150 und 08/90, die nicht im Schaubild Bild 44 verzeichnet sind, decken sich fast mit der Linie der Düse 08/120. Es ist demnach also auch möglich, eine Reihe Düsen aufzustellen, die bei gleich grosser Eindringtiefe unter sich verschiedene Brennstoffverteilung aufweisen.

Das folgende Bild 45 zeigt die Volumina der Strahlen. Bei 1 ata Gegendruck der Luft besitzt der Strahl der Düse 20/120 mit der besten Kraftstoffaufbereitung das grösste Volumen. Die Volumina der Strahlen nehmen bei 1 ata Gegendruck mit zunehmender Strahlhärte ab. Bei 15 ata Gegendruck ist der Verlauf ein wenig anderer, da der Strahl mit der besten Kraftstoffverteilung (Düse 20/120) doch stärker abgebremst wird, als der reine Kernstrahl der Düse 08/90. Immerhin zeigt der Strahl der Düse 20/120 bei 15 ata noch seine bedeutende volumenmässige Überlegenheit gegenüber dem Strahl der Düse 08/90.

Aus diesem Schaubild ist der grosse Einfluss der Luftdichte auf das Strahlvolumen deutlich ersichtlich. Bild 46 verdeutlicht nochmals den vorerwähnten Einfluss der Hubbegrenzungen auf das Strahlvolumen der Düse 08/60.

Mit diesen Ergebnissen sind von seiten der Einspritzdüse die Voraussetzungen für die Durchführung von Untersuchungen am Motor gegeben, deren Ziel eine weitere Verbesserung der motorischen Verbrennung zur Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauches und damit Erhöhung der Leistungsausbeute ist.

000735

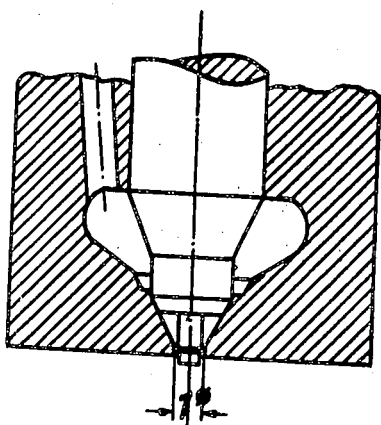
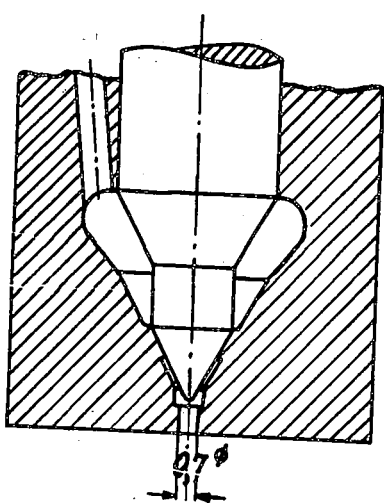
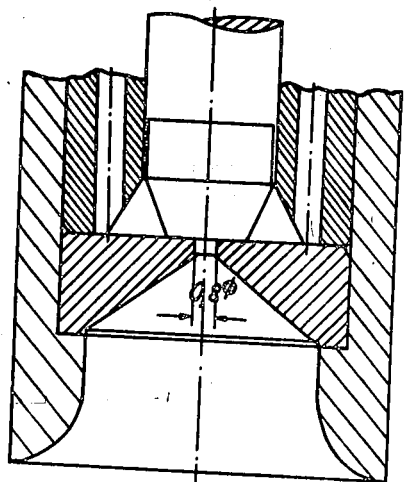
**Zapfendüse****Nadeldüse****Flachsitzdüse**

Bild 1

000736

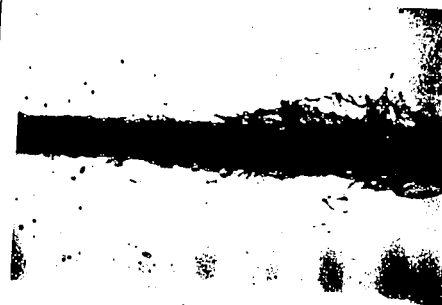
Bild 2: Geballte Strömung, glatte Oberfläche, Vacuum, Gasöl, Flachsitzdüse 0,3 mm  $\phi$ , Maßstab 6 : 1

Bild 3: Geballte Strömung, aufgeraute Oberfläche, Vacuum, Gasöl, Zapfendüse, Maßstab 6 : 1.



Bild 4

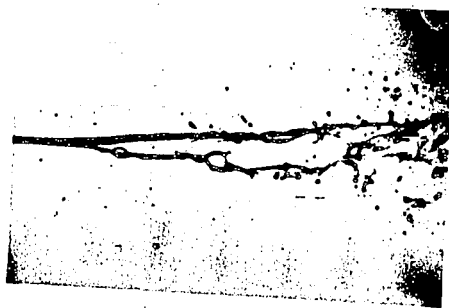


Bild 5

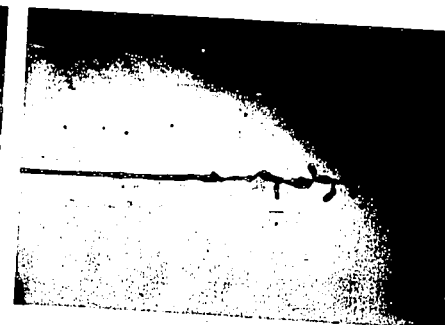


Bild 6

Bild 4, 5, 6: Aufgelockerte Strömung, die in geballte übergeht, Vacuum, Gasöl, Nadeldüse, Maßstab 6:1.



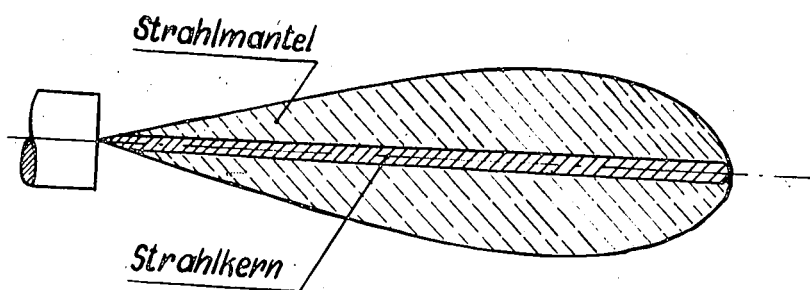
Bild 7: Reine aufgelockerte Strömung, Vacuum, Gasöl, Flachsitzdüse, Maßstab 8 : 1.



Bild 8: Geballte Strömung, 16 ata Gegendruck der Luft, Gasöl, Maßstab 8 : 1.



Bild 9: Aufgelockerte Strömung, 16 ata Gegendruck der Luft, Gasöl, Maßstab 8 : 1.



### Strahl Aufbau (Lochdüse)

Bild 10

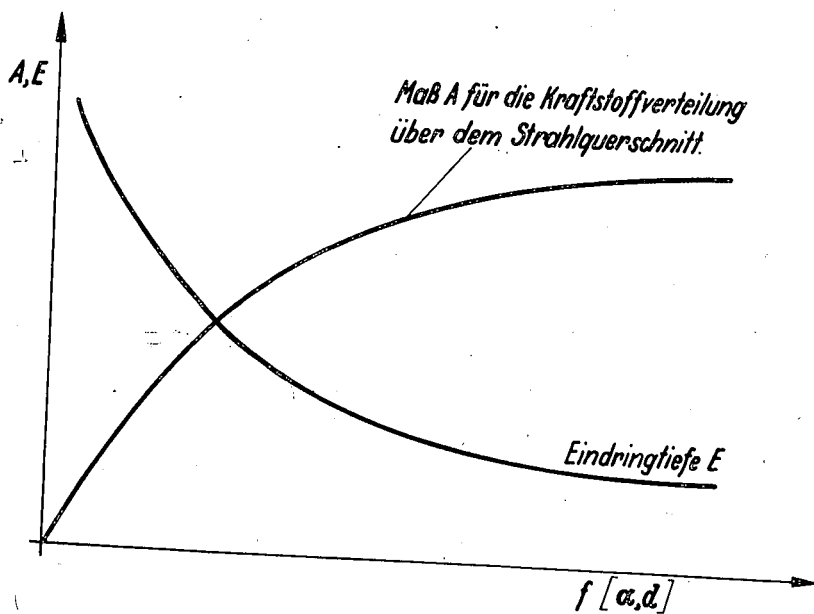


Bild 11

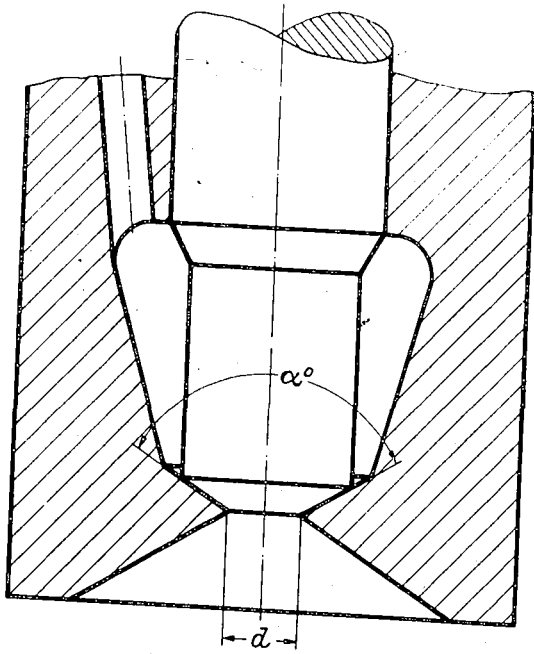
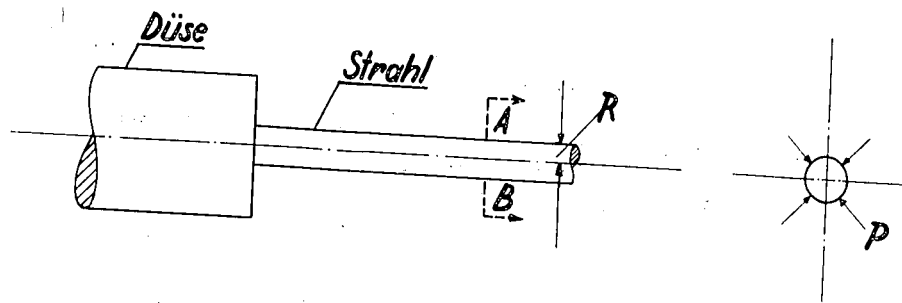


Bild 12



$$Krümmungsdruck P = \gamma \left( \frac{1}{R} \right)$$

$\gamma = \text{Kapillaritätskonstante.}$

Bild 13

Bild 14 - 16: Düse Bild 12,  $\alpha = 120^\circ$ ,  $d = 2 \text{ mm } \phi$ , Pumpendrehzahl  $n = 1000 \text{ Umdr/Min.}$  Spritzmenge  $b = 46 \text{ mm}^3/\text{Hub, Gasöl.}$

Bild 17 - 19: Düse Bild 12,  $\alpha = 90^\circ$ ,  $d = 2 \text{ mm } \phi$ , sonst. Daten wie Abb. 14 - 16.

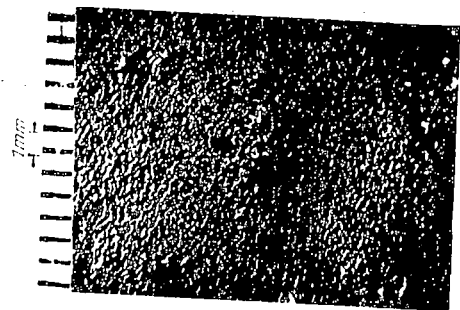
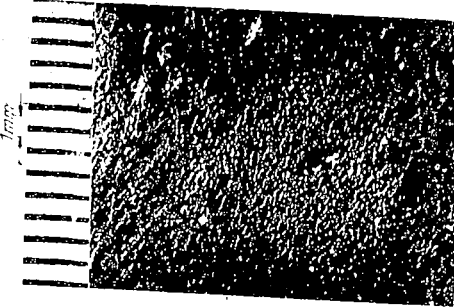


Bild 14: Plastilinabdruck in 50 mm Entfernung von Vorderkante Düse angefertigt. 500 Aufspritzungen.

Bild 17: Plastilinabdruck, 500 Aufspritzungen.

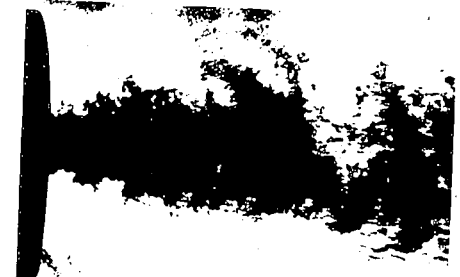


Bild 15: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 18: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.



Bild 16: Strahl bei 15 atm Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 19: Strahl bei 15 atm Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 20 - 23: Düse Bild 12,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \varnothing$   
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.



Bild 20: Plastilinabdruck im Vacuum, 35 Aufspritzungen.



Bild 21: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.



Bild 22: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.



Bild 23: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1

Bild 24 - 28: Düse Bild 12,  $\alpha = 150^\circ$ ,  $d = 0,9 \text{ mm } \varnothing$ ,  
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.



Bild 24: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum, 35 Aufspritzungen.



Bild 25: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.



Bild 26 und 27: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.



Bild 28: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.



Bild 20 - 23: Düse Bild 12,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \varnothing$   
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.



Bild 20: Plastilinabdruck  
im Vacuum, 35 Auf-  
spritzungen.



Bild 21: Strömungsform  
des Strahles im  
Vacuum, Maßstab  
3,6 : 1.



Bild 22: Plastilinabdruck  
des Strahles bei  
15 ata Gegendruck  
der Luft, 35 Auf-  
spritzungen.



Bild 23: Strahl bei 15 ata  
Gegendruck der  
Luft, Maßstab 3,6 : 1

Bild 24 - 28: Düse Bild 12,  $\alpha = 150^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \varnothing$ ,  
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.



Bild 24: Plastilinabdruck  
des Strahles im  
Vacuum, 35 Auf-  
spritzungen.



Bild 25: Strömungsform des  
Strahles im Vacuum,  
Maßstab 3,6 : 1.



Bild 26 und 27: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata  
Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.



Bild 28: Strahl bei 15 ata Gegen-  
druck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 29 - 34: Düse Bild 12,  $\alpha = 120^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \phi$ ,  
sonst. Daten wie Abb. 14 - 16.

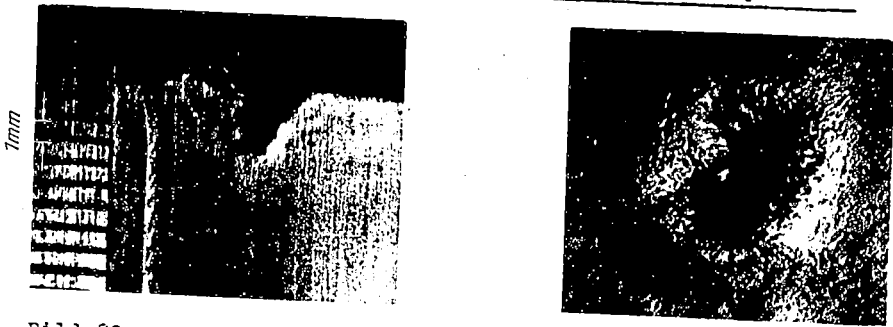


Bild 29 und 30: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum,  
35 Aufspritzungen.

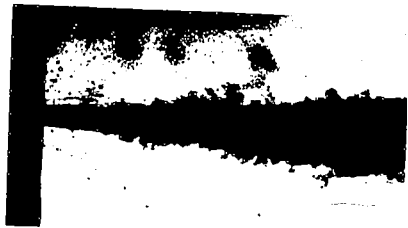


Bild 31: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

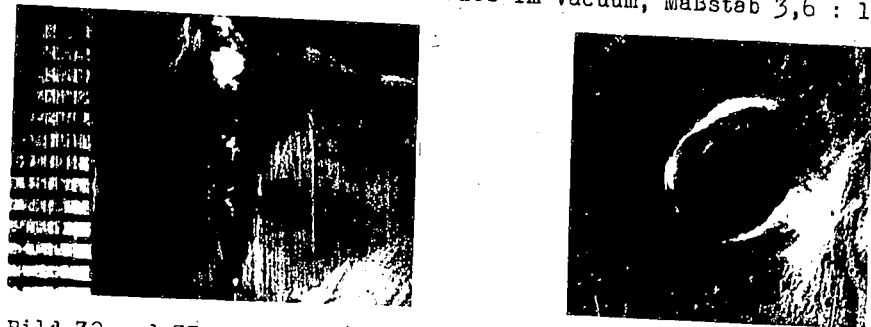


Bild 32 und 33: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegen-  
druck der Luft, 35 Aufspritzungen.



Bild 34: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 35 - 40: Düse Bild 12,  $\alpha = 90^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \phi$ ,  
sonst. Daten wie Abb. 14-16.

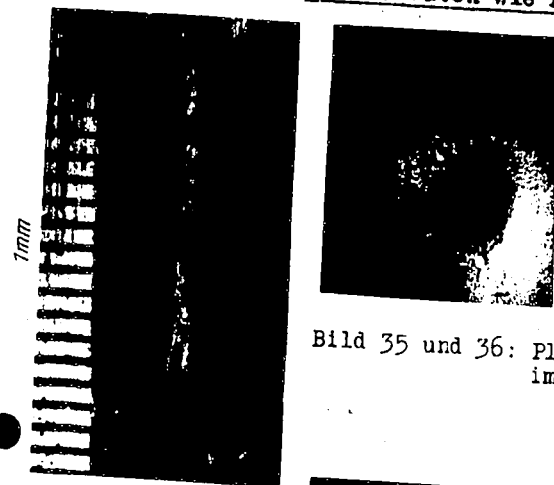


Bild 35 und 36: Plastilinabdruck des Strahles  
im Vacuum, 35 Aufspritzungen



Bild 37: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

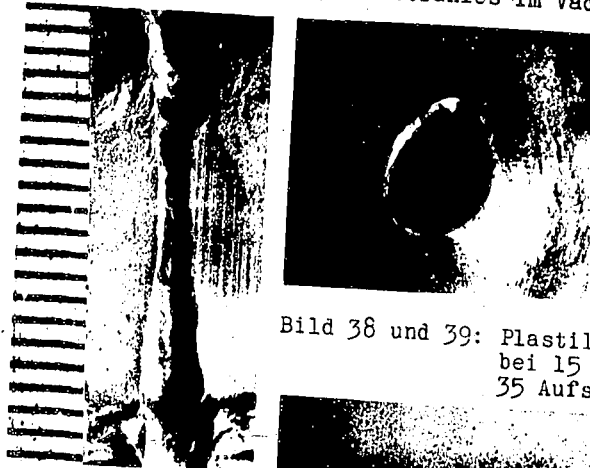


Bild 38 und 39: Plastilinabdruck des Strahles  
bei 15 ata Gegendruck der Luft,  
35 Aufspritzungen.

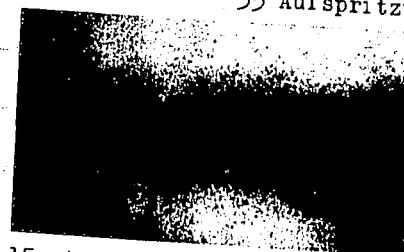


Bild 40: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 41 - 43: Düse Bild 12,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \varnothing$ ,  
Hubbegrenzung. Vergl. hierzu Abb. 20-23.

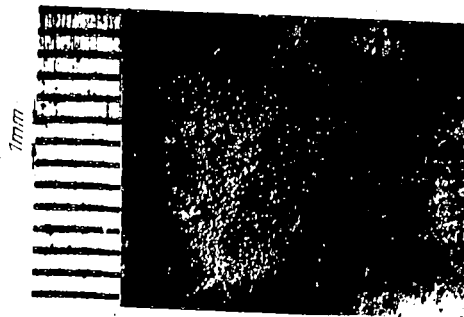


Bild 41: Plastilinabdruck des  
Strahles im Vacuum,  
35 Aufspritzungen.



Bild 42: Strömungsform des  
Strahles im Vacuum,  
Maßstab 3,6 : 1.



Bild 43: Strahl bei 15 ata  
Gegendruck der Luft,  
Maßstab 3,6 : 1.

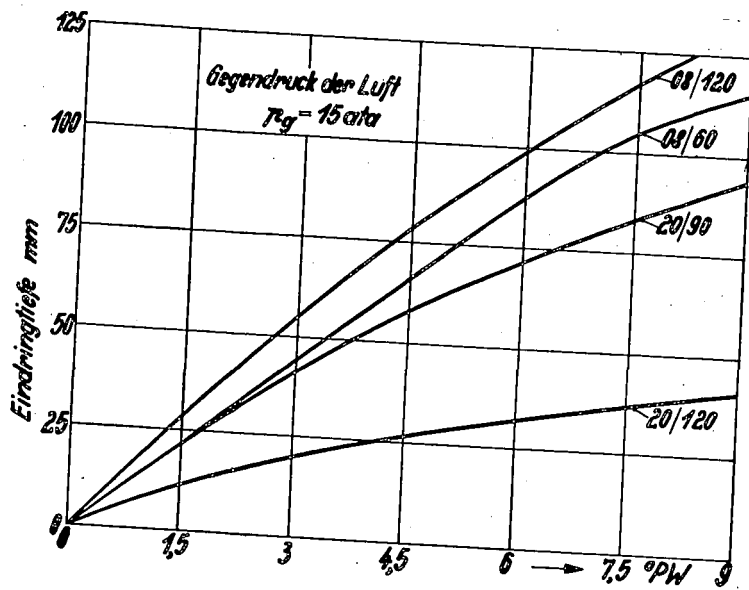


Bild 44

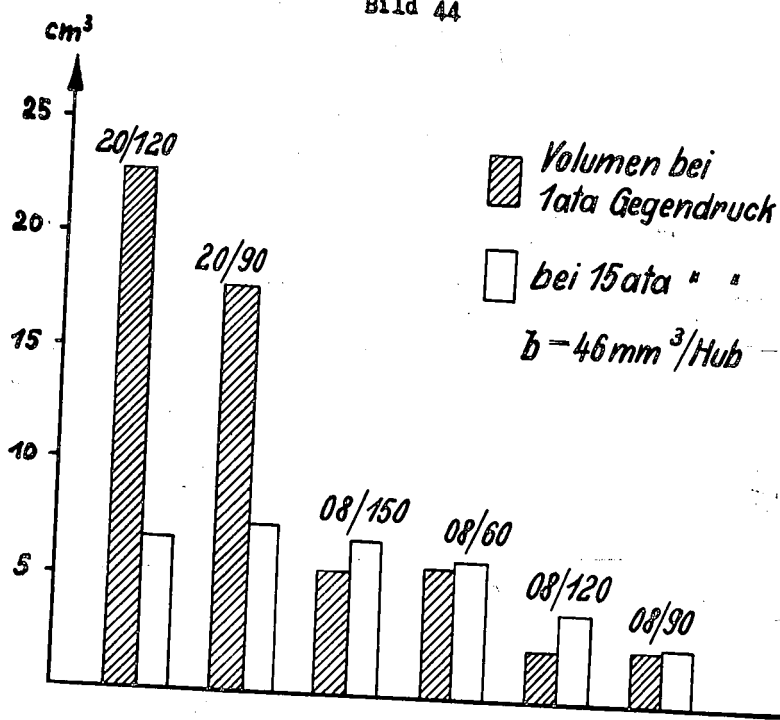


Bild 45

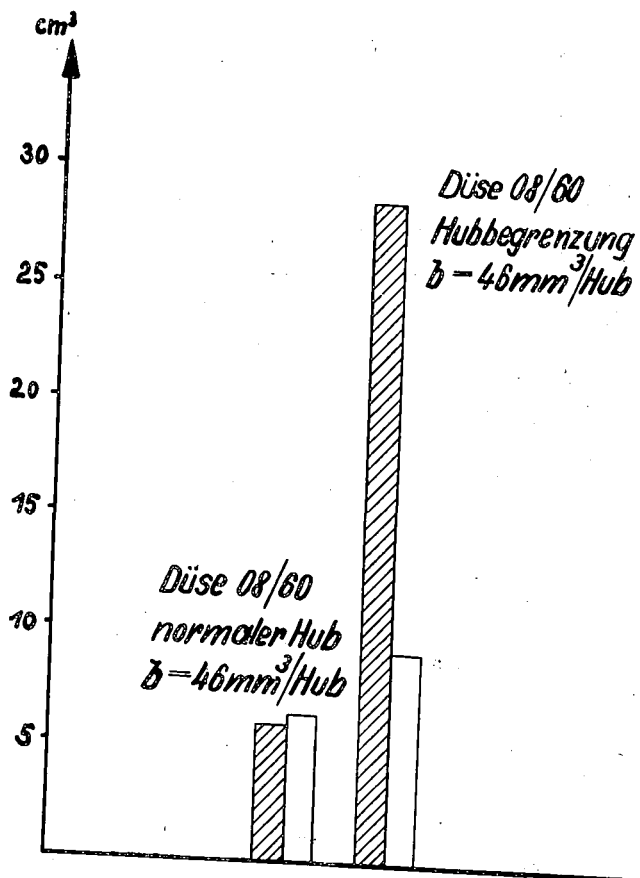


Bild 46.

Aussprache

Auf Vorschlag des Leiters der Tagung, Herrn Prof. Dr.-Ing. List wurde die Aussprache über den Vortrag von Dr.-Ing. O s c h a t z "Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung" mit der über den folgenden Vortrag von Dr.-Ing. Ullmann über den "Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammerdieselmotors" vereinigt.

2. Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammerdieselmotors

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

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden

I. Allgemeine Betrachtungen über die Verluste bei Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor

Um beim schnelllaufenden Dieselmotor einen günstigen spezifischen Brennstoffverbrauch  $b_e$  (g/FSh) und einen hohen mittleren Nutzdruck  $p_e$  (kg/cm<sup>2</sup>) zu erhalten, sind folgende Bedingungen nach Möglichkeit gleichzeitig zu erfüllen:

- 1) Die Ueberschiebverluste (Drosselverluste) sind bei Motoren mit zerklüftetem Brennraum möglichst klein zu halten.
- 2) Die Wärmeübergangsverluste sollen so gering als möglich sein.
- 3) Das Brenngesetz soll günstig sein, so dass sich die Verbrennung unter keinen Umständen über einen zu grossen Teil des Ausdehnungshubes erstreckt.
- 4) Der Luftausnutzungsgrad soll hoch sein, so dass der in den Zylinder eingebrachte Sauerstoff möglichst vollständig zur Verbrennung herangezogen wird.

Bild 1 zeigt schematisch einen zerklüfteten Brennraum mit dem Gasdruck im Teilbrennraum und über dem Kolben, über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Ueberschiebverluste durch einen zu geringen Ueberströmquerschnitt zwischen Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilbrennraum verursacht werden. Diese Drosselwirkung hat zur Folge, dass beim Aufwärtsgang des Kolbens der Gasdruck über dem Kolben höher als im Teilbrennraum ist, während beim Abwärtsgang des Kolbens umgekehrt der Druck im Teilbrennraum höher als der Gasdruck über dem Kolben ist.

Mit einer besonderen Versuchsanlage wurden die Ueberschiebverluste für das Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren ermittelt und die Versuchsergebnisse auf der vorjährigen

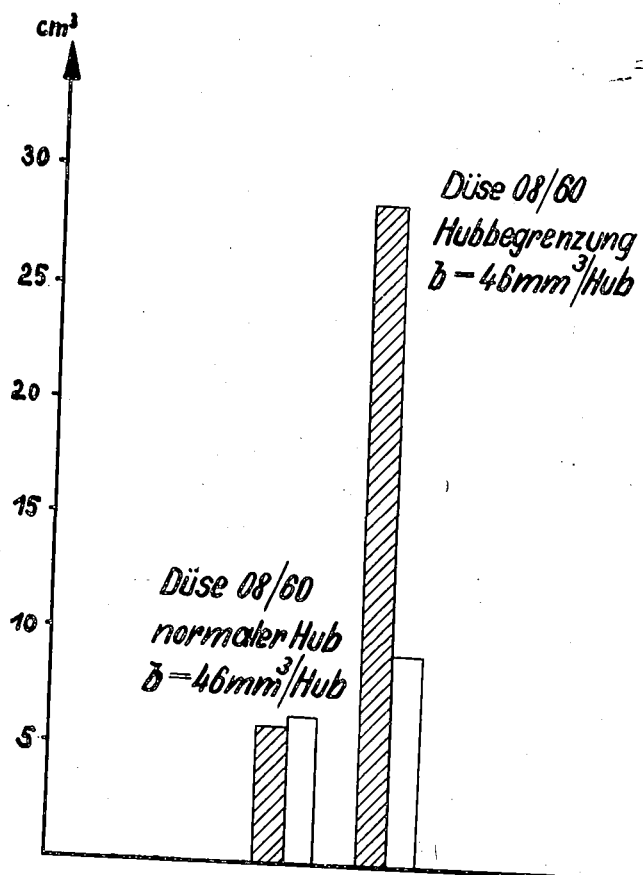


Bild 46.

Aussprache

Auf Vorschlag des Leiters der Tagung, Herrn Prof. Dr.-Ing. List wurde die Aussprache über den Vortrag von Dr.-Ing. O s c h a t z "Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung" mit der über den folgenden Vortrag von Dr.-Ing. Ullmann über den "Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammerdieselmotors" vereinigt.

## 2. Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die

### Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammerdieselmotors

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

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Technischen  
Hochschule Dresden

#### I. Allgemeine Betrachtungen über die Verluste bei Gemisch- bildung und Verbrennung im Dieselmotor

Um beim schnelllaufenden Dieselmotor einen günstigen spezifischen Brennstoffverbrauch  $b_e$  (g/PSh) und einen hohen mittleren Nutzdruck  $p_e$  (kg/cm<sup>2</sup>) zu erhalten, sind folgende Bedingungen nach Möglichkeit gleichzeitig zu erfüllen:

- 1) Die Ueberschiebverluste (Drosselverluste) sind bei Motoren mit zerklüftetem Brennraum möglichst klein zu halten.
- 2) Die Wärmeübergangsverluste sollen so gering als möglich sein.
- 3) Das Brenngesetz soll günstig sein, so dass sich die Verbrennung unter keinen Umständen über einen zu grossen Teil des Ausdehnungshubes erstreckt.
- 4) Der Luftausnutzungsgrad soll hoch sein, so dass der in den Zylinder eingebrachte Sauerstoff möglichst vollständig zur Verbrennung herangezogen wird.

Bild 1 zeigt schematisch einen zerklüfteten Brennraum mit dem Gasdruck im Teilbrennraum und über dem Kolben, über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Ueberschiebverluste durch einen zu geringen Ueberströmquerschnitt zwischen Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilbrennraum verursacht werden. Diese Drosselwirkung hat zur Folge, dass beim Aufwärtsgang des Kolbens der Gasdruck über dem Kolben höher als im Teilbrennraum ist, während beim Abwärtsgang des Kolbens umgekehrt der Druck im Teilbrennraum höher als der Gasdruck über dem Kolben ist.

Mit einer besonderen Versuchsanlage wurden die Ueberschiebverluste für das Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren ermittelt und die Versuchsergebnisse auf der vorjährigen

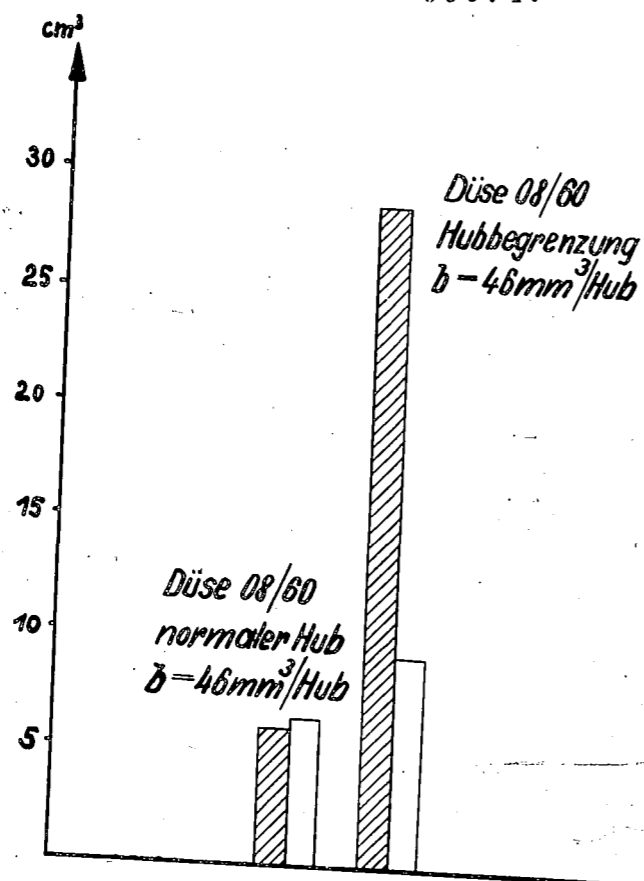


Bild 46.

Aussprache

Auf Vorschlag des Leiters der Tagung, Herrn Prof. Dr.-Ing. List wurde die Aussprache über den Vortrag von Dr.-Ing. O s c h a t z "Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung" mit der über den folgenden Vortrag von Dr.-Ing. Ullmann über den "Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammerdieselmotors" vereinigt.

## 2. Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die

### Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnelllaufenden Wirbelkammerdieselmotors

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

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Technischen  
Hochschule Dresden

#### I. Allgemeine Betrachtungen über die Verluste bei Gemisch- bildung und Verbrennung im Dieselmotor

Um beim schnelllaufenden Dieselmotor einen günstigen spezifischen Brennstoffverbrauch  $b_e$  (g/PSh) und einen hohen mittleren Nutzdruck  $p_e$  (kg/cm<sup>2</sup>) zu erhalten, sind folgende Bedingungen nach Möglichkeit gleichzeitig zu erfüllen:

- 1) Die Ueberschiebverluste (Drosselverluste) sind bei Motoren mit zerklüftetem Brennraum möglichst klein zu halten.
- 2) Die Wärmeübergangsverluste sollen so gering als möglich sein.
- 3) Das Brenngesetz soll günstig sein, so dass sich die Verbrennung unter keinen Umständen über einen zu grossen Teil des Ausdehnungshubes erstreckt.
- 4) Der Luftausnutzungsgrad soll hoch sein, so dass der in den Zylinder eingebrachte Sauerstoff möglichst vollständig zur Verbrennung herangezogen wird.

Bild 1 zeigt schematisch einen zerklüfteten Brennraum mit dem Gasdruck im Teilbrennraum und über dem Kolben, über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Ueberschiebverluste durch einen zu geringen Ueberströmquerschnitt zwischen Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilbrennraum verursacht werden. Diese Drosselwirkung hat zur Folge, dass beim Aufwärtsgang des Kolbens der Gasdruck über dem Kolben höher als im Teilbrennraum ist, während beim Abwärtsgang des Kolbens umgekehrt der Druck im Teilbrennraum höher als der Gasdruck über dem Kolben ist.

Mit einer besonderen Versuchsanlage wurden die Ueberschiebverluste für das Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren ermittelt und die Versuchsergebnisse auf der vorjährigen

Tagung des Arbeitskreises aufgezeigt. (s. "Deutsche Kraftfahrtforschung" Zwischenbericht Nr. 91, Seite 68-70, und 90-91).

Bild 2 zeigt die Ueberschiebverluste des Vorkammer- und Wirbelkammerverfahrens über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  (m/sek) aufgetragen. Die Ueberschiebverluste wurden durch die Verluste unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  (kg/cm<sup>2</sup>) verglichen werden können. Die Vorkammer nahm 30 %, die Wirbelkammer 70 % des gesamten Verdichtungsraumes ein. Die Ueberströmquerschnitte werden in beiden Fällen so gewählt, dass die Kammerkonstante  $K$  die in der Praxis für Vor- und Wirbelkammermaschinen bei  $c_m = 12$  m/sek üblichen Werte aufweist. Bei der Vorkammer betrug  $K = 1,80 \cdot 10^{-3}$  und bei der Wirbelkammer war  $K = 9,0 \cdot 10^{-3}$ . Die Vorkammerkonstante  $K$  wurde errechnet nach der Formel (Annahme  $\mu = 1$ ):

$$K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_0}}{n \cdot V_h}$$

die von Fischinger angegeben wurde. In diese Formel ist einzusetzen der Ueberströmquerschnitt  $f$  in cm<sup>2</sup>, die Gastemperatur  $T_0$  zu Beginn der Kompression in °K, die Drehzahl  $n$  in U/min und das Zylinderhubvolumen  $V_h$  in Liter. Obgleich bei der Wirbelkammer der abgeschnürte Teilbrennraum mehr als doppelt so gross als der der Vorkammer ist, so sind trotzdem die Ueberschiebverluste bei der Vorkammer erheblich grösser als bei der Wirbelkammer, da die Ueberströmquerschnitte der Wirbelkammer 5 x so gross als die der Vorkammer sind. Die Kurve für die Vorkammer zeigt, dass die Ueberschiebverluste einen fühlbaren Anteil der Nutzleistung ausmachen können. Eine Senkung der Ueberschiebverluste kann erreicht werden, indem entweder der abgeschnürte Brennraumanteil so klein wie möglich (z.B. neues Lanova-Verfahren), oder aber bei Belassung der Grösse des abgeschnürten Brennraumanteiles der Ueberströmquerschnitt so gross wie möglich gemacht wird (z.B. Saurer-Verfahren, neues MAN-Verfahren).

Um die Wärmeübergangsverluste zu senken, ist die Brennraumoberfläche möglichst klein zu halten, weiter ist darauf hinzuweisen, dass eine kräftige Gasbewegung die Wärmeübergangsverluste erheblich steigert, da die Wärmeübergangszahlen mit der Gasgeschwindigkeit stark anwachsen. Wenn daher zum Zwecke der Gemischbildung eine Brennraumzerklüftung angewendet wird, so ergibt dies ungünstigerweise ausser einer Vergrösserung der Brennraumoberfläche auch noch eine Vergrösserung der Gasbewegung. Man wird sich daher bemühen, wenigstens die Gasgeschwindigkeiten im Brennraum durch die Wahl grosser Ueberströmquerschnitte möglichst klein zu machen, um die durch die Gasbewegung verursachten zusätzlichen Wärmeverluste zu vermindern.

An dieser Stelle muss noch darauf hingewiesen werden, dass grundsätzliche Versuche über die Abhängigkeit der Wärmeübergangsverluste vom Gasdruck und von der Gasgeschwindigkeit für den schnelllaufenden Verbrennungsmotor noch ausstehen.

Bild 3 zeigt schematisch ein Druck-Zeit-Diagramm, bei dem infolge zu langsamen Durchbrennens des Gemisches eine merkbare Wärmezufuhr noch 90° KW nach OT. zu verzeichnen ist (ungünstiges Brenngesetz). Durch diese zu grosse Durchbrennzeit des Gemisches wird der thermische Wirkungsgrad des Motors erheblich verschlechtert, da der Wirkungsgrad eines abbrennenden Brennstofftröpfchens um so schlechter ist, in je grösserem Abstand von OT. es verbrennt. Beim Dieselmotor ist besonders bei hohen Drehzahlen der Verlust infolge zu grosser Durchbrennzeit meist erheblich. In vielen Fällen stellt die zu grosse Durchbrennzeit bei hohen Drehzahlen die Hauptverlustquelle dar. Es ist daher verständlich, dass man bei Arbeitsverfahren mit abgeschnürten Brennraumteilen trotz erheblicher Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste noch einen verhältnismässig guten spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  herausholen kann, wenn es durch die Brennraumzerklüftung gelingt, kurze Durchbrennzeiten zu erhalten.

Ein hoher Luftausnutzungsgrad kann nur durch sehr gute Gemischbildung erreicht werden. In vielen Fällen war es möglich, ein Luftverhältnis von  $\lambda = 1,2$ , ja von  $\lambda = 1,0$  an der Rauchgrenze zu erhalten. Es war daher möglich, sehr hohe mittlere Nutzdrücke von  $p_e = 7,5$  bis  $9,0$  kg/cm<sup>2</sup> ohne Ueberladung der Maschine zu verwirklichen. Meist wurde aber dieser hohe Luftausnutzungsgrad mit starker Luftbewegung und entsprechend schlechterem Wirkungsgrad erkauft.

Es erscheint nahezu unerreichbar, gleichzeitig geringe Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste, und eine kurze Durchbrennzeit bei hohem Luftausnutzungsgrad zu erreichen. Bei einigen dieselmotorischen Arbeitsverfahren wurde eine kräftige Luftbewegung zur Gemischbildung herangezogen, wodurch ein hoher Luftausnutzungsgrad und meist auch ein günstiges Brenngesetz gewährleistet war. Die hohen Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste wurden dabei in Kauf genommen und mittlere Nutzdrücke von  $p_e = 8,0$  bis  $9,0$  kg/cm<sup>2</sup> bei einem spez. Brennstoffverbrauch von  $b_e = 180$  bis  $220$  g/PSh erreicht. Die günstigeren Werte sind dabei bei Motoren mit verhältnismässig grossem Hubraum je Zylinder zu finden.

Eine andere Entwicklungsrichtung wandte sich mehr dem sparsameren Motor zu, der auf einen sehr hohen Luftausnutzungsgrad verzichtet, dafür aber wesentlich geringere Ueberschieb- und Wärmeverluste aufweist. Bei solchen Arbeitsverfahren werden mittlere Nutzdrücke von  $p_e = 6,0$  bis  $7,0$  kg/cm<sup>2</sup> bei einem spez. Brennstoffverbrauch von  $b_e = 150$  bis  $180$  g/PSh erreicht. Auch



hier sind die günstigeren Werte bei Motoren mit grossem Zylinderhubraum zu finden.

Das Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden hat sich die Aufgabe gestellt, die bei den verschiedenen dieselmotorischen Arbeitsverfahren auftretenden Verluste quantitativ zu erfassen (Verlustteilung). Insbesondere soll untersucht werden, in welchem Umfange bei den einzelnen Arbeitsverfahren durch Variation aller Einflussgrössen die Energie der für die Gemischbildung erforderlichen Luftbewegung gesenkt werden kann.

Eine für die Gemischbildung wesentliche Einflussgrösse ist durch den mehr oder weniger gut zerstäubten Brennstoffstrahl gegeben. An unserem Institut soll untersucht werden, inwieweit bei verschiedenen Brennraumformen mit Düsen verschiedener Zerstäubungsgüte und Eindringtiefe in Zusammenarbeit mit verschiedener Richtung der Luftbewegung (Gegenstrom, Querstrom, Gleichstrom) der Verbrennungsablauf beeinflusst werden kann. Gleichzeitig wird den dabei auftretenden Verlusten nachgegangen werden. Wir sind der Ansicht, dass bei richtiger Abstimmung aller Einflussgrössen mit noch erträglichen Luftgeschwindigkeiten von 40 bis 80 m/sek eine gute Gemischbildung noch sichergestellt werden kann. Bei so niedrigen Gasgeschwindigkeiten sind aber die Ueberschieb- und zusätzlichen Wärmeübergangsverluste noch als günstig zu bezeichnen.

Bis zur Fertigstellung von Versuchsanlagen, die die Untersuchung jeder beliebigen Brennraumform in Zusammenarbeit mit den verschiedensten Strahlformen bei verschiedenen Luftgeschwindigkeiten ermöglichen werden, wurden zunächst Versuche an einem kleinen Wirbelkammermotor angestellt. Das Wirbelkammerverfahren wurde aus dem Grund gewählt, dass dieses Arbeitsverfahren bei einigen Werken im Grossserienbau verwendet wird, während bei anderen Werken Wirbelkammermaschinen sich in der Entwicklung befinden. Es wurde ein kleiner rasch laufender Motor von nur 650 cm<sup>3</sup> (Bohrung = 80 mm, Hub s = 130 mm) Zylinderhubraum gewählt, mit dem eine maximale Drehzahl von n = 3000 U/min erreicht werden konnte, wobei die mittlere Kolbengeschwindigkeit c<sub>m</sub> = 13,1 m/sek betrug. Motoren von ähnlichen Zylinderabmessungen werden bei einem bekannten Werk in grösseren Serien gebaut.

Bild 4 zeigt den Brennraum des Motors, wobei die Wirbelkammer einen Durchmesser von nur 36 mm aufweist. In die Wirbelkammer war eine Glühchale eingebaut, die bei Last hohe Temperaturen annahm, da sich zwischen der Glühchale und dem relativ kalten Zylinderdeckel ein geringer Luftspalt befand.

Es ist eine bekannte Tatsache, dass es erhebliche Schwierigkeiten macht, bei rasch laufenden Dieselmotoren von geringem Zylinderhubvolumen (V<sub>h</sub> = 700 cm<sup>3</sup>) hohe mittlere Nutzdrücke

$p_e$  kg/cm<sup>2</sup> und niedrige spezifische Brennstoffverbräuche  $b_e$  g/PSh zu erreichen. Ein  $p_e$  max von 7,0 kg/cm<sup>2</sup> und ein  $b_e$  min von 200 g/PSh müssen bei so kleinen Motoren schon als sehr günstige Werte bezeichnet werden. Erschwerend kam weiterhin die Forderung der wirtschaftlichen Erreichung der hohen Drehzahl von n = 3000 U/min hinzu. Unter diesen Gesichtspunkten müssen daher die folgenden Versuchsergebnisse gewertet werden.

Beim Wirbelkammerverfahren ist es leicht möglich, den Ueberströmquerschnitt f zwischen Zylinder und Wirbelkammer zu verändern, so dass die Gasgeschwindigkeit im Ueberströmquerschnitt und damit die Wirbelenergie in weiten Grenzen beeinflusst werden kann.

Auf Bild 4 wurde der Brennstoffstrahl einer hart spritzenden Düse für Vollastbetrieb eingezeichnet, um zu zeigen, wie gering die Abmessungen des Brennraumes gegenüber der Strahlmenge bei Einspritzende sind. Die Eindringtiefe des Brennstoffstrahles wurde unter Berücksichtigung der Luftdichte am Ende des Verdichtungshubes eingetragen. Aus Bild 4 ist daher eine der Schwierigkeiten zu erkennen, mit denen der Motor zu kämpfen hat, da bei kleiner werdenden Zylinderabmessungen im allgemeinen die Masse des Brennraumes rascher zusammenschrumpfen, als die Eindringtiefe des Brennstoffstrahles bei abnehmender Einspritzmenge. Es ist daher damit zu rechnen, dass die Wandbeaufschlagung durch den Brennstoffstrahl um so intensiver wird, je geringer der Zylinderhubraum ist.

Wenn in den folgenden Ausführungen der Ausdruck harter und weicher Strahl verwendet wird, so sei darauf hingewiesen, dass unter einem weichen Brennstoffstrahl ein aufgelockertes Strahl von geringer Eindringtiefe und unter einem harten Strahl ein solcher von grosser Eindringtiefe und von kompaktem Aufbau verstanden werden soll. Ich folge hierbei der Ausdrucksweise von Oschatz (Deutsche Kraftfahrtforschung, Zwischenbericht 91, Seite 95). In seinem heutigen Vortrag hat Oschatz aufgezeigt, in wie starkem Umfange Aufbau und Eindringtiefe der Strahlen bei verschiedener Düsegestaltung variiert werden konnte. Für die Versuche stellte Oschatz mehr oder weniger weiche bzw. harte Düsen zur Verfügung.

Bild 5 zeigt, wie stark die Eindringtiefe der verwendeten Spezialdüsen verändert werden konnte, wobei dieses Bild dem Vortrag von Oschatz entnommen wurde. Bei den Versuchen wurden ausser den Spezialdüsen von Oschatz auch eine Reihe handelsüblicher Düsen verwendet. Es sei darauf hingewiesen, dass die weichsten bzw. härtesten handelsüblichen Düsen weder in Bezug auf Härte noch in Bezug auf Weichheit die Werte der Spezialdüsen von Oschatz erreichten. Die Versuchsergebnisse mit den weichen bzw. harten handelsüblichen Düsen liegen daher

innerhalb der folgenden nach Härte der Brennstoffstrahlen geordneten Versuchsergebnisse. Die Versuchsbewerte wurden jedoch stets mit Spezialdüsen erreicht.

## II. Die Versuchsergebnisse

### 1) Einfluss der Energie der Luftbewegung und der Zerstäubungsgüte des Brennstoffstrahles auf Leistung und Verbrauch

Der Gemischbildungsvorgang kann einerseits durch die Richtung und Intensität der Luftbewegung, andererseits aber auch durch die Zerstäubungsgüte der Einspritzdüse beeinflusst werden. Es ist daher anzunehmen, dass die für eine gute Gemischbildung erforderliche Intensität der Luftbewegung um so geringer sein wird, je besser die gemischbildenden Eigenschaften des Brennstoffstrahles in bezug auf Zerstäubungsgüte und richtige Eindringtiefe sind. Trägt man daher auf Bild 6 als Abszisse die durch die Düse veränderbare Aufbereitungsgüte des Brennstoffstrahles auf, so wird die für eine gute Gemischbildung zusätzlich noch erforderliche Energie  $E$  oder Intensität der Luftbewegung in  $\frac{\text{mkg}}{\text{Liter angesaugte Luft}}$  um so geringer werden, je besser die Aufbereitungsgüte des Brennstoffstrahles ist.

Je geringer nun die für eine gute Gemischbildung noch erforderliche Energie  $E$  der Luftbewegung ist, um so geringer sind die Überschiebverluste und die durch die Luftbewegung zusätzlich verursachten Wärmeübergangsverluste. Für die Wirtschaftlichkeit des Motors ist es daher von Bedeutung, mit möglichst geringer Energie der Luftbewegung auszukommen. Der Aufbereitungsgüte des Brennstoffstrahles ist daher eine erhöhte Aufmerksamkeit zu schenken.

Das Volumen der Wirbelkammer betrug 67 % des gesamten Verdichtungsraumes und der serienmässig verwendete Ueberströmquerschnitt  $f_n$  vom Hubraum zur Wirbelkammer  $1,0 \text{ cm}^2$ . Mit  $n = 2800 \text{ U/min}$ ,  $f = f_n = 1,0 \text{ cm}^2$ ,  $v_h = 0,652 \text{ l}$ ,  $\mu = 1,0$  und  $T_0 = 330^\circ \text{ K}$  erhalten wir für die Ueberströmkonstante

$$K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_0}}{n \cdot v_h} = \frac{1,0 \cdot 1,0 \cdot 18,2 = 18,2}{2800 \cdot 0,652} = 10,0 \cdot 10^{-3}$$

Zunächst wurde ein Zylinderdeckel mit normalem Ueberströmquerschnitt  $f = f_n = 1,0 \text{ cm}^2$  und mit Glühchale verwendet. Als Einspritzrichtung wurde die Richtung I (Querstrom. Bild 4) gewählt. Dieser Zylinderdeckel wurde nun mit einer Anzahl

verschiedener Einspritzdüsen bei Vollast und Teillast untersucht.

Bild 7 zeigt die max. erreichbaren mittleren Nutzdrücke  $p$  in Abhängigkeit von der Drehzahl für Brennstoffstrahlen verschiedener Härte. Es ist zu erkennen, dass mit harten Strahlen insbesondere im mittleren und hohen Drehzahlgebiet wesentlich bessere Werte als mit weichen Strahlen erreicht werden. Die bei harten Strahlen auftretende kräftige Beaufschlagung der Glühchale (siehe Bild 4) ist daher keineswegs von Nachteil.

Bild 8 zeigt den spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  in g/PSH in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Härte der Brennstoffstrahlen für den mittleren Druck  $p_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2 = \text{konst.}$  Die Abhängigkeit des spez. Brennstoffverbrauches von der Last ist auch als günstig zu bezeichnen. Für  $n = 1500 \text{ U/min}$  wurde auf Bild 8 durch eine Tabelle gezeigt, dass auch bei  $p_e = 7,0 \text{ kg/cm}^2$  der spez. Brennstoffverbrauch nur  $b_e = 209 \text{ g/PSH}$  beträgt. Aus Bild 8 ist zu ersehen, dass die günstigsten Verbräuche mit harten Strahlen erreicht werden. Es sei noch erwähnt, dass diejenige Düse, die bei Vollastbetrieb Bestwerte zeigte, sich auch bei Teillast den anderen Düsen überlegen zeigte.

Eine einwandfreie Deutung der Versuchsergebnisse von Bild 7 und 8 ist z. Zt. noch nicht möglich. Blume stellte an der heißen Bombe Aufspritzversuche an (Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 53, S. 23-24). Der Einspritzvorgang erfolgte hierbei in eine grössere Bombe, die mit heisser, ruhender Luft von  $t = 390-465 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $p = 31 \text{ ata}$  gefüllt war. In einem Abstand von 40 mm von der Einspritzdüse befand sich senkrecht zum Brennstoffstrahl eine gekrümmte Platte. Durch Zeitlupenaufnahmen wurde gezeigt, dass der Strahl an der Aufprallstelle nicht etwa reflektiert wurde, sondern vielmehr an der Platte "klebend" sich nach allen Seiten ausbreitete, wie Bild 9 zeigt. Eine Reflexion erfolgte nur bei den Brennstoffteilen, des Strahles, die bereits gut mit Luft durchmischt sind, also am Strahlrande. Die Zeitlupenaufnahmen von Blume zeigen weiter, dass das Abtrennen dieser an der Wand klebenden Brennstoffteile nur sehr langsam erfolgt. Aus den Versuchen von Blume müsste daher eigentlich gefolgert werden, dass eine senkrechte Wandbeaufschlagung durch den Brennstoffstrahl für die weitere Gemischbildung denkbar ungünstig ist. Die Motorversuche ergeben aber nun das Gegenteil, da Leistung und Verbrauch um so günstiger werden, je kräftiger die Wand durch den Strahl beaufschlagt wird.

Da die Versuchsergebnisse am Motor und an der heißen Bombe nicht übereinstimmen, sind wir gezwungen, die Vorgänge in der heißen Bombe und im Motor etwas näher zu betrachten. Das Volumen der heißen Bombe beträgt 5 Liter, die Lufttemperatur  $t_L = 465 \text{ }^\circ\text{C}$ , der Luftdruck  $p = 31 \text{ ata}$ . Wird nun in

diese Bombe die gleiche Brennstoffmenge wie bei Motorbetrieb eingespritzt, so erfolgt in der Bombe eine nur sehr geringe Drucksteigerung, da die Verbrennung bei ausserordentlich hohen Luftüberschuss erfolgt. Infolge der Wärmeverluste an die Wand und infolge der Undichtigkeitsverluste sinkt anschliessend der Druck in der Bombe langsam ab. Errechnet man aus der Gasgleichung  $P \cdot V = G \cdot R \cdot T_m$  die mittlere Temperatur  $T_m$  der Luftfüllung der Bombe mit Kenntnis des Druckes  $P$  aus der Beziehung  $T_m = \frac{P \cdot V}{G \cdot R}$ , so findet man, dass die mittlere Temperatur  $T_m$

der Bombenfüllung durch die Zündung und Verbrennung des eingespritzten Brennstoffes nur wenig beeinflusst wird, da die Luftfüllung der Bombe bezogen auf die eingespritzte Brennstoffmenge sehr gross ist. Von der mittleren Temperatur  $T_m$  wohl zu unterscheiden ist die örtliche Gastemperatur  $T$  örtlich in der Verbrennungszone, da in dieser Zone während der Verbrennung eine erhebliche Temperatursteigerung zu verzeichnen ist, es dauert eine gewisse Zeit, bis durch Mischung und Wärmeübertragung die örtliche Gastemperatur  $T$  örtlich sich der mittleren Gastemperatur  $T_m$  genähert hat. Bild 10a zeigt schematisch für die heisse Bombe die Abhängigkeit des Druckes  $P$ , der mittleren Temperatur  $T_m$  und der örtlichen Temperatur  $T$  örtlich von der Zeit  $z$ . Es ist nun festzustellen, dass für die Ermittlung der Energieumsetzung während der Verbrennung die mittlere Gastemperatur  $T_m$ , dass aber für die Aufheizung der Brennstofftröpfchen und damit für das Fortschreiten der Verbrennung die örtliche Gastemperatur  $T$  örtlich maßgebend ist. Hieraus folgt, dass nach Einsetzen der Zündung der noch unverbrannte Strahl sehr bald mit Feuergasen von hoher Temperatur in Berührung kommt, die die Aufheizung des eingespritzten Brennstoffes beschleunigen. Liegt nun in der heissen Bombe eine Luftbewegung vor, wie diese z.B. durch das Mitreissen der Luft durch den eindringenden Brennstoffstrahl verursacht wird, so führt diese Luftbewegung dem abbrennenden Brennstoff neuen Sauerstoff zu. Von Bedeutung ist nun, dass diese an den Brennstoff herangeführte Luft im wesentlichen nur die mittlere Gastemperatur  $T_m$  besitzt, so dass die Luftbewegung den Einfluss der hohen örtlichen Temperatur  $T$  örtlich um so rascher abschwächt, je intensiver die Luftbewegung ist. Wie wir sehen werden, liegt hierin ein wesentlicher Unterschied für den Verbrennungsablauf in einer grossen Bombe gegenüber den Vorgängen in den verhältnismässig kleinen Motorbrennräumen. Es sei noch erwähnt, dass die Verbrennungszeiten bei grossen Bomben ein Vielfaches derjenigen betragen, die am Motor gemessen werden.

Bild 10b zeigt schematisch die Vorgänge im Motor. Zu Beginn der Verbrennung erfolgt eine erhebliche Drucksteigerung von z.B. 45 atü auf 60 atü. Es ist nun von Bedeutung, dass die Verbrennung von etwa 30 % des insgesamt eingespritzten Brennstoffes ausreicht, um die oben angegebene Drucksteigerung zu

erhalten. Die restlichen 70 % des eingespritzten Kraftstoffes werden erst nach Erreichung des Spitzendruckes umgesetzt. Bild 10b zeigt, dass die mittlere Gastemperatur  $T_m$  bis zur Erreichung des Spitzendruckes bis auf etwa 900 bis 1100°C ansteigt, während die örtliche Temperatur  $T$  örtlich noch wesentlich höher ist. Besteht nun im Brennraum eine Luftbewegung, so ist es von höchster Bedeutung, dass, im Gegensatz zu den Bombenversuchen, die an den abbrennenden Kraftstoff herangeführte Frischluft sehr bald Temperaturen von 1000°C aufweist. Da der grössere Anteil des eingespritzten Kraftstoffes erst nach Erreichung des Spitzendruckes verbrennt, so ist die Temperatur der durch die Luftbewegung an den Kraftstoff herangeführten Luft noch wesentlich höher als 1000°C. Durch diese hohen Gastemperaturen wird die Verbrennung des Kraftstoffes wesentlich beschleunigt, so dass die Durchbrennzeiten im Motor entsprechend kürzer als in der Bombe werden. Wenn auch im Motor bei fortschreitender Verbrennung der Sauerstoffgehalt der Ladung abnimmt, so wird dies insbesondere während der ersten Hälfte der Verbrennung den Einfluss, der hohen Gastemperaturen nicht aufwiegen. Aus obigen Überlegungen ist die wichtige Folgerung zu ziehen, dass in Zukunft umfangreiche Versuche mit kleinen Bomben in der Grösse der motorischen Brennräume angestellt werden müssen, da in solch kleinen Bomben im Gegensatz zu den grossen Bomben bei der Verbrennung mit geringem Luftüberschuss dem motorischen Betrieb entsprechend erhebliche Druck- und Temperatursteigerungen auftreten, die den Verbrennungsablauf wesentlich beeinflussen.

Da der Verbrennungsablauf in kleinen brennraumähnlichen Bomben, wie eben gezeigt, beschleunigt verläuft, so tritt während der Verbrennung, und zwar bereits zu Beginn derselben, eine durch die Verdrängerwirkung des abbrennenden Kraftstoff-Luft-Gemisches verursachte Luftbewegung auf, deren Intensität in Anbetracht der Schnelligkeit der Verbrennung nicht vernachlässigbar klein sein wird. Hierbei wird voraussichtlich der Ort der Zündung für die weitere Gemischbildung von Bedeutung sein, da von dieser Stelle aus durch die Verdrängerwirkung der Verbrennung die oben erwähnte zusätzliche Luftbewegung ihren Anfang nimmt. Bei Versuchen an grossen Bomben wird diese durch die Verbrennung selbst verursachte Luftbewegung in nur sehr kleinem Umfange auftreten.

Es ist aus Obigem zu ersehen, dass aus den an einer grossen Bombe gewonnenen Versuchsergebnissen nur mit grosser Vorsicht auf die Vorgänge im Motor geschlossen werden darf, Dies gilt insbesondere für die Vorgänge beim senkrechten Aufspritzen auf Platten, wie unsere auf Bild 7 aufgetragenen Versuchsergebnisse zeigen, bei denen im Gegensatz zu den Bombenversuchen die Ergebnisse um so besser werden, je härter das Aufspritzen erfolgt.

Aufbauend auf obigen Überlegungen sei nun versucht, die Versuchsergebnisse von Bild 7 zu deuten. Man könnte z.B. an folgende Möglichkeiten denken:

a) Bei niedrigen Drehzahlen ist die durch die Kolbenbewegung verursachte Luftbewegung in der Wirbelkammer nur verhältnismässig gering. Andererseits ist die für das Durchbrennen zur Verfügung stehende Zeit bei niedriger Drehzahl wesentlich länger als bei hoher Drehzahl. Da nun bei niedriger Drehzahl der Einfluss der Brennstoffstrahlaufbereitung nur sehr gering ist, so könnte man annehmen, dass die durch die Verbrennung selbst verursachte Luftbewegung im Verein mit der durch den Kolben erzeugten geringfügigen Luftbewegung ausreicht, um eine gute Gemischbildung sicherzustellen. In diesem Zusammenhang ist es nun interessant, dass bei  $n = 700$  U/min die Durchbrennzeit gegenüber der bei Versuchen an einer grossen Bombe ermittelten Zeit sehr viel kürzer ist. Da bei dieser geringen Drehzahl die durch den Kolben erzeugte Luftbewegung sehr gering ist, so folgt auch hieraus, dass unbedingt Versuche an kleinen Bomben angestellt werden müssen, um den motorischen Verhältnissen näherzukommen.

b) Bei mittleren und höheren Drehzahlen wird die durch den Kolben erzeugte Luftbewegung rasch stärker. Auch die durch die Verdrängerwirkung der Verbrennung zusätzlich erhaltene Luftbewegung wird kräftiger, da die Verbrennung mit wachsender Drehzahl immer beschleunigter durchgeführt wird. Beide Einflüsse sind für die rasche Gemischbildung von Vorteil. Bild 7 zeigt nun, dass der Einfluss der Brennstoffstrahlaufbereitung durch die Düse um so stärker wirkt, je höher die Drehzahl anwächst, und zwar werden die Versuchsergebnisse um so besser, je härter der Strahl ist. Man könnte daraus schliessen, dass der Kraftstoffstrahl durch die Luftbewegung nach rechts abgedrängt wird (siehe Bild 4) und dadurch die weitere Gemischbildung erschwert. Daraus wäre auch zu verstehen, dass die Verhältnisse um so ungünstiger werden, je weicher der Strahl wirkt, da ein weicher Kraftstoffstrahl stärker als ein harter Strahl abgelenkt wird.

## 2) Aufspritzen auf heisse und kalte Wand

Da eine kräftige Beaufschlagung der Brennraumwand durch den Kraftstoffstrahl auftritt, so wird voraussichtlich die Wandtemperatur an der Auftreffstelle nicht ohne Einfluss sein. Es wurde daher ein Zylinderdeckel gegossen, dessen Wandstärke soweit vergrössert wurde, dass ohne Glühchale dasselbe Wirbelkammervolumen erreicht wurde. Da auch der Ueberströmquerschnitt nicht verändert wurde, so ergab sich der gleiche Brennraum wie auf Bild 4. Da in diesem Falle alle Flächen der Wirbelkammer direkt gekühlt waren, so war dies auch an der Aufprallstelle des Strahles der Fall.

Es wurden nun mit diesem Zylinderdeckel Versuche mit derjenigen Düse angestellt, die am Zylinderdeckel mit Glühchale die Bestwerte ergeben hatte. Bild 11 zeigt die an der Rauchgrenze erzielten Werte des mittleren Druckes  $p_e$  in  $\text{kg/cm}^2$ . Es ist zu erkennen, dass die gut gekühlte Wirbelkammer der Kammer mit Glühchale überlegen ist und zwar auch im Teillastgebiet.

Bild 12 zeigt die Überlegenheit der gut gekühlten Wirbelkammer auch in bezug auf den spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  in g/PSH. Für die Drehzahl  $n = 1500$  U/min wird gezeigt, dass die Lastabhängigkeit des spez. Brennstoffverbrauches bis zu  $p_e = 7,2$   $\text{kg/cm}^2$  nur geringfügig ist.

Aus Bild 11 und 12 ist zu erkennen, dass es vorteilhafter ist, den Kraftstoff auf kalte, als auf heisse Brennraumflächen aufzuspritzen. Zur Erklärung dieser Beobachtung könnte man die Ansicht vertreten, dass beim Aufspritzen des Kraftstoffes auf sehr heisse Wände dieser "verdorben" wird. Hierunter ist zu verstehen, dass die Kraftstoffteile, die unmittelbar mit der heissen Wand in Berührung kommen, durch deren hohe Temperatur chemisch verändert werden, wodurch der weitere Verbrennungsablauf erschwert wird. Zur Klärung dieser Frage müssen noch weitere umfangreiche Versuche angestellt werden.

## 3) Versuche mit Gegenstromeinspritzung

Auf Bild 4 ist zu erkennen, dass durch Umbau der Einspritzdüse der Kraftstoffstrahl auf das Wirbelkammermaul gerichtet werden kann. Man bezeichnet diese Einspritzrichtung mit "Gegenstrom", da gegen Ende des Verdichtungsstages der Kolben nach der Wirbelkammer übergeschobene Luft sich gegenüber dem Kraftstoffstrahl annähernd im Gegenstrom bewegt.

Bild 13 zeigt für den Brennraum "ohne Glühchale" den max. erreichbaren mittleren Nutzdruck  $p_e$  über der Drehzahl aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Gegenstromeinspritzung bei höheren Drehzahlen etwas günstiger als die Querstromeinspritzung ist, während bei tieferen Drehzahlen die Sachlage umgekehrt ist. Von grosser Bedeutung ist aber, dass bei Gegenstromeinspritzung mit allen Düsen annähernd die gleichen Werte für den mittleren Nutzdruck  $p_e$  erhalten wurden. Hieraus folgt, dass die Gemischbildung bei Gegenstromeinspritzung weitgehend von Gestalt und Aufbau des Kraftstoffstrahles unabhängig ist. Lediglich die Ganghärte des Motors war bei Gegenstromeinspritzung härter als bei Querstromeinspritzung. Es ist anzunehmen, dass es durch die Gestaltung des Kammermaules in Verbindung mit geringfügigen Änderungen der Richtung des Kraftstoffstrahles möglich sein wird, die Ganghärte und den mittleren Druck  $p_e$  bei niedrigen Drehzahlen zu verbessern.

Die verhältnismässig geringe Abhängigkeit von Leistung und Verbrauch, von Strahlhärte und Strahl Aufbau bei Gegenstrom-einspritzung im Gegensatz zu den Verhältnissen bei Querstrom-einspritzung könnte dadurch erklärt werden, dass der Kraftstoff bei Gegenstrom durch die Luftbewegung nicht in eine für die weitere Gemischbildung ungünstige Brennraumecke gedrängt werden kann.

Die bei Gegenstrom in der Nähe des Wirbelkammermaules die Brennraumwände beaufschlagenden Kraftstoffteile werden beim "Abblasen" der Wirbelkammer in den Zylinder gerissen und können sich daher der Gemischbildung nicht entziehen.

Abschliessend sei festgestellt, dass zur Zeit noch nicht ausgesagt werden kann, ob beim Wirbelkammerverfahren "Querstrom" oder "Gegenstrom" vorzuziehen ist. Beide Methoden haben gute motorische Ergebnisse gezeitigt. Es kann aber bereits heute ausgesagt werden, dass beim "Querstrom-Verfahren" im Gegensatz zum "Gegenstrom-Verfahren" eine erhebliche Abhängigkeit von Durchschlagkraft und Aufbau des Kraftstoffstrahles vorhanden ist.

#### 4) Einfluss der Energie der Luftbewegung auf Leistung und Verbrauch

Es wurden eine Reihe von Zylinderdeckeln mit verschiedenen grossen Ueberströmquerschnitten hergestellt, und zwar betragen diese Querschnitte  $0,7/1,5/3,0/$  und  $4,0 \cdot f_n$ , wobei  $f_n$  der normal verwendete Querschnitt von  $1 \text{ cm}^2$  war. Ist z.B.  $f = 4 \cdot f_n$ , so beträgt die Luftgeschwindigkeit im Ueberströmquerschnitt nur etwa  $1/4$  der bei  $f = f_n$  vorhandenen Geschwindigkeit und die Energie der Luftbewegung nur etwa  $1/16$  der Energie bei  $f = f_n$ , da die Energie der Luftbewegung sich mit dem Quadrat der Luftgeschwindigkeit ändert.

Bild 14 zeigt für verschiedene Ueberströmquerschnitte bei Einspritzrichtung I (Bild 4) die Abhängigkeit des erreichbaren mittleren Druckes  $p_e$  von der Drehzahl. Es ist zu ersehen, dass sowohl bei niedriger als auch bei hoher Drehzahl eine Verringerung der Luftgeschwindigkeit von Nachteil ist ( $f = 1,5/3,0/4,0 \cdot f_n$ ). Andererseits bringt auch eine Vergrösserung der Wirbelgeschwindigkeit keine Verbesserung mehr ( $f = 0,7 \cdot f_n$ ), da die Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste zu gross werden.

Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass eine Verringerung der bei niedrigen Drehzahlen an und für sich schon geringen Luftgeschwindigkeit (z.B. bei  $n = 700 \text{ U/min}$ ) sich ebenso ungünstig auswirkt, wie bei den hohen Drehzahlen. Hieraus folgt, dass auch bei den niedrigen Drehzahlen auf die an und

für sich sehr geringe Luftgeschwindigkeit im Interesse einer guten Gemischbildung und eines raschen Verbrennungsablaufs nicht verzichtet werden kann!

Bild 15 zeigt einen Vergleich des spez. Brennstoffverbrauchs  $b_e$  in  $g/PSH$  für die Ueberströmquerschnitte  $f = f_n$  und  $f = 0,7 \cdot f_n$ . Es ist zu erkennen, dass die bei  $f = 0,7 \cdot f_n$  erhöhte Energie der Luftbewegung infolge der gesteigerten Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste sich auf den Wirkungsgrad des Motors ungünstig auswirkt.

Von Bedeutung ist weiterhin, dass bei zu grossen Ueberströmquerschnitten die Gemischbildung durch die Verwendung gut zerstäubender Düsen nicht verbessert werden konnte.

#### Zusammenfassung

Bei den dieselmotorischen Arbeitsverfahren treten im wesentlichen die folgenden Verlustquellen auf:

- 1) Die Ueberschiebverluste bei unterteilten Brennräumen mit Drosselstellen.
- 2) Die Wärmeübergangsverluste, die unter anderem von der Brennraumoberfläche und von der Gasgeschwindigkeit abhängen.
- 3) Die Wirkungsgradverluste infolge zu grosser Durchbrennzeit. Diese Verlustquelle hat insbesondere bei hohen Drehzahlen einen grossen Einfluss.
- 4) Der Luftausnutzungsgrad. Dieser ist allerdings nur indirekt als Verlustquelle zu bezeichnen.

Es erscheint nahezu unmöglich, obige Verluste gleichzeitig auf einen Mindestbetrag zu bringen. Meist wird die eine oder andere Verlustquelle bewusst in Kauf genommen, um die übrigen Verluste klein zu halten, z.B. erhält man meist bei verhältnismässig hohen Ueberschiebverlusten kurze Durchbrennzeiten und geringe Luftverhältniszahlen.

Die Gemischbildung kommt im Dieselmotor durch das Zusammenwirken von Luftbewegung und Kraftstoffstrahlauflaufbereitung durch die Düse zustande. Da eine kräftige Luftbewegung Ueberschiebverluste und zusätzliche Wärmeübergangsverluste ergibt, so liegt der Gedanke nahe, durch eine gute Strahlauflaufbereitung eine günstige Gemischbildung auch bei geringer Luftbewegung zu er-

halten. Es wurden daher in dieser Richtung Versuche an einem kleinen, schnellaufenden Wirbelkammerdieselmotor angestellt (Hub = 130 mm, Bohrung = 80 mm,  $V_h = 652 \text{ cm}^3$ ,  $n_{\text{max}} = 3000 \text{ U/min}$ ). Hierbei wurden Spezialdüsen verwendet (Bauart Oschatz), mit denen die verschiedensten Strahlaufbereitungen erhalten werden konnten. Weiterhin wurden auch eine Reihe handelsüblicher Düsen untersucht.

Bei "Querstrom" der Luft gegenüber dem Kraftstoffstrahl zeigte es sich, dass:

- 1) die besten Versuchsergebnisse mit harten Strahlen erreicht wurden,
- 2) Leistung und Verbrauch günstiger werden, wenn der Kraftstoffstrahl auf kalte Brennraumstellen trifft,
- 3) der Verbrennungsablauf ungünstiger wird, wenn die Energie der Luftbewegung durch eine Vergrößerung der Ueberströmquerschnitte gesenkt wird. Die Verwendung sehr gut zerstäubender Düsen bringt auch in diesem Falle keine Besserung.

Die Deutung dieser Versuchsergebnisse ist nicht ohne weiteres möglich, da diese teilweise im Gegensatz zu den in grossen Bomben erhaltenen Erkenntnissen stehen. Es wurden jedoch verschiedene Erklärungsmöglichkeiten aufgezeigt. Weiter wird gezeigt, dass umfangreiche Versuche an kleinen brennraumähnlichen Bomben angestellt werden müssen.

Als Bestwerte wurden mit diesem Motor erreicht bei  $n = 1300 \text{ U/min}$ ,  $P_e \text{ max} = 8,1 \text{ kg/cm}^2$ ,  $b_e = 198 \text{ g/Psh}$  bei  $P_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2$ , bei  $n = 2800 \text{ U/min}$ ,  $P_e \text{ max} = 7,2 \text{ kg/cm}^2$ ,  $b_e = 208 \text{ kg/Psh}$  bei  $P_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2$ .

Da der Motor einen Hubraum von nur  $V_h = 652 \text{ cm}^3$  besass, so sind diese Ergebnisse als gut zu bezeichnen.

Bewegt sich die Luft im "Gegenstrom" zum Kraftstoffstrahl, so zeigen sich Leistung und Verbrauch des Motors weitgehend unabhängig von Härte und Aufbau des Kraftstoffstrahles. Lediglich die Ganghärte der Maschine und der Nutzdruck  $P_e$  waren bei niedrigen Drehzahlen nicht so gut wie bei "Querstrom-Einspritzung". Es ist aber als sicher anzunehmen, dass durch geringfügige Abänderungen am Wirbelkammermaul auch dieser Schönheitsfehler beseitigt werden kann.

Am Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden werden die Versuche an Wirbelkammermaschinen und an Motoren mit anderen Arbeitsverfahren fortgesetzt, um weiteren Einblick in die Probleme bei der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor zu erhalten.

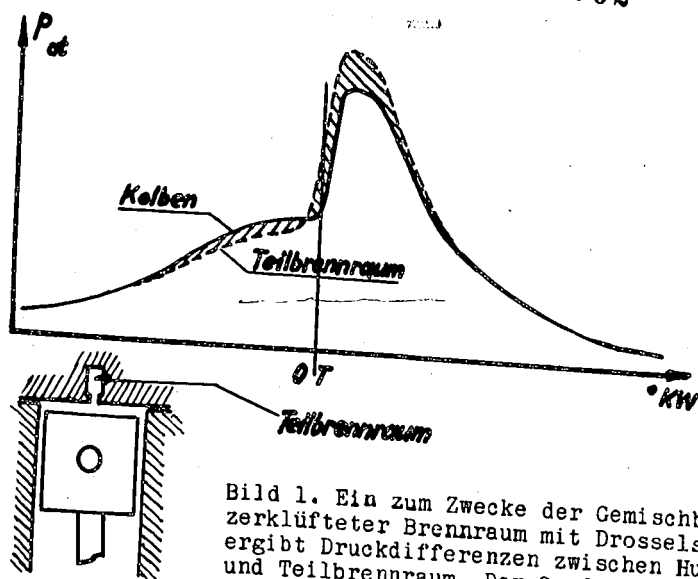


Bild 1. Ein zum Zwecke der Gemischbildung zerklüfteter Brennraum mit Drosselstelle ergibt Druckdifferenzen zwischen Hubraum und Teilbrennraum. Der Gasdruck über dem Kolben unterscheidet sich aber teilweise erheblich vom Druck im Teilbrennraum.

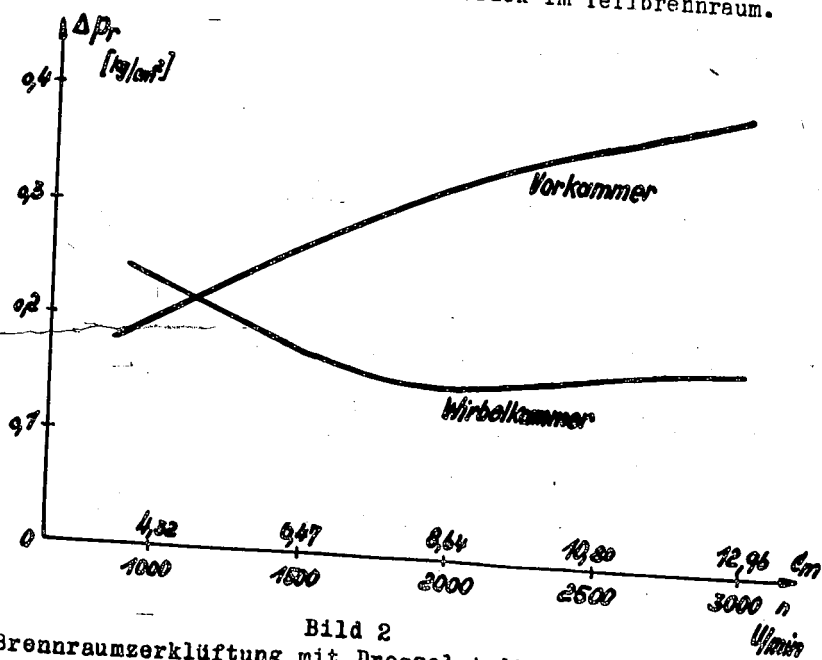


Bild 2

Eine Brennraumzerklüftung mit Drosselstelle hat Ueberschieb-  
verluste zur Folge. Für eine Vorkammer und für eine Wirbelkam-  
mer wurden die Ueberschiebverluste über der Drehzahl  $n$  U/min,  
bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  m/sek aufge-  
tragen. Die Ueberschiebverluste sind ausgedrückt durch den mitt-  
leren Verlustdruck  $p_r$  in  $\text{kg/cm}^2$ , der unmittelbar mit dem mitt-  
leren Nutzdruck  $p_e$   $\text{kg/cm}^2$  verglichen werden kann.



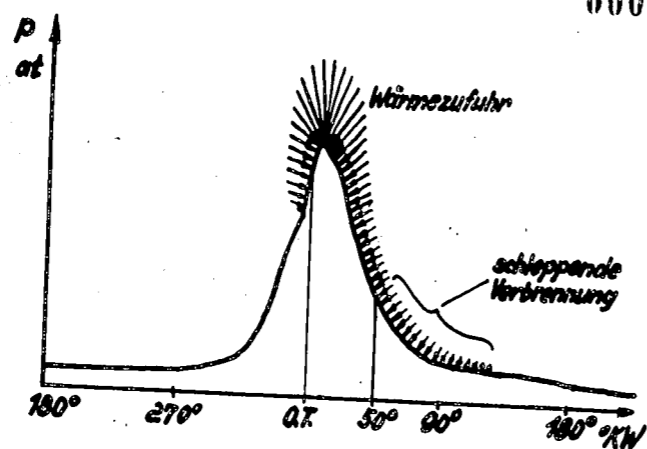


Bild 3

Das Druck-Zeit-Diagramm eines Dieselmotors zeigt schematisch die Wärmezufuhr während der Verbrennung. Da eine kräftige Wärmezufuhr noch zwischen  $60^\circ$  bis  $100^\circ$  KW nach OT zu verzeichnen ist, so treten erhebliche Verluste infolge zu grosser Durchbrennzeit auf.

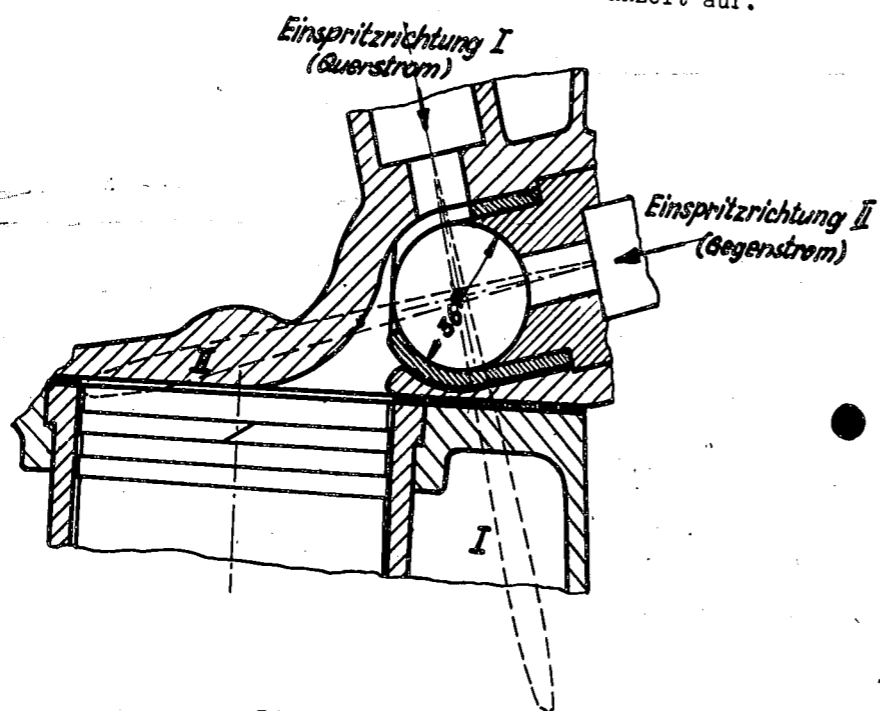


Bild 4

Brennraumform des untersuchten Wirbelkammermotors mit Glüh-schale. Bezieht man die Richtung des Kraftstoffstrahles auf die Richtung der Luftbewegung im Ueberströmquerschnitt während des Verdichtungshubes, so tritt bei Einspritzrichtung I annähernd "Querstrom" und bei Einspritzrichtung II annähernd "Gegenstrom" auf.

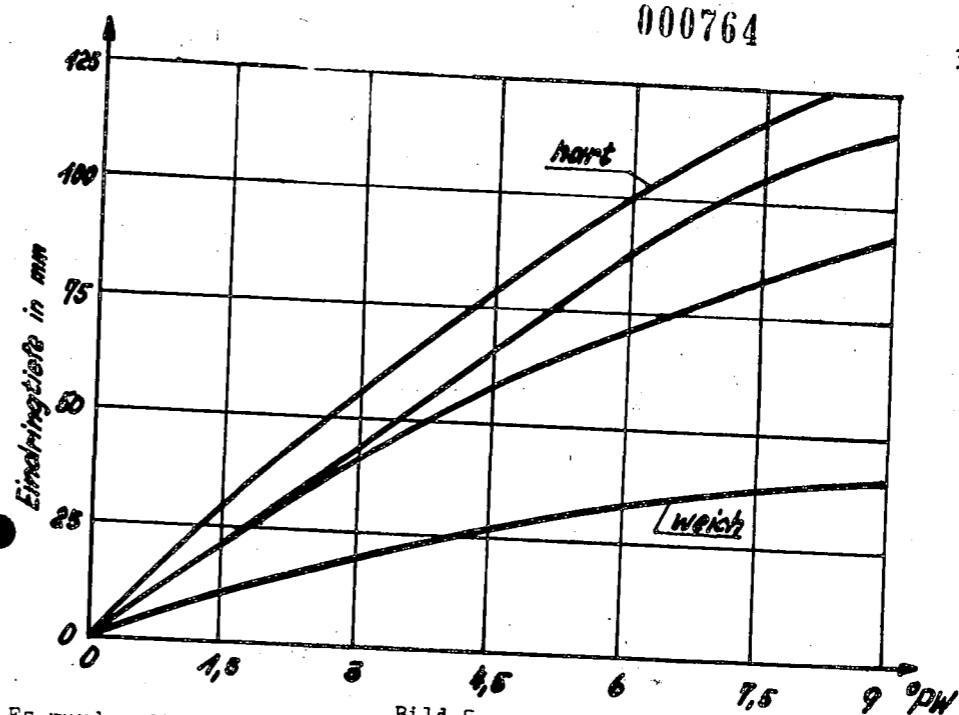


Bild 5

Es wurden die Eindringtiefen der Kraftstoffstrahlen verschiedener Spezialdüsen (Bauart Oschatz) über Grad Pumpenwinkel aufgetragen. Es ist zu erkennen, wie stark die Eindringtiefe und entsprechend die Strahlaufbereitung verändert werden konnte.

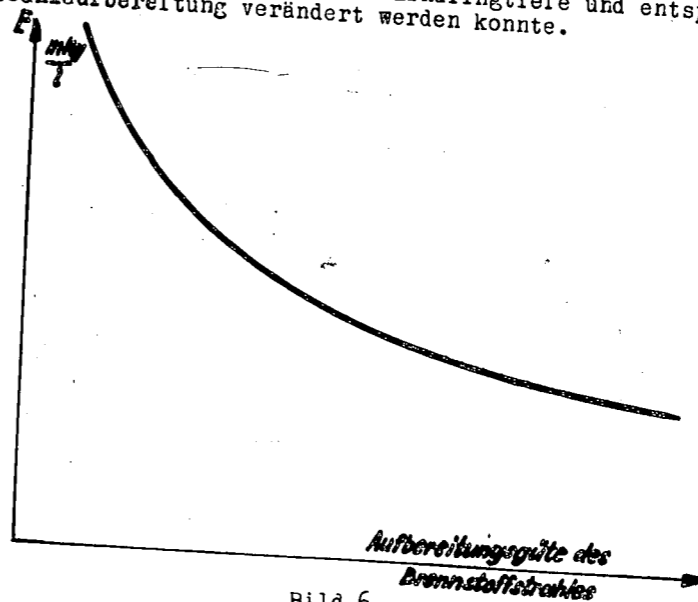


Bild 6

Die Güte der Gemischbildung hängt außer von der Brennraumform noch von der Energie der Luftbewegung  $E$  und von der Aufbereitungsgüte des Kraftstoffstrahles ab. Man kann den Standpunkt vertreten, dass die Intensität der Luftbewegung um so geringer sein kann, je günstiger die Aufbereitungsgüte des Kraftstoffstrahles ist.

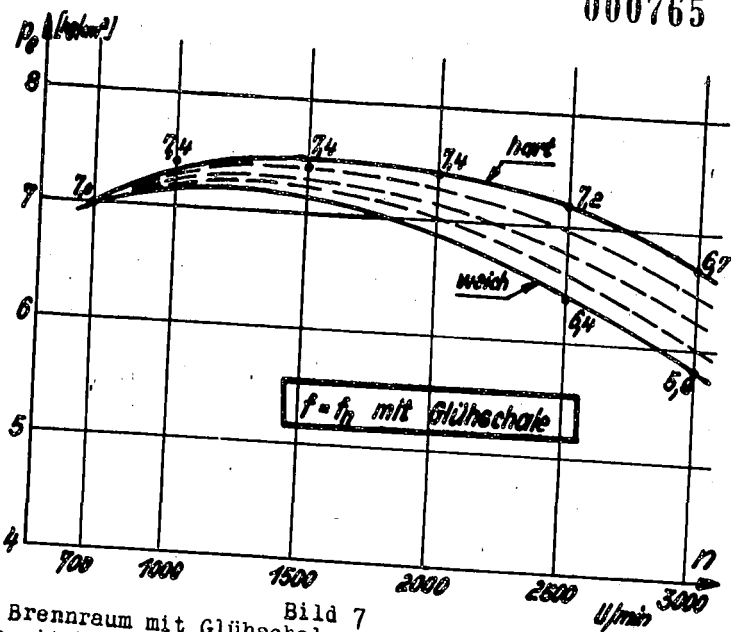


Bild 7  
Mit dem Brennraum mit Glühchale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der an der Rauchgrenze erreichbare mittlere Nutzdruck  $p_e$  in  $\text{kg/cm}^2$  über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen.

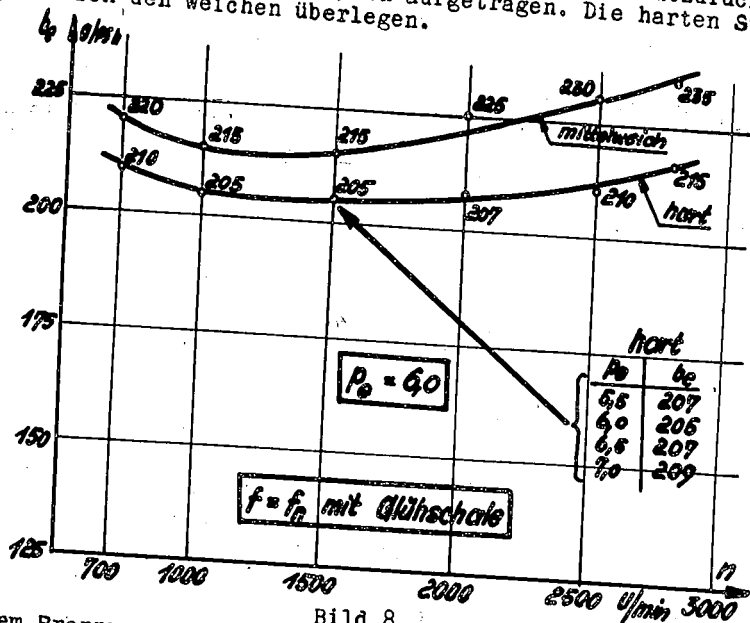


Bild 8  
Mit dem Brennraum mit Glühchale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  g/PSH für einen mittleren Druck von  $p_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2$  ermittelt und über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen. Für  $n = 1500 \text{ U/min}$  wurde die Abhängigkeit des spez. Brennstoffverbrauches von der Last in Form einer Tabelle angegeben.

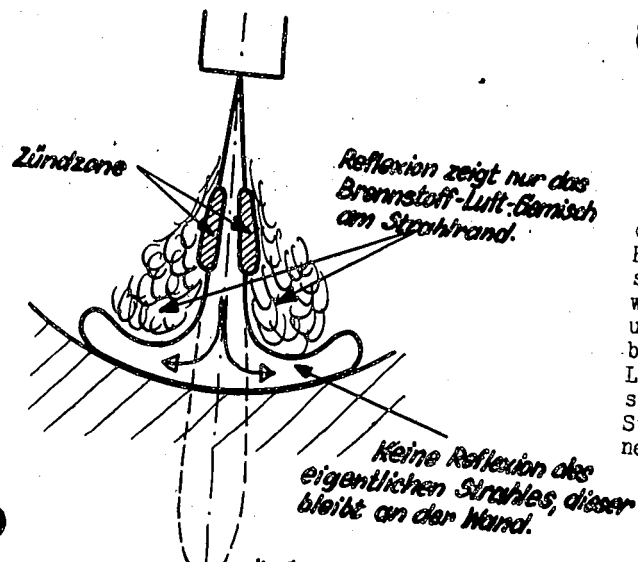


Bild 9: Schema der Strahlform bei senkrechtem Aufspritzen nach K. Blume. Der den Hauptanteil des Kraftstoffes aufweisende Strahlkern wird ohne Reflexion umgebogen und verbleibt an der Platte. Lediglich das Kraftstoff-Luftgemisch am Strahlrand zeigt eine Art Reflexion.

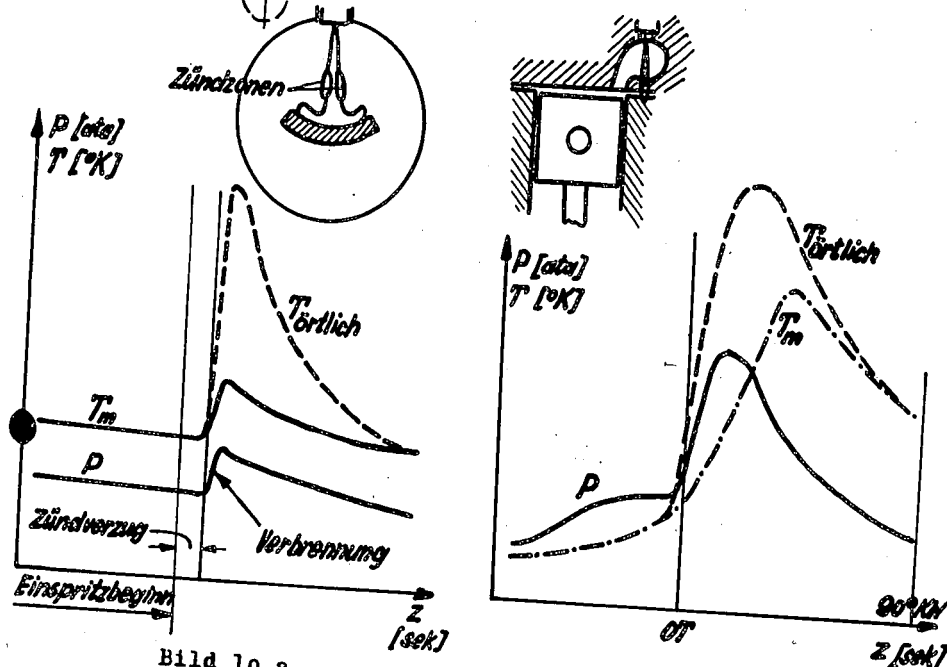


Bild 10 a  
10 a Einspritz- und Verbrennungsvorgang in einer großen mit heißer verdichteter Luft gefüllten Bombe. Über der Zeit wurden der Gasdruck  $P$ , die mittlere Gastemperatur  $T_m$  und die örtliche Gas-temperatur  $T_{örtlich}$  in der Verbrennungszone aufgetragen. Obgleich die örtliche Temperatur  $T_{örtlich}$  sich stark ändert, ist dies bei der mittleren Temperatur  $T_m$  nicht der Fall.

Bild 10 b  
10 b Einspritz- und Verbrennungsvorgang in einem Motorbrennraum. Es ändert sich ausser der örtlichen Temperatur  $T_{örtlich}$  auch die mittlere Temperatur  $T_m$  erheblich.

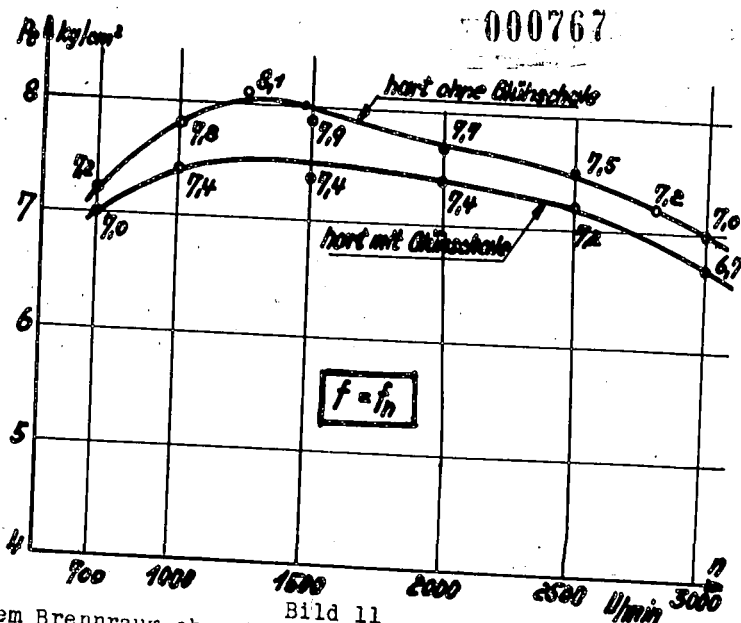


Bild 11  
Mit einem Brennräum ohne Glühchale wurden bei Querstrom-einspritzung Versuche mit Strahlen verschiedener Härte durchgeführt. Es wurde der an der Rauchgrenze erreichbare mittlere Nutzdruck  $P_e$  kg/cm<sup>2</sup> über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen. Da sich der Brennräum ohne Glühchale dem mit Glühchale überlegen zeigte, so wurden die Bestwerte für beide Brennräume eingezeichnet.

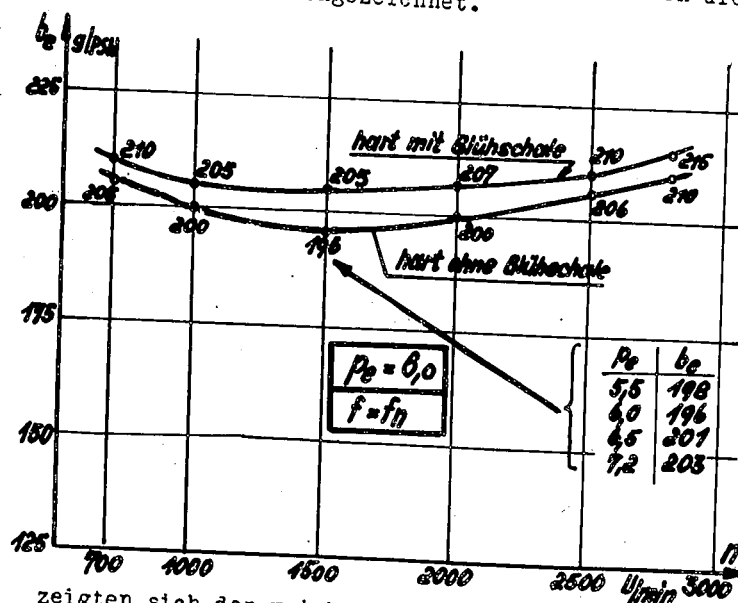


Bild 12  
Mit einem Brennräum ohne Glühchale wurden bei Querstrom-einspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  g/PSH für einen mittleren Druck von  $P_e = 6,0$  kg/cm<sup>2</sup> ermittelt und über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen. Da der Brennräum ohne Glühchale günstigere Werte als der Brennräum mit Glühchale aufwies, so wurden die Bestwerte für beide Brennräume eingezeichnet. Für  $n = 1500$  U/min wurde die Abhängigkeit des spez. Kraftstoffverbrauches von der Last in Form einer Tabelle eingezeichnet.

$P_e$	$b_e$
5,5	198
6,0	196
6,5	201
7,2	203

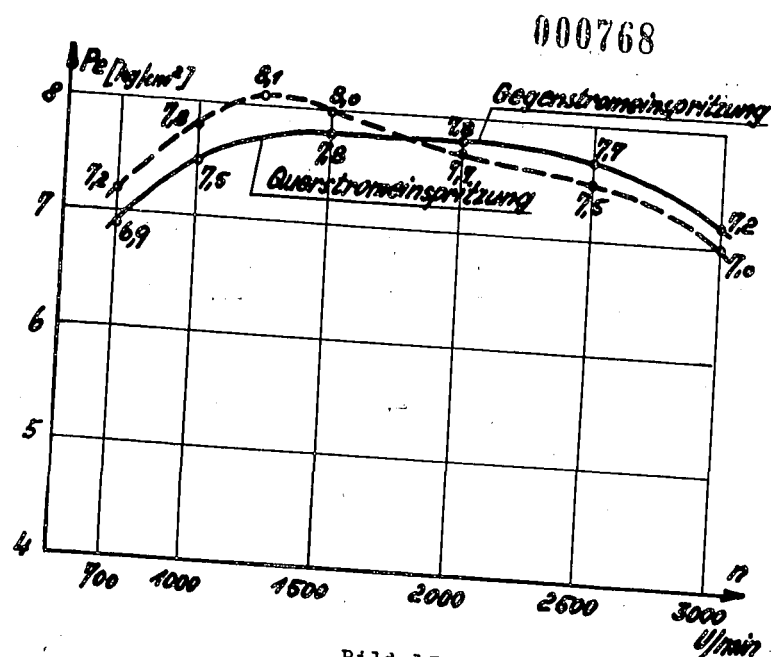


Bild 13  
Es wurden Versuche mit Querstrom- und Gegenstrom-einspritzung angestellt. Die Versuchswerte bei Gegenstrom-einspritzung zeigten eine nur geringe Anhängigkeit von der Strahlaufbereitung.

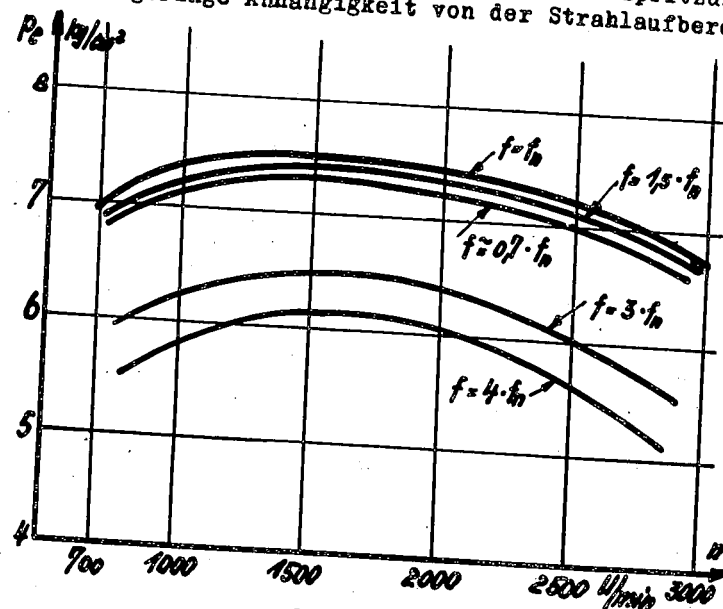


Bild 14  
Es wurden Versuche mit Brennräumen mit verschiedenen Ueberströmquerschnitten angestellt, um die Energie der Luftbewegung zu verändern. Die Brennräume besaßen Glühchalen. Der Brennräum mit normal üblichem Ueberströmquerschnitt ( $f = f_n$ ) zeigte die Bestwerte.

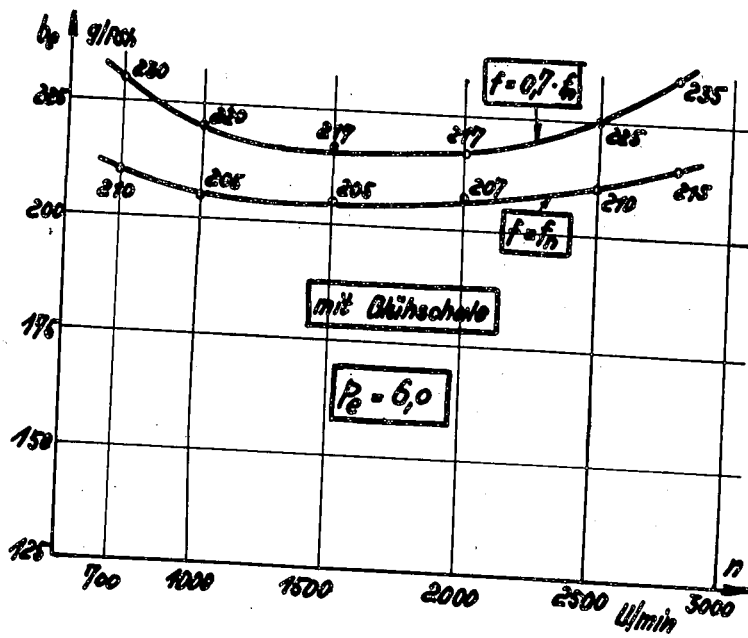


Bild 15

Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  g/PSH für  $f = f_n$  und  $f = 0,7 \cdot f_n$  über der Drehzahl aufgetragen.

Aussprache

In der für die beiden vorhergehenden Vorträge von Dr. Oschatz und Dr. Ullmann, gemeinsamen Aussprache teilte Küttner, Dresden, Ergebnisse neuer im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule durchgeführter Versuche über den Aufprall von Strahlen homogener Flüssigkeiten und heterogener Flüssigkeits-Dampfgemische auf kalte und heiße Wände mit. Danach ist die Strahlerstäubung durch Aufprall, die Haftung oder Reflexion von Flüssigkeitsteilchen an der Wand vom Aufbau des noch ungestörten Flüssigkeitsstrahles, vom Aufspritzwinkel und besonders von der Strahlgeschwindigkeit abhängig.

Endres, Chemnitz, geht von den Erfahrungen am Glühkopfmotor aus, - als dem idealen Versuchsfeld für Strahlaufprall - und weist darauf hin, dass der Brennstoff besonders im Anfang der Strahlbildung gegen eine zu hohe thermische Beanspruchung geschützt werden muss. Die Brennstoffteilchen, die örtlich unter Sauerstoffmangel zu hoch aufgeheizt werden, sind für die Verbrennung verdorben.

Kutzbach, Dresden, bestätigt diese Erfahrungen aus eigenen Versuchen über die Lage des Zündherdes in dieselmotorischen Brennräumen.

Bokemüller, Gaggenau, schlägt vor, die Untersuchungen über den Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung in Wirbelkammermotoren auf Teillast-Gebiete auszudehnen, da die mit der Erfahrung durchaus übereinstimmenden Ergebnisse der Ullmann'schen Vollast-Untersuchungen im Teillast-Gebiet eine Umkehrung erfahren könnten. Es seien gute Ergebnisse in weiten Betriebsbereichen erwünscht.

Zinner, Augsburg, warnt vor einer Uebertragung der Ergebnisse von Untersuchungen an unterteilten Brennräumen auf Strahl-einspritzmaschinen. Empfehlenswert sei die Untersuchung des Einflusses der Luftbewegung in Hesselmann- oder reinen Strahl-einspritzmaschinen mit dem Ziel, die Anzahl der Brennstoffstrahlen zu verringern.

Nach Ansicht von List, Dresden, sind die Bedingungen in jedem Falle so verschieden, dass jedes dieselmotorische Gemischbildungsverfahren besonders untersucht werden muss. Die durch den Brennstoffstrahl selbst erzeugte Luftbewegung ist nicht zu vernachlässigen, der Düse wird deshalb noch in höherem Masse als bisher die Arbeit der Gemischbildung übertragen werden können.

Ullmann, Dresden, weist darauf hin, dass die in Dresden durchgeführten Versuche über die Überlagernden Einflüsse von Düse und Luftbewegung nur deshalb an Wirbelkammermotoren durch-

geführt wurden, weil vorhandene Schnellläufer mit kleinem Hubvolumen verwendet werden konnten. Die von Bokemüller, Gaggenau, aufgestellte Forderung nach guten Ergebnissen in weiten Betriebsbereichen sei durch die verwendeten Düsen bei entsprechender Anpassung der Maulquerschnitte der Wirbelkammer erfüllt. Mit einem neuen Brennstoff von höherer Zähigkeit und mit höherer Oberflächenspannung als Gasöl sei sogar noch eine Leistungssteigerung um 5 bis 7 % erreicht worden. Das Ziel weiterer Untersuchungen sei kleiner Brennstoffverbrauch bei hohen  $p_e$  - Werten.

Zeman, Wien, bestätigt die von Endres, Chemnitz, mitgeteilten Erfahrungen an Glühkopfmotoren und stellt fest, dass sich auch wassergekühlte Glühköpfe bewährt haben, sodass die von Ullmann, Dresden, beobachtete gute Leistung eines Wirbelkammermotors mit gekühlter Glühchale nicht überraschend sei.

Nach v. Eberan, Dresden, gibt der primäre Verdampfungsvorgang mit Sauerstoffmangel bei der Verwendung "weicher" Düsen im Wirbelkammermotor eine zwanglose Erklärung für die guten Ergebnisse mit harten Brennstoffstrahlen.

Dreyhaupt, Dresden, behandelt darauf eingehend die Verbrennungsvorgänge am Brennstoffstrahl:

Es ist bekannt, dass die Verbrennung von Kraftstoffen bei Luftmangel zu chemischen Zwischenprodukten, insbesondere zu C=C-Bindungen (Kohlenstoffskeletten) führt, die ihrer Wiederauflösung und damit der endgültigen Umsetzung zu CO<sub>2</sub> erheblichen Widerstand entgegensetzen. Zu verweisen ist hier besonders auf die Strahlungsuntersuchungen von Rummel und Voh mit Methan und schweren Kohlenwasserstoffen in der Flamme und auf die spektroskopischen Untersuchungen von Beck an einer stehenden Gasölflamme. Das bedeutet, dass, wenn Luftmangelverbrennung irgendwo im Motor eingeleitet worden ist, als deren Folge langes Nachbrennen mit schlechten Leistungen und schlechten Verbräuchen auftreten muss.

Meurer hat früher schon den Aufteilungswert A für eingespritzte Brennstoffstrahlen eingeführt. Der Aufteilungswert stellt in jedem Augenblick der Strahlentwicklung das Verhältnis der im Strahl mit eingeschlossener Luftmenge zu derjenigen Luftmenge dar, die zur vollständigen Verbrennung des im Strahl enthaltenen Brennstoffs theoretisch erforderlich wäre. Die damaligen Versuche zeigten, dass auch bei gut aufteilenden, also im heutigen Sinne weichen Düsen, der Aufteilungsfaktor im Augenblick der Zündung des Strahls noch weit unter 1 bleibt. Das dürfte auch bei den von Oschatz entwickelten besonders weichen Düsen noch immer der Fall sein.

Mithin kann man annehmen, dass bei weichen Düsen mindestens teilweise Luftmangelverbrennungen im Strahl einge-

leitet werden, während harte Düsen, die in ihrem Strahlkern fast keine Luft enthalten, nur in ihrem Strahlmantel die Verbrennung einleiten und dort im wesentlichen ausreichende Luft für sofortige vollständige Umsetzung des brennenden Brennstoffs finden. Damit würde sich das zunächst unerwartete Ergebnis der Ullmann'schen Wirbelkammerversuche, dass die härtesten Düsen die besten Verbräuche ergeben haben, zwanglos erklären. Im Einklang damit stehen dann auch Untersuchungen von Säuberlich aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden, der in einer Wirbelkammer geseigt hat, dass durch den Luftwirbel der Brennstoffstrahl nur wenig zusätzlich abgelenkt und aufgeteilt wird.

Auch beim Auftreffen des Brennstoffstrahls auf eine heisse Kammerwand werden nach Untersuchungen von Blume am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden von dieser Verbrennungen in einem Strahlbereiche eingeleitet, in dem erheblicher Luftmangel herrscht, sodass sich auch die von Ullmann gefundene günstige Wirkung des kalten Kammereinsatzes aus den gleichen Vorgängen erklären lässt.

Ebenso dürfte auch die verschiedentlich in der Diskussion erwähnte günstige Wirkung harter Düsen bei Vorkammermaschinen auf die gleiche Erscheinung zurückzuführen sein. Es kommt offenbar in der Vorkammer nicht allein auf die Lagerung des Brennstoffs unmittelbar vor der Vorkammer-Ausmündung, sondern auch darauf an, dass in der Kammer möglichst keine Luftmangelverbrennungen eingeleitet werden.

Und schliesslich kann die Deutung der Tatsache, dass bei in ruhende Luft eingespritzten Brennstoffstrahlen in der Bombe lange Zündverzögerungen mit kurzen Durchbrennzeiten und umgekehrt verbunden sind, ebenfalls in dem Sinne gesucht werden, dass bei kurzem Zündverzug in stärkerer Masse Luftmangelverbrennungen im Strahl eingeleitet werden, die zu langem Nachbrennen führen.

Hiernach zeigen sich offenbar zwei Wege auf, um zu günstiger Leistung und zu guten Verbräuchen zu kommen:

- 1.) entweder muss man den Brennstoffstrahl aus der Düse heraus so gut aufteilen, dass schon im Augenblick der Strahlzündung überall im Strahl der Aufteilungsfaktor 1 erreicht ist. Dieser Weg wird zweifellos die besten Verbräuche und Leistungen ergeben, die überhaupt möglich sind. Dazu reichen aber auch die heute vorhandenen weichsten Düsen nicht aus. Ausserdem wird der schnellen Verbrennung wegen möglicherweise sehr harter Gang oder sogar echtes Klopfen entstehen können. Infolgedessen muss man notgedrungen wahrscheinlich
- 2.) die Aufteilung der Düse stark beschränken, sodass die Einleitung von Luftmangelverbrennungen überall im Strahl sowohl

bei der Erstzündung als auch beim weiteren Durchbrennen des Strahls möglichst vermieden wird. Das führt z. Zt. zu verhältnismässig harten Düsen, deren Strahl sich erst nach und nach auflöst und so jeweils genügend Luft zur sofortigen vollkommenen Umsetzung des jeweils zum Brennen kommenden Kraftstoffs findet.

Darüber hinaus deutet sich noch ein dritter Weg an, der nämlich, den Mechanismus der Kohlenwasserstoffumsetzung auf chemischen Wege so zu beeinflussen, dass  $C_2C_2$ -Bindungen bzw. Kohlenstoffskelette nicht entstehen, oder überhaupt Kraftstoffe zu verwenden, die nicht auf der reinen Kohlenwasserstoffbasis aufgebaut sind. Dieser Weg hat allerdings vorerst wohl nur experimentellen Wert.

Da bei chemischen Untersuchungsmethoden stets die Frage der unverfälschten Probeentnahme grossen Schwierigkeiten begegnet, liegt es - insbesondere auf Grund der Arbeiten von Rummel, Veh und Beck - nahe, zu vermuten, dass schon vergleichende Strahlungsmessungen mit der Photozelle am laufenden Motor bei guten und schlechten Düsen bzw. bei guten und schlechten Kraftstoffen Aufklärungen und Bestätigungen der vorstehenden Gedankengänge bringen können.

Glamann, Stuttgart, überträgt der Luftbewegung auch die Aufgabe, die sich um jeden Brennstofftropfen bei der Verbrennung bildende Abgaswolke zu beseitigen und dem gleichzeitig neu ausdampfenden Brennstoffdampf neuen Sauerstoff zuzuführen.

Die von List, Dresden, besonders hervorgehobene Relativbewegung des kompakten Brennstoffstrahles auch zu an sich ruhender Luft mit dadurch gegebener Abschwälwirkung auf den Strahlmantel gibt nach Glamann, Stuttgart, besonders für den Einspritz-Ottomotor eine Erklärung für den Gemischbildungsvorgang.

Holfelder, Berlin, warnt abschliessend vor einer allein mechanischen Betrachtung der Vorgänge bei der Gemischbildung und weist auf die Grösse der thermodynamischen und reaktionskinetischen Einflüsse hin. Die Einspritzenergie ist so klein, und klingt im Strahl so rasch ab, dass auf Luftbewegungen zu einwandfreier Gemischbildung besonders bei kleinen Motoren wohl nicht verzichtet werden kann. Jedes Ventil ergibt ja auch schon ohne eine besondere Abschirmung Luftbewegungen, die zur Gemischbildung herangezogen werden können.

### 3. Umstellung von Wirbelkammer-Motoren auf Dieselholzgasbetrieb.

Von Dipl.- Ing. K o h l e p p

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover

Bei der Umstellung von Dieselmotoren verschiedenster Verbrennungsverfahren ergaben sich für den Wirbelkammer-Motor grössere Schwierigkeiten als für andere Dieselmotorenbauarten.

Zur Umstellung auf Dieselgasbetrieb war ein 100-PS-4-Zylinder-Vomag-Motor in einem 5-t-Lastkraftwagen vorgesehen. Bekanntlich arbeitet der Vomag-Motor nach dem Oberhänsli-Wirbelkammer-Verfahren. Bei diesem Verfahren liegt das Verdichtungsverhältnis für Dieselbetrieb mit  $\epsilon = 1 : 14$  verhältnismässig niedrig gegenüber dem von Strahleinspritz- und Vorkammer-Motoren, und sichere Zündungen werden in der Hauptsache mit durch die im unteren Teil der Wirbelkammer angeordnete, als Wärmespeicher dienende, heisse Glühshale erreicht. (Bild 1).

Die Schwierigkeiten bei der Umstellung dieses Motors auf Dieselgasbetrieb lagen nun darin, dass diese heisse Glühshale stets zu unerwünschten, vorzeitigen Zündungen der Gas-Luft-Ladung führte. Ein Fortlassen oder Verkleinern der Glühshale hatten ein weiteres Herabsetzen des Verdichtungsverhältnisses zur Folge, das die sichere Zündung des eingespritzten Zündkraftstoffs in Frage stellte. Besonders gross waren die Schwierigkeiten beim Anlassen, da die im Dieselbetrieb verwendete Glühkerze ebenfalls fortgelassen werden musste.

Bei der Umstellung verschiedenster Dieselmotoren auf Dieselgasbetrieb hatte die Erfahrung gezeigt, dass mit möglichst grosser Annäherung des Verbrennungsraumes an den der Strahleinspritzmaschine stets günstige Ergebnisse erreicht wurden.

Aus diesem Grunde wurde versucht, mit möglichst einfachen konstruktiven Mitteln den Verbrennungsraum des Wirbelkammer-Motors in der angegebenen Richtung abzuändern.

Wie aus Bild 1 ersichtlich, trägt beim Vomag - Motor ein seitlich an den Zylinderkopf angeschraubter, vom Kühlwasser durchflossener Deckel die in die Wirbelkammer hineinragende Glühshale und die Glühkerze. Von oben her spritzt im Dieselbetrieb die Einspritzdüse in die Wirbelkammer.

Für Dieselgasbetrieb wird dieser Deckel ersetzt durch einen etwa halbkugelförmigen Körper, der den gesamten Raum der Wirbelkammer ausfüllt. Dieser Körper ist ebenfalls vom Kühl-

wasser durchflossen und trägt in seinem zylindrischen Innenteil die Einspritzdüse. Auf besonders gute Kühlung der Düse wurde Wert gelegt, damit sich bei kleinsten Einspritzmengen infolge geringerer Innenkühlung der Düse keine Schwierigkeiten ergaben. Die Einspritzdüse für Dieselbetrieb wurde an ihrem Platz belassen, gegebenenfalls kann die Düsenbohrung durch einen Blindstopfen verschlossen werden. Bild 2 zeigt die Durchführung dieser Aenderung.

Bei der Erstaussführung wurde für den Dieselgasbetrieb ein längerer Düsenhalter verwendet, inzwischen ist die Konstruktion dahin abgeändert worden, dass der normale Düsenhalter verwendet werden kann. Desgleichen wird der Einspritzkörper, der in der Versuchsausführung zweiteilig ausgeführt wurde, nunmehr von Vomag in einem Stück gegossen. Als Einspritzdüse für Dieselgasbetrieb kann die für Dieselbetrieb vorgesehene Bosch-Düse DN 45 S 2 verwendet werden; etwas günstigere Ergebnisse wurden mit der Bosch-Flachsitzdüse DLPOS 1 10 V erzielt. Das Verdichtungsverhältnis, das durch Ausfüllen der gesamten Wirbelkammer auf über 1 : 20 stieg, wurde durch eine Zwischenlage zwischen Zylinderkopf und Zylinderblock zweckmässig auf 1 : 17 herabgesetzt. Bei diesem Verdichtungsverhältnis springt der Motor noch sicher ohne Anwendung von Hilfsmitteln an und zeigt unter Last keine schädlichen Klopferscheinungen.

Der Bremsversuch auf dem Trommelprüfstand ergab, dass die Leistung im Bereich des grössten Drehmomentes bei 15 % Dieselöleinspritzung nur etwa 10 % und bei Höchstdrehzahl  $n = 1600$  U/min 18 % unter der Dieselleistung blieb. Im Dieselnobetrieb wurden etwa 50 % der Dieselleistung bei rauchfreiem Betrieb erreicht.

Im Fahrbetrieb liegt der Verbrauch an Dieselöl zwischen 4 bis 5 ltr/100 km, der Holzverbrauch, je nach Feuchtigkeit des Holzes, bei 80 bis 100 kg/100 km.

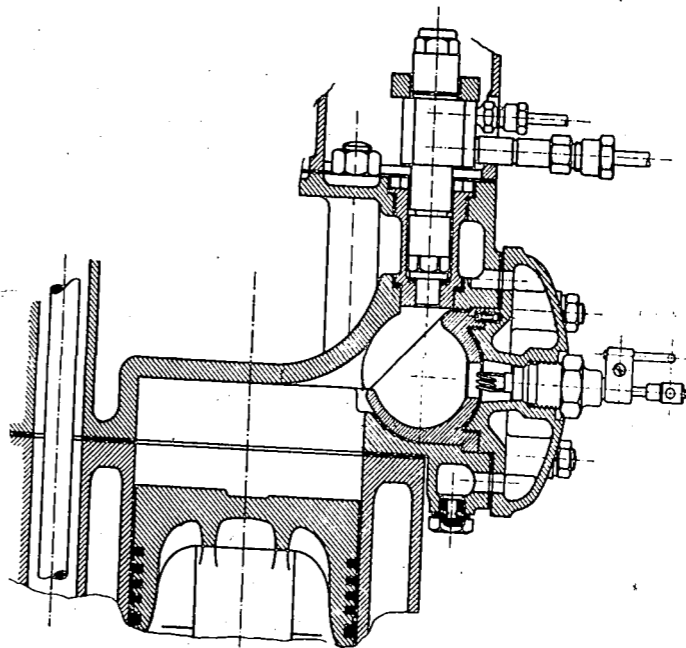


Bild 1

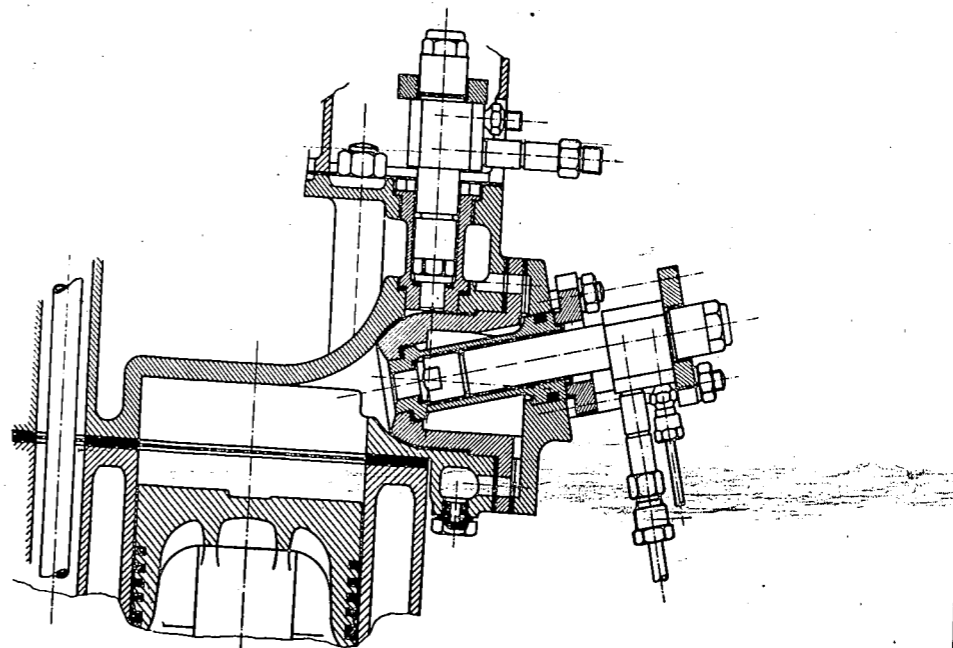


Bild 2



### Aussprache

Der auf den Vortrag über die Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselholzgasbetrieb folgende Vortrag von Dr.-Ing. Ernst, Stuttgart, über "Grundlegende Untersuchungen über die mit Gemischverdichtung arbeitende Selbstzündung" kam aus Geheimhaltungsgründen hier nicht veröffentlicht werden.

In der anschließenden Aussprache behandelte Dreyhaupt, Dresden, eingehend die Frage der Entstehung von Stosswellen aus einer Flammenfront:

Die Vorgänge beim Klopfen sind z.Zt. noch nicht restlos geklärt. Vielmehr ist noch immer die Frage offen, ob es sich bei der Auslösung der klopfenden Verbrennung des Ladungsrestes um eine echte Detonation (Kopplung von Stosswelle und Flamme), um eine reine Verdichtungselbstzündung, um Selbstzündung durch Stosswellen (jedoch ohne deren Kopplung mit der Flamme) oder um Kombinationen aus diesen Möglichkeiten handelt. Die höheren Kohlenwasserstoffe, wie sie in den Motorkraftstoffen hauptsächlich enthalten sind, scheinen ausserdem noch Besonderheiten in ihrem chemischen Umsetzungsmechanismus aufzuweisen, denn sie lassen sich auch in Rohren nicht zur echten Detonation bringen.

Einige Gedankengänge, die mich in dieser Hinsicht letztlich beschäftigt haben, möchte ich kurz bekanntgeben:

Es dürfte erwiesen sein, dass echte Detonation dadurch hervorgerufen wird, dass eine aus der Primärflamme hervorgehende Stosswelle ein Stück vor der Front der Primärflamme den Ladungsrest zur Selbstzündung bringt und sich mit der chemischen Umsetzung gleichzeitig derart koppelt, dass beide gemeinsam - also mit der hohen Stosswellengeschwindigkeit - den Ladungsrest durchlaufen. Dabei taucht aber die Frage auf, wieso die primäre Flammenfront gerade in dem Augenblick eine Stosswelle geeigneter Stärke aussendet, wenn der Ladungsrest (infolge der von der fortschreitenden Primärflamme ausgehenden Verdichtungs-wirkung) auf einen so hohen thermischen Zustand gebracht ist, dass die Koppelung zwischen Stosswelle und chemischer Umsetzung möglich ist. Denn es kann sich doch in der Regel dabei nicht um eine einzeln auftretende Stosswelle handeln, die schon im Augenblick der ersten Zündung des Gemisches aus der Primärflammenfront hervorgeht und sich bis zum Zeitpunkte des Einsetzens der Detonation lediglich langsam immer mehr verstärkt. Denn eine solche Stosswelle müsste bei den langen Anlaufwegen und-zeiten, die vor der Detonation z.B. in Rohren erforderlich sind, längst weit vor der Flammenfront fortgelaufen sein, der Einsatz der Detonation erfolgt aber nur ganz wenig vor der Primärflammenfront.

Man muss vielmehr annehmen, dass eine durch ein Gemisch fortschreitende Flammenfront fortlaufend Stosswellen aussendet.

Das lässt sich auch erklären: Wenn in einem Zeitpunkt a, Bild 1, die Flamme sich an der Stelle I befindet, dann entsteht an dieser Stelle eine Druckerhöhung, die jedoch, sobald die an dieser Stelle befindliche endliche Brennstoffmenge umgesetzt ist, dort wieder abklingt und sich im übrigen wellenförmig nach allen Seiten hin ausbreitet. In Zeitpunkt b, Bild 1, mag diese Welle den mit I bezeichneten Verlauf angenommen haben, d.h. sie ist mit Schallgeschwindigkeit vom Ort I bis zum Ort III fortgeschritten. Ist die Flammengeschwindigkeit kleiner als die Schallgeschwindigkeit, so liegt aber die chemische Umsetzung im Zeitpunkt b erst an der Stelle II und erzeugt für sich allein die punktierte Drucksteigerung II, die sich der Welle I zu der resultierenden gestrichelten Kurve überlagert. Diese resultierende Welle, die natürlich in Wirklichkeit in kontinuierlichem Vorgange entsteht, verformt sich wie jede Druckwelle grosser Amplitude zu einer Stosswelle (c in Bild 1) mit steiler Front, weil infolge der Vorverdichtung durch den Wellenfuss die Schallgeschwindigkeit für den Wellenkopf etwas grösser ist, als die für den Wellenfuss.

Entscheidend ist, dass die chemische Umsetzung gewissermassen auf dem Rücken der Welle I bzw. der resultierenden Welle immer mehr abrutscht, so lange, bis sie schliesslich bis zum rückwärtigen Fuss der resultierenden Stosswelle zurückgeblieben ist. Dann beginnt das Spiel von neuem d.h. es entsteht eine neue Stosswelle.

Von dem Unterschied zwischen Stosswellengeschwindigkeit (= rund Schallgeschwindigkeit) und Flammengeschwindigkeit hängt der Weg ab, den die Flamme durchläuft, bis sie jeweils hinter einer Stosswelle zurückbleibt. Von diesem Weg hängt wiederum diejenige Brennstoffmenge ab, die dann während des Zeitraumes der Aussendung einer einzelnen Stosswelle umgesetzt wird und deren Reaktionsenergie mithin in dieser Stosswelle gespeichert ist. Somit senden Flammen, die gegenüber der Schallgeschwindigkeit sehr langsam laufen, aber niedrige Stosswellen aus (a in Bild 2), während Flammen, deren Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Schallgeschwindigkeit schon näher kommt, weniger häufig, aber dafür stärkere Stosswellen aussenden (b in Bild 2).

Damit ergibt sich eine ausreichende Erklärung für die Detonation aber auch für das Klopfen:

Da in Gemischen die Geschwindigkeit der Flamme mit ihrer Entfernung von der Zündstelle zunimmt, so wächst auch die Stärke der ausgesendeten Stosswellen entsprechend an. Die zuerst ausgesendeten schwachen Stosswellen klingen alsbald ab und führen in einem geschlossenen Verbrennungsraum vorerst nur zu einer allgemeinen Verdichtung des unverbrauchten Ladungsrestes (und auch der Abgase). Schliesslich aber steigt diese Verdich-

tung des Ladungsrestes so hoch an, dass sie in Verbindung mit den immer stärker werdenden Stosswellen zur Selbstzündung des Ladungsrestes und gegebenenfalls zur Detonation führt.

Die Tatsache, dass sich die Stosswellen in ihrer vollen Stärke jeweils erst ein wenig vor der Flammenfront ausbilden können, Bild 1, deckt sich mit dem beobachteten Detonationseinsatz kurz vor der Flammenfront. In einer steilen Druckfront, wie sie die Vorderseite einer Stosswelle darstellt, findet eine überadiabatische Verdichtung statt, die umso mehr über die Adiabate hinausgeht, je steiler und je höher die Druckfront ist. Unmittelbar vor der primären Flammenfront, aus der die Druckwellen noch mehr sinusförmig heraustreten, ist mithin die Erwärmungswirkung durch die Druckwellen noch nicht so stark, wie ein Stück vor der Primärflammenfront, wo die Druckwellen sich zu steilen Stosswellen entwickelt haben, vergl. nochmals Bild 1.

Die Kopplung zwischen chemischer Umsetzung und Stosswelle, wie sie bei der Detonation auftritt, setzt nun weiter voraus, dass die chemische Umsetzung schnell genug vollendet wird, um mit der Stosswellengeschwindigkeit Schritt halten zu können. Der komplizierte Umsetzungsmechanismus höherer Kohlenwasserstoffe setzt dem aber offenbar Schwierigkeiten entgegen, sodass diese nicht zu echter Detonation kommen. Vielmehr möchte man bei motorischen Versuchen zu der Annahme kommen, dass zwar ein detonationsartiger Vorgang sich im Ladungsrest abspielt, der aber nur eine gewisse Teilumsetzung, also eine Vorreaktion des Kraftstoffes herbeiführt. Denn Withrow und Rassweiler (SAE-Journal Bd.39; 1936) haben gezeigt, dass im klopfenden Motor im Ladungsrest beliebig verteilt Selbstzündherde (Sekundärzündungen) auftreten, die nicht mit Detonationsgeschwindigkeit (1000 - 4000 Meter je Sekunde) und auch sonst nicht mit den Erscheinungen echter Detonation weiterbrennen, wohl aber sich mit einer Flammengeschwindigkeit ausbreiten, die ein Vielfaches der gleichzeitigen Geschwindigkeit der Primärflamme ist. Daraus geht hervor, dass der klopfende Ladungsrest irgendwie derart präpariert ist, dass er eine so hohe Normalgeschwindigkeit der Flamme zulässt, was nur durch Vorreaktionen geschehen sein kann, während gleichzeitig vor der Primärflamme noch eine schmale nicht präparierte Zone liegen muss, da die Primärflamme nicht in die hohe Geschwindigkeit der Sekundärflamme übergeht, was nur auf (detonationsartige) Präparation des Ladungsrestes mittels Stosswellen aus der Primärflamme zurückzuführen sein kann, da eben die Stosswellenwirkung erst ein Stück vor der Primärflamme einsetzt.

Rothrock & Spencer (N.A.C.A. - Report Nr. 622; 1938) wollen nun aber gefunden haben, dass künstlich in den Ver-

brennungsraum eingeführte Stosswellen kein Klopfen hervorzurufen. Dazu ist zunächst zu sagen, dass in vielen Fällen bei den Rothrock & Spencer'schen Versuchen doch Klopfen eingetreten ist und das Klopfen in der Hauptsache nur dann unterblieb, wenn die künstlichen Stosswellen in einem gewissen Abstände hinter der Primärflamme her in das Gas geschickt wurden. Nimmt man die eingangs aufgeführte Theorie an, dass Flammenfronten fortdauernd Stosswellen aussenden, dann fällt der Schluss von Rothrock & Spencer, die aus dem gelegentlichen Nichtklopfen auf eine allgemeine Unwirksamkeit von Stosswellen schliessen, in sich zusammen. Denn Klopfen kann dann durch künstliche Stosswellen nur ausgelöst werden, wenn diese die von der Primärflamme ausgehenden natürlichen Stosswellen verstärken d.h. sich diesen entsprechend überlagern.

Rothrock & Spencer haben aber eine andere Beobachtung gemacht, die die vorstehenden Ausführungen über die Präparation des klopfenden Ladungsrestes stützt. Durch einen auf dem Kolben angeordneten Spiegel, der durch Funkenlicht beleuchtet wurde, haben sie einen hellen Hintergrund für Schlierenaufnahmen geschaffen. Es zeigte sich dabei, dass die Primärflamme zuerst eine dunkle Zone (von Rothrock & Spencer "Reaktionszone" genannt) hervorbringt, an die sich später zunächst eine hellleuchtende Zone anschliesst und erst noch später tritt, sofern Klopfen einsetzt, ein weiteres ausserordentlich intensives Leuchten schlagartig im gesamten Verbrennungsraum ein, das so stark ist, dass es den Film verschleierte. Erst dieses starke Leuchten ist mit den im Indikatorgramm sichtbaren Klopferschwingungen verbunden. Hieraus kann man schliessen, dass das Gemisch zunächst durch Vorumsetzungen präpariert wird, deren Leuchtkraft verhältnismässig gering ist, sodass nur die Verdunklung des Hintergrundes durch die Schlieren beobachtbar wird. Sofern jedoch Klopfen eintritt, erzeugt die entgültige klopfende Umsetzung ein so intensives Licht, dass eine Ueber-

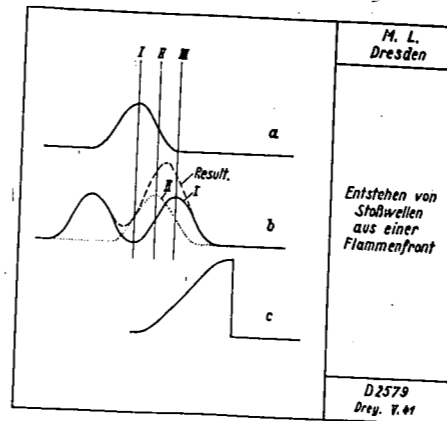


Bild 1

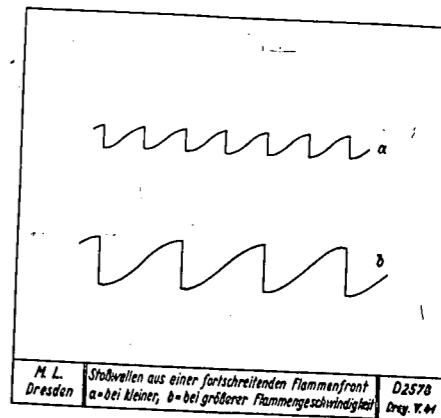


Bild 2

strahlung der Schlierenblenden erfolgt, und sie breitet sich auch in dem präparierten Gemisch mit so hoher Flammgeschwindigkeit aus, dass die Entwicklung ihrer Flammenbewegung mit der benutzten Bildfrequenz von 1000 Bildern/sek nicht mehr verfolgt werden kann.

#### 4. Motorische Verbrennung beim Dieselgasverfahren

Von Dozent Dr.- Ing.habil W. Rixmann, Villingen

Aus der Versuchsanstalt und amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule

Berlin

Die Entwicklung des Dieselgasverfahrens ist im letzten Jahr schnell vorwärts geschritten. Die grundsätzlichen Versuche und Erprobungen können für Viertaktmotoren als abgeschlossen gelten. Von einer Reihe von Firmen wird seit Monaten die serienmäßige Herstellung von Diesel-Generatorgas-Fahrzeugen vorgenommen, so z.B. von MAN, Sauer, Daimler-Benz, Deutz, Lanz usw.

Bei der letzten Sitzung des Arbeitskreises im vorigen Jahr konnte über die in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule, Berlin, vorgenommenen Versuche und Massnahmen zur Umstellung verschiedener Motoren auf Flüssiggas und Generatorgas berichtet werden. Während sich damals das Verfahren selbst noch sehr in der Entwicklung befand und infolgedessen mehr über Fragen der Umstellungs-Bedingungen und der notwendigen Geräte berichtet wurde, ist es nun im vergangenen Jahr möglich gewesen, bei den motorischen Versuchen auch der Frage der Zündung und Verbrennung Beachtung zu schenken. Auch diese Versuche wurden an serienmäßigen Motoren durchgeführt. Hierbei zeigten sich interessante, durch das Verfahren bedingte Erscheinungen des Verbrennungsablaufes, deren Kenntnis wiederum Rückwirkungen auf die praktische Ausführung des Verfahrens und der Zubehörgeräte hat. Zwei Grössen haben einen besonderen Einfluss auf den motorischen Verbrennungsablauf des Dieselgasverfahrens und damit auf den Leistungsunterschied gegenüber dem reinen Dieselbetrieb: die Luftüberschusszahl und der Zündverzögerung.

#### Die Luftüberschusszahl $\lambda$

Die allgemeine Beziehung für den Unterschied der Leistung bzw. des mittleren Druckes bei zwei Betriebsarten am gleichen Motor.

$$\Delta N_L = \Delta p_{mL} = f \left( \frac{\eta_u'}{\eta_u}, \frac{\eta_i'}{\eta_i}, \frac{\eta_{mv}'}{\eta_{mv}} \right) \begin{cases} \eta_u = \text{Gemischheizwert} \\ \eta_i = \text{Liefergrad} \\ \eta_{mv} = \text{wirtschaftl. Wirkungsgrad} \end{cases}$$

lässt erkennen, dass die Luftüberschusszahl sich in den beiden Verhältnisszahlen  $\frac{h'_u}{h_u}$  und  $\frac{\eta'_h}{\eta_h}$  auswirkt.

Wenn Index d den Dieselbetrieb und ' den Dieselgasbetrieb bezeichnet, so ergibt sich

$$\frac{h'_u}{h_{u2}} = \frac{H'_u}{H_{u2}} \frac{\lambda_d \cdot L_d}{1 + \lambda' \cdot L'}$$

Da für ein gegebenes Gas mit dem Heizwert  $H_u$  auch der Luftbedarf  $L$  gegeben ist und für den Dieselgasbetrieb  $\lambda' = 1$  im Mittel zugrunde gelegt werden kann, so ergibt sich aus der obigen Beziehung, dass das Verhältnis der Gemischheizwerte  $h_u$  und damit ein Haupteinfluss auf den Leistungsunter-

schied

durch die Luftüberschusszahl  $\lambda_d$  gegeben ist.

Diese Tatsache ist für die Beurteilung der Leistung eines Dieselmotors von ausschlaggebender Bedeutung, da die umgestellten Fahrzeug-Dieselmotoren im Dieselbetrieb mit Luftüberschusszahlen in grossen Grenzen arbeiten.  $\lambda_d$  schwankt zwischen 1,2 und 2,0. Es ist deshalb nicht möglich, über den Leistungsunterschied von Diesel- und Dieselgasbetrieb am gleichen Motor allgemeingültige Angaben zu machen, wie dies z.B. bei auf Gasbetrieb umgestellte Otto-Motoren der Fall ist.

Im wirtschaftlichen Wirkungsgrad  $\eta'_h$  des Dieselgasbetriebes spielt vor allem der theoretisch-thermische Wirkungsgrad und der Gütegrad der Verbrennung eine wichtige Rolle und damit auch bei der Verhältnisszahl  $\frac{\eta'_h}{\eta_{h2}}$  als weiterer mass-

gebender Einfluss für den Leistungsunterschied, wie die oben angeführte Beziehung zeigt.

Bei gegebenem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  ist der theoretisch-thermische Wirkungsgrad durch  $\lambda$  gegeben. Wenn vorausgesetzt wird, dass für Diesel- und Dieselgasbetrieb gleiches  $\epsilon$  zur Anwendung kommt, so interessiert vor allem das Verhältnis  $\frac{\eta'_h}{\eta_{h2}}$ , da für beide Betriebsarten nicht die gleichen

Luftüberschusszahlen angewendet werden. Es wurde schon erwähnt, dass für Dieselgasbetrieb durchweg mit einem mittleren  $\lambda' = 1,0$  gerechnet werden kann. Dadurch, dass aber im Dieselbetrieb stets ein mehr oder weniger grosser Luftüberschuss angewendet wird, ergibt sich, dass das Verhältnis  $\frac{\eta'_h}{\eta_{h2}}$  stets kleiner als 1 ist.

Wenn z.B. eine Dieselmachine bei einer bestimmten Drehzahl mit  $\lambda_d$  von 1,7 fährt und damit einen theoretisch-ther-

mischen Wirkungsgrad von 54 % hat, so geht dieser Wert auf rund 47 % für das Dieselgasverfahren herunter. Allein durch diesen Einfluss würde also der wirtschaftliche Wirkungsgrad und damit der mittlere Druck um 13 % geringer werden, wenn die übrigen Einflüsse konstant blieben.

Da der mechanische Wirkungsgrad von verhältnismässig geringem Einfluss auf den wirtschaftlichen Wirkungsgrad ist, ist also der Gütegrad der Verbrennung  $\eta'_g$  vor allem dafür ausschlaggebend, ob im Dieselgasbetrieb der wirtschaftliche Wirkungsgrad des Dieselbetriebs gehalten werden kann oder nicht, d.h. also, ob die oben gekennzeichnete Verringerung des theoretisch-thermischen Wirkungsgrades im Dieselgasbetrieb durch eine Verbesserung des Verbrennungsablaufs wieder aufgehoben werden kann oder nicht.

Vom Otto-Generator-Betrieb ist es bekannt, dass der Gütegrad  $\eta_g$  gegenüber dem Otto-Benzinbetrieb des gleichen Motors um etwa 10 % heruntergeht.

Um das Ergebnis gleich vorwegzunehmen, ist festzustellen, dass der Gütegrad der Verbrennung beim Dieselgasbetrieb gegenüber dem Dieselbetrieb durchweg steigt. Versuche an einer Reihe von umgestellten Motoren ergaben für Holzgas Gütegrade von  $\eta'_g = 82 - 84 \%$ , während diese Werte für den reinen Dieselbetrieb je nach der Bauart zwischen 75 und 79 % liegen. Diese Verbesserung im Dieselgasbetrieb gegenüber Benzinbetrieb hebt die Verringerung des theoretisch-thermischen Wirkungsgrades ganz oder teilweise wieder auf, sodass tatsächlich gleiche oder nur um etwas schlechtere wirtschaftliche Wirkungsgrade im Dieselgasbetrieb gegenüber Dieselbetrieb festzustellen sind. Es muss bemerkt werden, dass hierfür entscheidend die Luftüberschusszahl des Dieselbetriebes  $\eta_d$  ist. Je geringer dieser Wert ist, umso eher ist ein Ausgleichen in der gekennzeichneten Weise möglich. Bei Dieselmotoren mit grosser Luftausnutzung also niedrigem  $\eta_d$  ist sogar schon beobachtet worden, dass im Dieselgasbetrieb, insbesondere bei Vollast, ein besserer wirtschaftlicher Wirkungsgrad, d.h. also ein geringerer spezifischer Wärmeverbrauch ermittelt worden ist, als im Dieselbetrieb an der gleichen Maschine.

Die dargestellte Erscheinung des hohen Gütegrades kennzeichnet einen fast idealen Verbrennungsverlauf, der dadurch hervorgerufen wird, dass durch das Einspritzen eines Zündstrahles in ein brennfähiges Gemisch Tausende von Zündkernen in den Verbrennungsraum gebracht werden. Die hierdurch hervorgerufene Entflammung des Gemischs an vielen Stellen bewirkt eine plötzlich ansteigende Druckerhöhung und nach Entzündung des Gemischs sehr kurze Flammenwege. Diese Flammen-

wege sind umso kürzer, je einheitlicher der Verbrennungsraum selbst ist. Die Motoren mit direkter Einspritzung ergeben daher die günstigsten Gütegrade, allerdings auch den steilsten Druckanstieg. Untersuchungen über den Zündverzug und den Druckzeit-Verlauf im Diesel- und Diesel-Gasbetrieb geben über diese geschilderten Verhältnisse ein besonders anschauliches Bild.

#### Zusammenhang zwischen Luftüberschusszahl und Zündverzug.

Die bekannten Beziehungen für die Berechnung des Zündverzuges gehen von dem mittleren Gaszustand während der Einspritzung aus. Wolfer gibt hierfür folgende Beziehung an:

$$\text{Zündverzug } Z_v = \frac{0,44}{p^{1,19}} \cdot e^{\frac{4560}{T}} \cdot 10^{-3} \text{ (Sec)}$$

Diese Werte beziehen sich auf einen Dieselbetrieb, bei dem Luft, d.h. also ein Sauerstoffgehalt von 21 %, zugrunde gelegt wird. Da beim Dieselgasverfahren diese Voraussetzung nicht gegeben ist, gilt naturgemäss diese Beziehung nicht mehr, weil der Sauerstoffgehalt des Gasluftgemischs wesentlich geringer ist. Bei einem Verhältnis von einem Teil Luft auf ein Teil Gas ist um jedes Brennstoff-Tröpfchen, das als Zündkern dient, nur etwa die Hälfte der Sauerstoff-Moleküle vorhanden als bei reiner Luft. Genau lässt sich für den Dieselgasbetrieb die Sauerstoff-Konzentration vor dem Motor, d.h. also ohne Einbeziehung des Abgasrestes im Zylinder, nach folgender Beziehung berechnen.

$$\text{Sauerstoffkonzentration } o = \frac{0,21}{1 + \frac{1}{\lambda_g} \left( \frac{1}{\lambda} - \frac{r}{\lambda_d} \right)}$$

Beispiel: Für einen Dieselgasmotor seien folgende Daten gegeben:

$$\begin{aligned} \text{Dieselölanteil } r &= 0,2, & \lambda_d &= 1,5 \\ \text{Luftüberschusszahl des Dieselbetriebes } & & L_g &= 1,1 \text{ m}^3/\text{m}^3 \\ \text{Luftbedarf des Gases } & & \lambda &= 1,1. \\ \text{Luftüberschusszahl des Dieselgasbetriebes } & & & \end{aligned}$$

Hiermit errechnet sich die Sauerstoff-Konzentration vor dem

$$\text{Motor } = o = \frac{0,21}{1,705} = 0,123$$

Der Einfluss der Sauerstoff-Konzentration auf den Zündverzug ist von Boerlage und Broeze untersucht worden; dabei ist für den gegebenen Motor folgende Abhängigkeit festgestellt:

Sauerstoffkonzentration	0	10	15	21	30	%
Zündverzug $Z_v$		20	15	11	7,5	0
						KW

Hieraus ergibt sich, dass der Zündverzug bei Verringerung der Sauerstoff-Konzentration von 21 % auf 12,3 % um 60 % steigen müsste. Ohne Zweifel können diese Werte nicht ohne weiteres auf das Dieselgasverfahren übertragen werden, da auch noch andere Einflüsse sich geltend machen. Zum Beispiel wird durch die grösseren Werte der mittleren spezifischen Wärme die Kompressions-Endtemperatur geringer, wodurch eine weitere ungünstige Beeinflussung des Zündverzuges eintritt. Ferner ist bei Veränderung des Verdichtungs-Verhältnisses im Dieselgasbetrieb damit zu rechnen, dass auch von seiten des veränderten, in der Regel verringerten Verdichtungs-Verhältnisses ein weiterer ungünstiger Einfluss zustande kommt. Andererseits ist es noch möglich, dass durch die Zusammensetzung des Generatorgases sich Einflüsse verschiedener Art geltend machen können. Ohne genauere Messungen des Zündverzugs am Zylindermotor und der einzelnen genannten Faktoren lassen sich naturgemäss keine endgültigen Angaben über den Zündverzug des Dieselgasbetriebes machen. Grössenordnungsmässig können aber schon weitgehend Schlüsse aus den vorhandenen Unterlagen gezogen werden. Vor allem ist es möglich, die eigenartigen Druck-Zeit-Oszillogramme des Dieselgasbetriebes mit dem vergrösserten Zündverzug zu erklären.

Der Verbrennungsablauf des Dieselgasverfahrens ist dadurch gekennzeichnet, wie Bild 1 zeigt, dass der Zündeinsatz erst nach oberem Totpunkt erfolgt und zwar ergeben sich für den normalen und in jeder Beziehung einen guten Lauf des Motors kennzeichnenden Verbrennungsablauf stets solche Druck/Zeit-Oszillogramme, die bei reinem Dieselbetrieb auf sehr schlechten Verbrennungsablauf mit rauchendem Auspuff schliessen lassen würden.

Die Untersuchungen haben folgende Erkenntnisse ergeben:

Der Einfluss der veränderten Sauerstoff-Konzentration auf den Zündverzug konnte klar nachgewiesen werden, denn mit abnehmender Teillast, d.h. also mit zunehmendem Luftüberschuss, ergaben sich bei konstantem Förderbeginn und konstanter Drehzahl geringere Werte für den Zündeinsatz nach o.T. Dies zeigt der Vergleich von Bild 1 und 2. Während Bild 1 für die Drehzahl 1236 U/min die Vollast darstellt bei einem  $\lambda$  von 1,06, kennzeichnet Bild 2 bei praktisch gleicher Drehzahl eine Teillast mit  $\lambda = 1,55$ . Hierbei ist der Zündeinsatz um rund 6° KW früher bei gleichem Förderbeginn. Aber auch dann setzt die Zündung erst nach o.T. ein.

Die Untersuchungen über den Einfluss der Luftüberschusszahl haben nach der anderen Seite hin einen genau feststellbaren Höchstwert für den anwendbaren Zündverzug, und damit für die geringst anwendbare Luftüberschusszahl ergeben. Wurde

z.B. die Luftüberschusszahl von dem Wert  $\lambda = 1,06$  weiter verringert auf  $\lambda = 1,0$  zu, so ergeben sich so starke Verzögerungen im Verbrennungsablauf, dass z.Teil die Zündung aussetzt und die Leistung stark abfiel. Bild 3 zeigt die gekennzeichnete Abhängigkeit des Zündensatzes von der Luftüberschusszahl im einzelnen an einem Famo-Motor. Ueber den Werten für den Zündensatz, die alle für den gleichen Förderbeginn von  $39^\circ$  vor o.T. gelten, ist der zugehörige mittlere Druck eingezeichnet. Hier ist deutlich zu erkennen, wie bei Verringerung der Luftüberschusszahl unter  $1,06$  der mittlere Druck stark abfällt, während er bei Vergrößerung der Luftüberschusszahl nur sehr langsam abnimmt. Es ist zu bemerken, dass im Ottobetrieb mit Generatorgas solche Erscheinungen nicht vorhanden sind. Vielmehr kann man sagen, dass gerade umgekehrte Verhältnisse vorliegen. Während der Motor auf Luftmangel im Ottobetrieb nicht so empfindlich ist, ist er dagegen auf Luftüberschuss, wie auch im Benzinbetrieb, wesentlich empfindlicher als im Dieselgasbetrieb.

Der Einfluss der Drehzahl konnte ebenfalls ermittelt werden. Da bei einem durch die geschilderten Verhältnisse gegebenen Zündverzug der zugehörige Kurbelwinkel bei niedrigerer Drehzahl kleiner wird, müsste sich ergeben, dass bei gleicher Luftüberschusszahl der Zündensatz bei niedrigeren Drehzahlen kleinere Werte nach o.T. anzeigt, als bei höheren Drehzahlen. Dies zeigt Bild 4 und 5 bei einer anderen Versuchsreihe mit  $\varepsilon = 15,9$ . Bei gleichem Förderbeginn ist der Zündensatz bei  $722$  U/min. auf  $1,6^\circ$  nach o.T. heruntergegangen gegenüber  $8,7^\circ$  bei  $1231$  U/min. Darüber hinaus zeigte es sich sogar, dass die beste Leistung im ersten Fall bei einer wesentlich geringeren Luftüberschusszahl nämlich bei  $\lambda = 0,95$  auftrat gegenüber  $\lambda = 1,06$  im zweiten Fall.

Die Versuche haben also gezeigt, dass:

- 1) bei jeder Drehzahl der Höchstwert des mittleren Druckes bei einer anderen Luftüberschusszahl auftritt und zwar werden bei zunehmender Drehzahl diese Werte für  $\lambda$  höher.
- 2) Die für jede Drehzahl festgestellten günstigsten Luftüberschusszahlen nicht unterschritten werden dürfen, da sonst ein plötzlicher und starker Leistungsabfall auftritt.

Für die Praxis haben diese Erkenntnisse folgende Auswirkungen: Wenn ein Mischer z.B. bei einer niedrigen Drehzahl im Dieselgasbetrieb auf beste Leistung eingestellt wird, so muss mit steigender Drehzahl und Vollast das Mischungsverhältnis den steigenden Drehzahlen stets angepasst werden; denn wenn dies nicht geschieht, so wird sehr bald der Fall eintreten, dass von einer bestimmten Drehzahl ab die Leistung

sehr schnell abfällt, da das vorher eingestellte Mischungsverhältnis nicht mehr ausreicht, um einen genügend kurzen Zündverzug zu erzielen. Nun haben die meisten handelsüblichen Mischer leider die Tendenz, mit steigender Drehzahl nicht etwa die hiernach erforderlichen höheren Luftüberschusszahlen einzustellen, sondern im Gegenteil, mit zunehmender Drehzahl wird bei festeingestellter Luftklappe die Luftüberschusszahl geringer, sodass die Grenzwerte der anwendbaren Luftüberschusszahlen mit steigender Drehzahl noch eher erreicht werden, als wenn die Luftüberschusszahl von dem Mischer konstant gehalten würde. Das Dieselgasverfahren erfordert also unter allen Umständen Mischer, bei denen mit steigender Drehzahl automatisch auch höhere Luftüberschusszahlen eingestellt werden. Bild 6 zeigt hierzu einen praktischen Versuch, bei dem ein Dieselgeneratorgaswagen auf einem Trommelprüfstand untersucht worden ist. Hier sind über der Geschwindigkeit die Trommel-Drehmomente aufgetragen. Die vollausgezogene Kurve zeigt den reinen Dieselbetrieb, die beiden anderen den Dieselgasbetrieb. Es ist deutlich zu erkennen, wie bei derjenigen Kurve, bei der bei  $30$  km/h, also bei einer niedrigen Drehzahl, der Bestwert der Leistung eingestellt ist, das Drehmoment über  $50$  km/h hinaus sehr stark abfällt, da an diesem Punkt der Grenzwert des anwendbaren Luftüberschusses erreicht war. Wenn dagegen bei  $50$  km/h mit Hilfe der Luftklappe der Bestwert der Leistung eingestellt wurde, so konnte das Drehmoment sehr gut auch bei höheren Drehzahlen gehalten werden. Der Unterschied ist schraffiert dargestellt.

Es ist also erforderlich, beim Diesel-Gasbetrieb bei Fahrten mit Vollast (z.B. bei Bergfahrt) mit stets veränderlichem Luftüberschuss zu fahren. Dies erfordert bei den heute handelsüblichen Mixern in der Regel ein ständiges Nachstellen der Luftüberschusszahl. Dieses ständige Einstellen mit der Luftklappe ist den Dieselgasfahrern eine bekannte Erscheinung. Selbstverständlich spielt auch der Förderbeginn selbst eine wichtige Rolle. Bild 7 zeigt den Zündensatz in Abhängigkeit vom Förderbeginn, sowie den zugehörigen mittleren Druck. Wenn z.B. bei  $34^\circ$  Förderbeginn vor o.T. bei der eingestellten Luftüberschusszahl der beste Wert des Motors erreicht wurde, so ergibt eine Verringerung des Förderbeginns, z.B. auf  $32^\circ$  vor o.T. bereits einen so grossen Einfluss auf den Zündverzug, dass der mittlere Druck von  $5,7$  auf  $4,7$  kg/cm<sup>2</sup> gefallen ist. Hierbei ist naturgemäss die Luftüberschusszahl konstant gehalten. Durch eine Vergrößerung der Luftüberschusszahl hätte der starke Abfall des mittleren Druckes vermieden werden können.

Hieraus ist für den praktischen Betrieb zu folgern, dass im Dieselgasbetrieb der Förderbeginn möglichst einstellbar



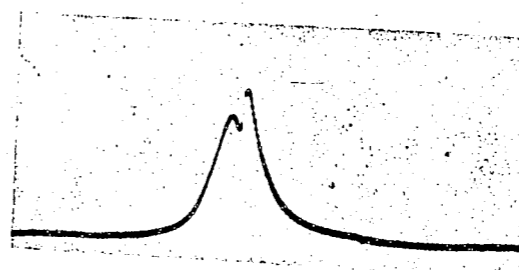
sein sollte. Wenn dies aber nicht durchgeführt werden kann, ist es notwendig, den günstigsten Wert bei der höchsten Drehzahl unter Vollast zu ermitteln, denn bei niedriger Drehzahl werden die Verhältnisse jeweils günstiger.

Die anfangs erwähnte Verbesserung des Gütegrades im Dieselmotorbetrieb bezieht sich auf solche Fälle, bei denen die besten Leistungen eingestellt waren, bei denen also der Zündverzögerung noch ausreicht, um einen sicheren Verbrennungsablauf zu gewährleisten. Jedes Abweichen hiervon, entweder durch falsch eingestellte Luftüberschusszahl oder durch zu späten Förderbeginn, gibt, wie gezeigt worden ist, einen beträchtlich geringeren mittleren Druck, d.h. also einen geringeren Gütegrad.

Über den Zusammenhang des Gütegrades mit der Verbrennungsraumform ist abschliessend zu sagen, dass der Gütegrad umso grösser ist, je einheitlicher der Verbrennungsraum gestaltet ist. Dies ist dadurch zu erklären, dass die Flammenwege umso kürzer sind, je besser der eingespritzte Zündstrahl den Verbrennungsraum erfasst. Dies trifft also vor allen Dingen für Motoren mit direkter Einspritzung zu. Bei Motoren mit unterteilten Verbrennungsräumen kann der Zündstrahl nur in einen Teil des Luftgemisches eingespritzt werden. Hierdurch ergeben sich grössere Flammenwege und damit auch geringere Gütegrade.

Die hier dargestellten Untersuchungen geben zwar einen Einblick in die Fragen der motorischen Verbrennung beim Dieselmotorenverfahren, sie lassen auch die Einflüsse auf den Zündverzögerung und den Gütegrad grössenordnungsmässig erkennen, vor allem auch die Auswirkung auf die Praxis, doch sind sie im Rahmen der ganzen Arbeit nur als Vorversuche zu werten. Die nächste Aufgabe wird es sein, an einem Einzylinder-Prüfstand diese Erkenntnisse durch unmittelbare Messung des Zündverzögerung in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl und der Gaszusammensetzung zu vertiefen.

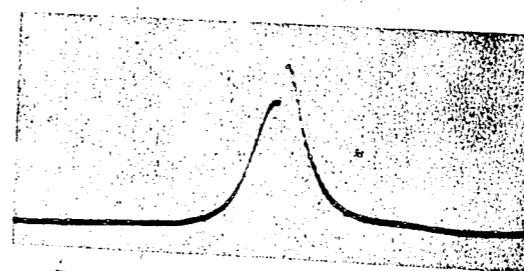
Die Vorarbeiten haben in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge begonnen.



Famo 4F-145 EL  
 $\epsilon = 13,05$   
 $n = 1236 \text{ U/min}$   
 $r = 17,7 \%$   
 $p_{me} = 5,47 \text{ kg/cm}^2$

$\lambda = 1,06$   
 Zündverzögerung  $-9^\circ$  nach D.T.  
 $\phi_{fdg} = 177 \text{ at/KBW}$

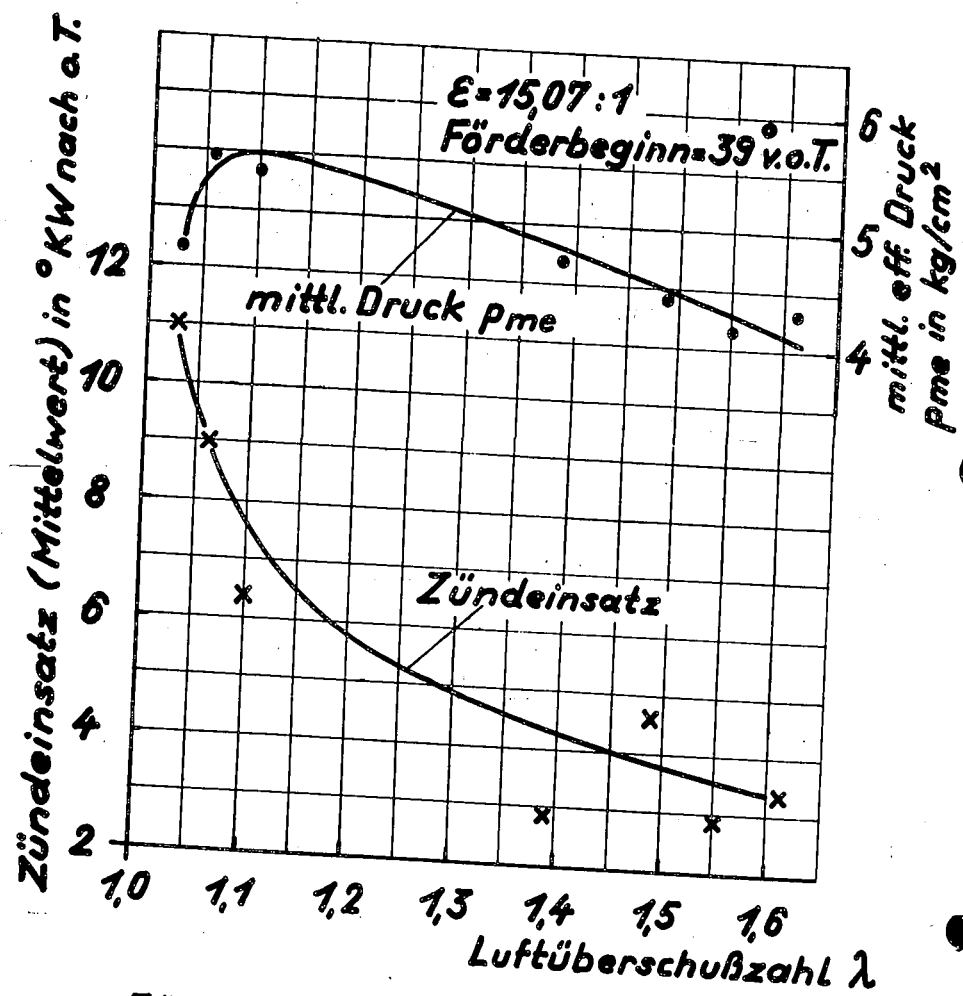
Bild 1  
 Druck/Zeit - Diagramm, Vollast  
 Förderbeginn  $39^\circ$  v.O.T.



Famo 4F-145 EL  
 $\epsilon = 13,05$   
 $n = 1242$   
 $r = 16,9 \%$   
 $p_{me} = 4,15 \text{ kg/cm}^2$

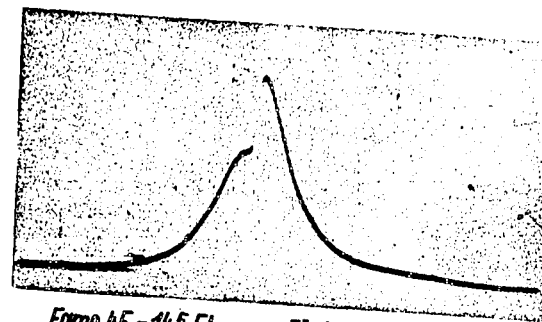
$\lambda = 1,55$   
 Zündverzögerung  $-29^\circ$  nach D.T.  
 $\phi_{fdg} = 2,03 \text{ at/KBW}$

Bild 2  
 Druck/Zeit - Diagramm, Teillast  
 Förderbeginn  $39^\circ$  von O.T.



Zündeinsatz in Abhängigkeit  
von der Luftüberschußzahl  
Famo-Motor 4-Zyl. 40 PS  $n = 1240$  U/min

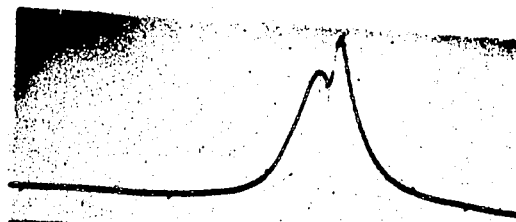
Bild 3



Famo 4F-145 EL  
 $\epsilon = 15.9$   
 $n = 722$   
 $p_{me} = 5.90 \text{ kg/cm}^2$

Förderbeginn =  $34^\circ$  a.T.  
Zündeinsatz =  $1.6^\circ$  a.T.

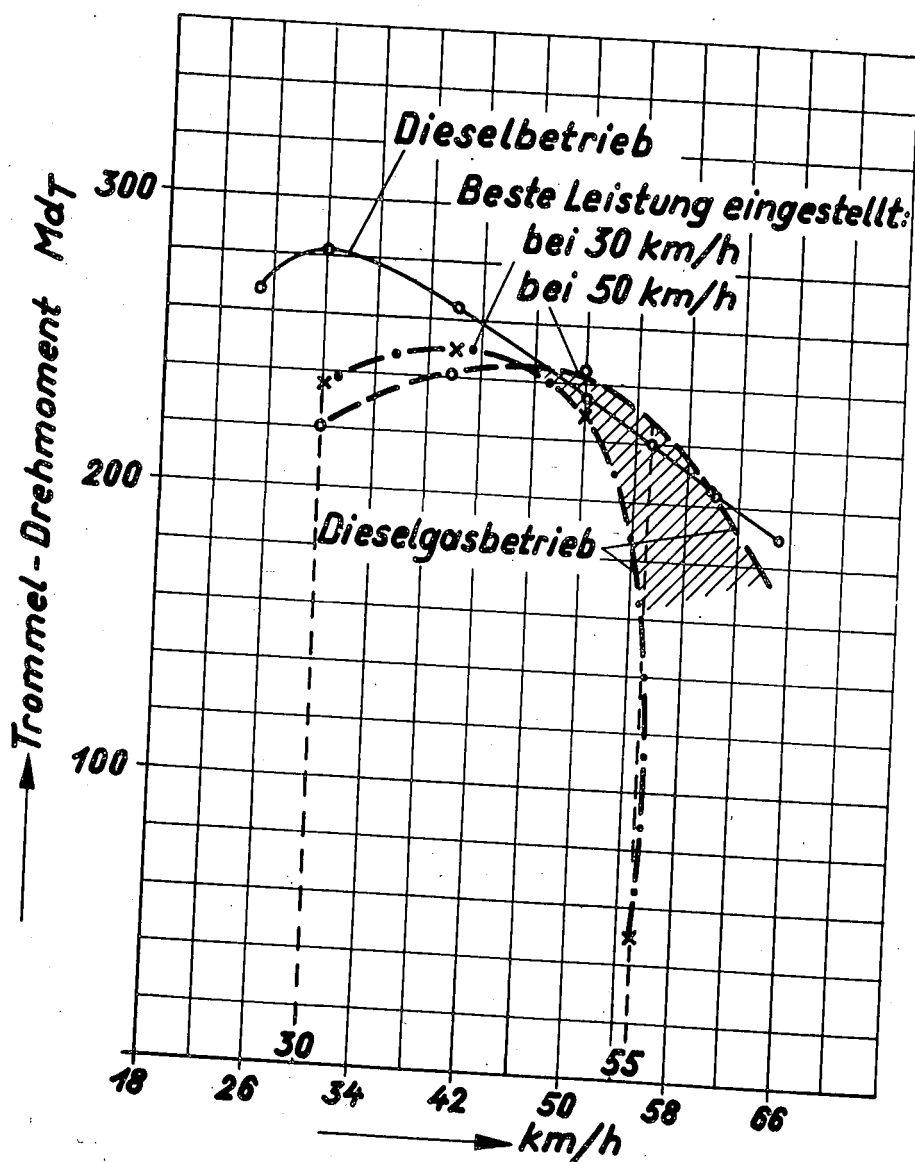
Bild 4  
Druck / Zeit - Diagramm, Vollast  
 $\lambda = 0.95$  ;  $n = 720 \text{ min}^{-1}$



Famo 4F-145 EL  
 $\epsilon = 15.9$   
 $n = 1231 \text{ U/min}$   
 $p_{me} = 5.95 \text{ kg/cm}^2$

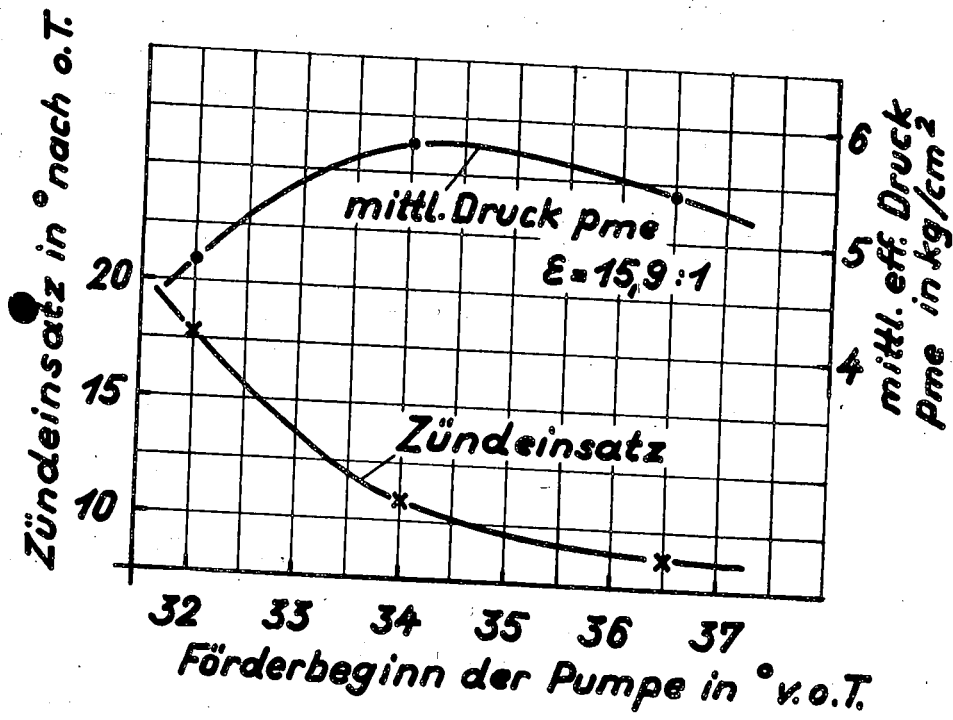
Förderbeginn =  $34^\circ$  a.T.  
Zündeinsatz =  $0.7^\circ$  a.T.

Bild 5  
Druck / Zeit - Diagramm, Vollast  
 $\lambda = 1.06$  ;  $n = 1230 \text{ min}^{-1}$



**Drehmomentvergleich im Dieselgasbetrieb  
bei ungünstiger Regelung durch den Mischer  
Einheits-LKW; MAN-Motor 105/120 mit Kuglbrennraum  
a.d. Prüfstand**

Bild 6



Zündeinsatz in Abhängigkeit vom Förderbeginn

Famo-Motor 4-Zyl. 40 PS  $n=1240$  U/min

### 5. Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit

am Mehrzylinder - Ottomotor.

Von Dipl.-Ing. S c h u l z e

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen an der Technischen  
Hochschule Dresden

Im Rahmen der vom RVM dem IfK gestellten Forschungsaufgaben, die dem Ziel des  $n$ -Zyl. =  $n \times 1$  Zyl. -Ottomotors zustreben, galt es, eine einfache und zuverlässige Messmethode zur Untersuchung von  $n$ -Zylinder-Ottomotoren hinsichtlich des Klopfbeginns der einzelnen Zylinder zu schaffen. Nachdem bereits einige Forscher versucht haben, einmal durch reine Gehörmessungen<sup>1)</sup>, zum anderen mit Hilfe von elektro-akustischen

Verfahren<sup>2)</sup> diese Aufgabe zu lösen, wurde in unserem Falle von der Seite des durch die Klopferschwingungen erhöhten Wärmeüberganges beim Klopfen herangegangen.

E. Schmidt<sup>3)</sup> und R. Sinn<sup>4)</sup> haben nachgewiesen, dass die Wärmeübergangszahl mit der Klopferschwingung zunimmt. Es wird dies dadurch erklärt, dass durch die dabei auftretenden Druckstöße das schon verbrannte Gas bis an die Wand heran sehr plötzlich adiabatisch verdichtet und so auf höhere Temperatur gebracht wird, wobei heissere Schichten näher an die Wand gelangen und der Temperaturgradient auch aus diesem Grunde anwächst. Schmidt errechnet eine Erhöhung des Temperaturgradienten um rund das Dreifache während der Dauer der Stosswelle. Er erhält nach Verteilung dieses erhöhten Wärmeüberganges auf die Gesamtzeit der klopfenden Verbrennung eine mittlere Steigerung der an das Kühlwasser abgegebenen Wärmemenge um 50 %.

Hiervon ausgehend wurde ein Meßstopfen entwickelt, der eine thermoelektrische Messung der Temperaturen der Zylinderinnenwand zulässt. Hier musste sich ja am ehesten eine Erhöhung der Wärmeübergangszahl auswirken. Der schematische Aufbau dieses Stopfens, der zunächst am I.G.-Prüfmotor an der Stelle des Springstabilitätsindikatoren am Zylinderkopf eingeschraubt wurde, ist im Bild 1 dargestellt.

Der entstehende Thermostrom wurde über einen Widerstand an ein Spiegelgalvanometer geleitet. Zur Erprobung der Messmethode wurden zunächst an diesem Einzylinder-Ottomotor eine Reihe von Untersuchungen durchgeführt, die die Grundlagen für die späteren Messungen am Mehrzylinder-Ottomotor liefern sollten. Unter Veränderung des Verdichtungsverhältnisses am laufenden Motor wurde nach jeweils kurzem Einlaufen von Fall zu Fall die Temperatur abgelesen und über

dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Es ergab sich das im Bild 2 dargestellte Diagramm. Hierbei konnte der Klopfbeginn als Punkt des Abknickens der Temperaturkurve eindeutig ermittelt werden. Kontrollversuche mit Hilfe einer von Schütz<sup>5)</sup> am IfK entwickelten Messapparatur, die mit Schnauffer'schen Ionisationsstrecken arbeitete, bestätigten dies ebenso wie die rein gehörmässige Kontrolle, die allerdings den Klopfbeginn jeweils etwas später bemerkte. Es entspricht Letzteres den auch von anderen Forschern gemachten Erfahrungen, nach denen der tatsächliche Klopfbeginn vor dem mit dem Ohr wahrnehmbaren liegt.

Noch war jedoch der Klopfbeginn nicht eindeutig festgelegt; denn ausser den sonst konstanten Bedingungen des I.G.-Prüfmotors muss jeweils noch das günstigste Mischungsverhältnis eingestellt werden, da ja bekanntlich der Klopfbeginn bei dem optimalen Mischungsverhältnis am frühesten liegt.

An Hand zahlreicher Versuche konnte dieser Punkt des optimalen Mischungsverhältnisses auch durch die Messergebnisse des Temperaturstopfens festgelegt werden. Durch Veränderung des Schwimmerstandes änderte man am I.G.-Prüfmotor das Mischungsverhältnis. Dabei aufgenommene Temperaturschaubilder zeigten grundsätzlich den in Bild 3 dargestellten Verlauf, wie ihn auch Pye errechnet.<sup>6)</sup> (Bild 4). Das Maximum der gemessenen oder berechneten Temperatur zeigt das optimale Mischungsverhältnis an.

Nunmehr konnte der Klopfbeginn eines Kraftstoffes eindeutig festgelegt werden. Damit war die Möglichkeit gegeben, Oktanzahlbestimmungen nach Ricardos "highest useful compression ratio" durchzuführen, wobei die recht individuelle Festlegung des Klopfbeginns mit dem Gehör bei Ricardo jetzt ersetzt wurde durch die Festlegung des Klopfbeginns als Knickpunkt der Messkurve, bedingt durch den erhöhten Wärmeübergang beim Klopfen.

Der Verlauf einer auf diese Weise durchgeführten Oktanzahlbestimmung war nun folgender:

Zunächst wurde mit dem zu untersuchenden Kraftstoff das günstigste Mischungsverhältnis eingestellt, dann der Klopfbeginn bestimmt. Erfahrungsgemäss kann man dann schon ziemlich genau folgern, welche OZ dieser Kraftstoff haben wird. Nun werden auf gleiche Weise zwei bekannte Kraftstoffmischungen untersucht, deren eine Oktanzahl voraussichtlich tiefer, die andere höher als die des zu untersuchenden Kraftstoffes lagen. Somit war der Kraftstoff eingegabelt. Durch lineare Interpolation erhielt man die OZ des Kraftstoffes X (Bild 5). Das Verfahren der Oktanzahlbestimmung auf diese Weise scheint durch seine einfache Handhabung geeignet, auch dem ungeschulten Untersuchenden die Möglichkeit zu geben, Oktanzahlbestimmungen am Einzylinder-Ottomotor durchzuführen. Allerdings

konnte eine höhere Genauigkeit wie bei dem bisherigen Klopfversuch nicht erreicht werden. Es ist dies insbesondere auf die Schwierigkeiten der Konstanthaltung der motorischen Verhältnisse zurückzuführen. Eine Methode zur absoluten Oktanzahlbestimmung unter Konstanthaltung der Lufttemperatur Feuchtigkeits- und Dichte ist in Bearbeitung.

Für Mehrzylinder-Untersuchungen galt es in erster Linie einen Meßstopfen zu entwickeln, der ohne wesentliche Veränderungen am Zylinder einzubauen war, um die Methode auch für die Praxis verwendbar zu machen und z.B. auch Reihenuntersuchungen durchführen zu können. Als einzige Lösung blieb hier nur die Anbringung in der Kerzenbohrung des Zylinderkopfes. Durch Einbau eines Stopfens, der exzentrisch eine Liliputzündkerze der Fa. Bosch enthielt, wurde genügend Raum für die Meßfläche gewonnen. Als Material für den Meßstopfen wurde Kupfer wegen seiner hohen Wärmeleitfähigkeit genommen. Oben am Stopfen wurden Kühlrippen angesetzt (Bild 6). mit 4 derartigen Meßstopfen wurden an einem 4-Zylinder -1,8 Liter - PKW-Ottomotor Untersuchungen angestellt. Bei konstant gehaltener Kühlwassertemperatur (70°C) wurden die vier Meßstopfen der Reihe nach auf das Spiegelgalvanometer geschaltet. Das günstigste Mischungsverhältnis für die einzelnen Zylinder konnte hier allerdings nicht mehr wie beim IG-Prüfmotor durch Schwimmerstandsänderung eingestellt werden, sondern es mussten jeweils andere Düsen eingesetzt werden. Da dies innerhalb kürzester Zeit möglich war, konnten so die schon bekannten Temperaturkurven aufgenommen werden. Es ergab sich dabei folgendes Bild:

Unbeschadet der Tatsache, dass sich die Vergrößerung der Düsen nicht linear auf das Mischungsverhältnis auswirken wird, sieht man schon hier, dass das Mischungsverhältnis und die Füllung der einzelnen Zylinder durchaus verschieden ist (Bild 7). So liegt z.B. Zylinder 1 besonders ungünstig, wenn der Motor eine Düse von 120 haben sollte. Er bekommt dann offensichtlich eine zu magere Mischung. Zurückzuführen sind die Ungleichheiten auf die verschiedenen langen Ansaugwege, Gasschwingungen, Niederschläge im Ansaugrohr, Temperatureinflüsse usw. Hier wäre also für jeden Zylinder ein besonderer Vergaser oder eine Einspritzpumpe anzustreben. Da jedoch der geprüfte Ottomotor serienmäßig nur einen Vergaser für alle vier Zylinder besitzt, musste der folgenden Untersuchung auf das Klopfverhalten eine Düse zu Grunde gelegt werden, die einen befriedigenden Mittelwert darstellte, wobei die 120er Düse am besten entsprach.

Mit dieser Düse sollte nun der Klopfbeginn der einzelnen Zylinder bestimmt werden. - Um den Motor zum Klopfen zu bringen, liess sich allerdings nicht mehr am laufenden Motor das Verdichtungsverhältnis verändern, sondern man musste den Zünd-

zeitpunkt verändern. Nach jeweiligem Einlaufen des Motors auf den Beharrungszustand wurde die Temperaturmessung bei von 5° zu 5° KW verstellter Zündung vorgenommen. Das sich ergebende Bild 8 liess den Klopfbeginn der einzelnen Zylinder erkennen und damit auch das verschiedene Klopfverhalten der einzelnen Zylinder. Der Zylinder 1 ist dabei besonders klopfempfindlich. Nunmehr ist es dem Konstrukteur und Prüfsingenieur möglich, die besonders klopfreudigen Zylinder zu erkennen. Durch Verbesserung derselben ist der Weg zu einer Leistungssteigerung gewiesen.

Um die Klopfempfindlichkeit der einzelnen Zylinder vergleichen zu können, wurden mit zwei Kraftstoffen bekannter OZ folgende Schaubilder aufgenommen: (Bild 9). Durch lineare Interpolation war es jetzt möglich, die Differenz der einzelnen Zylinder betr. Klopfempfindlichkeit in Oktanzahl-einheiten auszudrücken. Zylinder 1 ist u.B. um 2,5 OZ von Zylinder 3 und 4 entfernt usw., denn durch 5 OZ-Einheiten hat sich der Klopfbeginn der einzelnen Zylinder gerade um 10° Zündung verschoben.

Es ist somit eine Messmethode geschaffen worden, die es gestattet, durch einfache thermoelektrische Messungen einmal Aufschluss über den Klopfbeginn bei Einzylinder-Ottomotoren zu erhalten, zum anderen Einblick in die Klopfempfindlichkeit der einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors zu bekommen.

Da die Messungen ohne Umbau des Versuchsmotors vorgenommen werden können, ist auch der Praxis die Möglichkeit zu Reihenuntersuchungen gegeben, um Aufschluss über die Verschiedenheit der einzelnen Motoren und deren Klopfverhalten zu gewinnen. Für den Konstrukteur besteht nun die Möglichkeit, durch Angleichung der einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors aneinander eine erhöhte Klopfleistung des gesamten Motors zu erreichen. Dadurch kann er zu gesteigerter Leistung gelangen und so dem Ziel des

$$n - \text{Zylinder} = n \times 1 - \text{Zylinder}$$

Ottomotor um einen weiteren Schritt näherkommen.

#### Literatur-Verzeichnis:

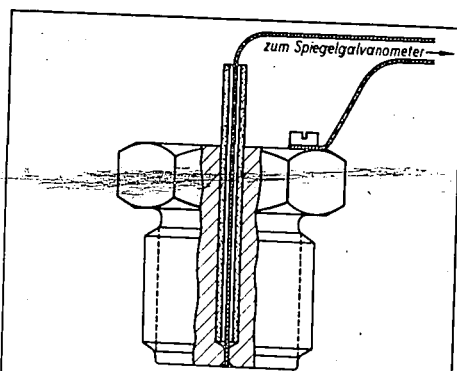
- 1.) reine Gehörmessungen:  
Ricardo, H., Schnelllaufende Verbrennungsmotoren.  
Springer Berlin.
- 2.) Elektro-akustische Messungen:  
Wawrsiniak: Akustische Methoden zur Messung des Klopfgeräusches. ATZ/1931 S. 544, 572, 652.  
Schmidt, A.W.: Akustische Untersuchung des Klopfgeräusches von Ottomotoren mit elektroakustischem Messgerät, Dtsche. Kraftfahrtforschung Heft 33.

3.) Schmidt, E: Ueber das Klopfen und die damit verbundene Verminderung des Wirkungsgrades von Otto-Motoren. Schriften der dtsh.Akad.d.Luftfahrtforschung, Heft 9, 1939.

4.) Sinn.R.: Wärmeübergang bei schwingenden Gasen.Z.d.VDI, Bd.83, Nr. 45, 1939.

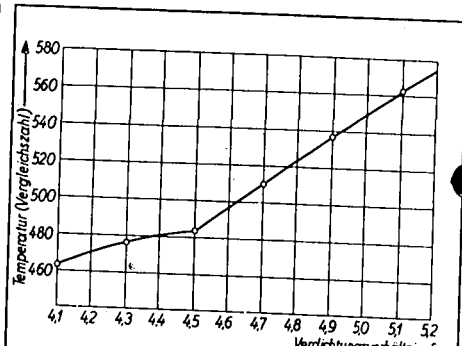
5.) Schütz : Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 31 (1939).

6.) Pye,D.R.: Die Brennkraftmaschine, Springer-Berlin 1933.



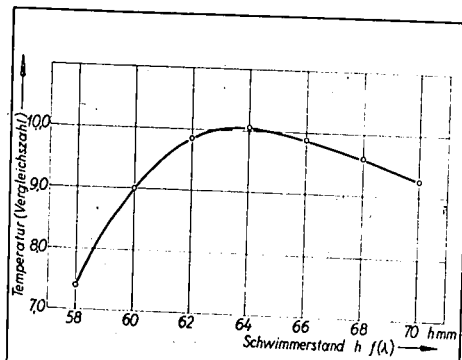
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Schema der Meßstopfen 5072

Bild 1



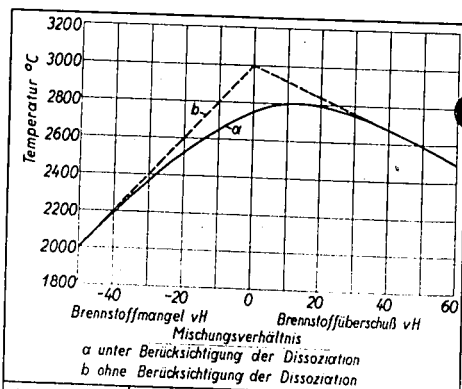
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Gemessene Temperatur über dem Verdichtungsverhältnis am 12/1 Otto-Motor 5073

Bild 2



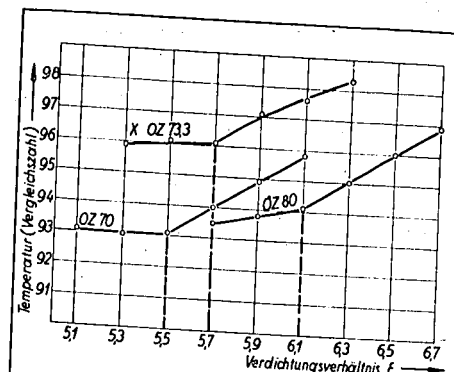
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Gemessene Temperaturen und Mischungsverhältnis 5074

Bild 3



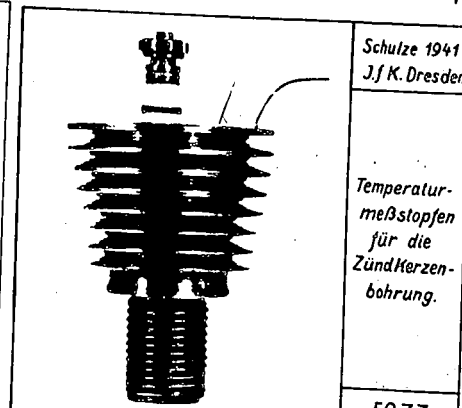
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Berechnete Höchsttemperaturen von Benzol-Luftgemischen (nach Pye) 5075

Bild 4



Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Oktanzahlbestimmung durch Eingabeleistung des zu untersuchenden Kraftstoffes 5076

Bild 5

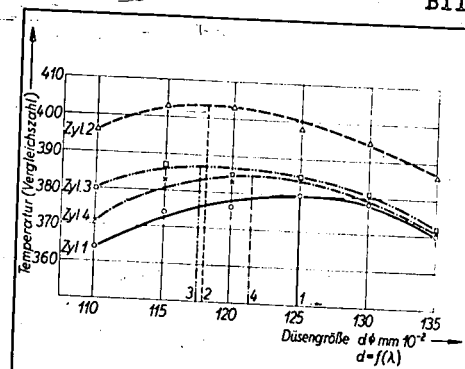


Schulze 1941  
J.f.K. Dresden

Temperatur-  
meßstopfen  
für die  
Zündkerzen-  
bohrung.

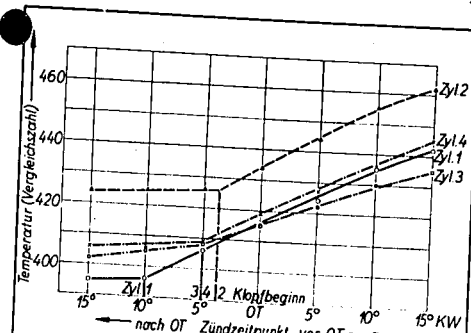
5077

Bild 6



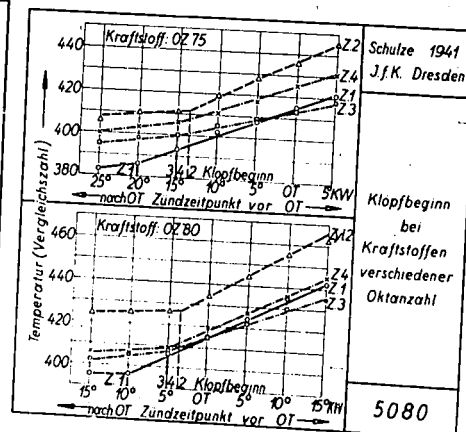
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Qualitative Füllungsverhältnisse an einem 4 Zyl. Otto-Motor 5078

Bild 7



Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Klopfbeginn der einzelnen Zylinder eines 4 Zylinder Otto-Motor 5079

Bild 8



Schulze 1941  
J.f.K. Dresden

Klopfbeginn  
bei  
Kraftstoffen  
verschiedener  
Oktanzahl

5080

Bild 9

Aussprache

Richter, Wien, begrüsst das mitgeteilte einfache Verfahren zur Bestimmung des Klopfbeginnes als ein Mittel zur Förderung der stehen gebliebenen Vergaser-Entwicklung. Es fehlen sowohl Reihenuntersuchungen mit Vergasern für feinstregelbares Mischungsverhältnis unter exakter Berücksichtigung des Zündzeitpunktes als umfassende Untersuchungen über den Einfluss des Saugrohres auf den Motor.

List, Dresden, berichtet über Arbeiten aus seinem Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Hochschule Graz an einem Opel-Kapitän-Motor, bei denen die Gemischverteilung in einem gläsernen Saugrohrsystem exakt untersucht wird. Der Einfluss der Saugrohrführung und Saugrohrerwärmung kann bestimmt, der flüssige Brennstoffanteil durch eine "Benzin-Falle" gemessen werden. Es zeigt sich eine starke Unsymmetrie der Gemischverteilung, wobei die Ungleichförmigkeiten besonders auf den flüssigen Anteil zurückzuführen sind. Die Flüssigkeit bewegt sich dabei stets an der Saugrohrwand, wobei die Druckverteilung über den Saugrohrquerschnitt bestimmend für die Bewegungsverhältnisse der Flüssigkeitshaut ist.

Beck, Berlin, berichtet über neue Vergaser-Untersuchungen an der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin, die an einem "aufgeteilten Vergasersystem" mit einem Zentralschwimmer und einem besonderen Lufttrichter je Zylinder durchgeführt werden. Bei erträglichen Kosten stellt diese Anordnung eine gleichmässige Ladung aller Zylinder eines Mehrzylindermotors sicher.

Nach Endres, Chemnitz, sind bessere und teurere Vergaser verkaufstechnisch ohne weiteres tragbar, während Rixmann, Berlin, darauf hinweist, dass sich z.B. Luftzusatzgeräte allein aus Preisgründen nicht durchgesetzt haben, sodass der Vergaserpreis doch eine Rolle spielen dürfte.

Zusammenfassend weist List, Dresden, nochmals darauf hin, dass die immer wieder zu beobachtenden Ungleichmässigkeiten in der Ladung, Leistung und im Klopfbeginn einzelner Zylinder von Mehrzylindermotoren vorwiegend auf die Vorgänge im Saugrohr zurückzuführen sind.



## 6. Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge

Von Dr.-Ing habil. D r e y h a u p t

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen  
Hochschule Dresden

Aus einer grösseren Arbeit, die es sich zur Aufgabe gestellt hat, in einer dem Ingenieur gemässen Darstellung die verschiedenen motorischen Zünd- und Verbrennungsvorgänge physikalisch zu erfassen, soll hier über die Darstellung der

### Dieselmündungsvorgänge

berichtet werden, die in diesem Zusammenhang eines der interessantesten Kapitel sind.

Über die Vorgänge, die sich bei der Dieselmündung abspielen, herrschen vielfach noch unklare Vorstellungen. Man kann sie aber sehr übersichtlich und anschaulich wiedergeben, wenn man systematisch die Wärme- und Diffusionsvorgänge betrachtet, die sich an einem Kraftstofftropfen abspielen, der sich in heisser Umgebungsluft befindet

#### 1. Vorgänge am einzelnen Kraftstofftropfen.

Wenn ein Tropfen kalten Kraftstoffs in heisse Luft gebracht wird, beginnt er sofort zu verdampfen und sich aufzuwärmen. Es bildet sich um den Tropfen herum ein "Gemischmantel" aus der aus einem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch besteht, dessen örtlicher Kraftstoffdampf-Teildruck  $p_B$  und dessen örtliche Temperatur  $t_{LB}$  im Bild 1 dargestellt sind.

Die Indizes 0-1-2-3 bezeichnen dabei den zeitlichen Ablauf der Vorgänge, während  $t_B$  die jeweilige Temperatur im noch flüssigen Resttropfen,  $r'$  der Resttropfenradius und  $r$  die radiale Entfernung vom Tropfenmittelpunkt ist.  $t_{L0}$  ist die allgemeine Lufttemperatur in der Umgebung, und  $p_B(t_B)$  der zu  $t_B$  gehörige Kraftstoffdampf-Sättigungsdruck, der sich in jedem Augenblick an der Resttropfenoberfläche einstellt. Der eckige Anfangsverlauf der  $t_{LB}$ -Kurve herrscht im Zeitpunkt 0, unmittelbar nachdem der kalte Kraftstofftropfen in theoretisch unendlich kurzer Zeit in die heisse Luft eingebracht worden ist.

Man erkennt aus Bild 1, wie sich die Gemischzone um den Tropfen herum im Verlaufe der Zeit immer mehr ausbreitet. Für die weiteren Darstellungen ist es einfacher, die Ordinatenachse

in die Resttropfenoberfläche zu legen und den Gemischmantel allein zu betrachten, Bild 2. Dabei wird  $r''$  als radiale Entfernung von der Tropfenoberfläche eingeführt. Da das Eindringen eines Tropfens in die heisse Luft praktisch eine gewisse Zeit erfordert, so kann auch der eckige Anfangszustand Index 0 von Bild 1 durch den Anfangszustand Index a von Bild 2 ersetzt werden.

Der Wendepunkt W in der  $t_{LB}$ -Kurve, der den sich abkühlenden Aussenbereich des Gemischmantels von dem sich aufwärmenden inneren Bereiche trennt, verschiebt sich mit der Zeit auf einem Kurvenzuge, wie er in Bild 2 eingezeichnet ist. Jeder Punkt  $r''=r'$  macht mit der Zeit einen Temperaturverlauf durch, der von  $t_{L0}$  abwärts bis zur Wendepunktkurve und dann wieder aufwärts nach  $t_{L0}$  verläuft.

## 2. Physikalische Zündgrenze.

Man muss nun eine wichtige Voraussetzung machen: Man muss nämlich eine Zündgrenze  $t_z$  annehmen, die eine jedem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch eigentümliche Temperaturgrenze ist. Bei ihrem Ueberschreiten -- auch wenn dieses nur lokal, d.h. in einem kleinen örtlichen Bereiche im Gemisch erfolgt -- wird sofort die spontane Umsetzung des gesamten Gemisches ausgelöst.

Eine solche Zündgrenze lässt sich mit Hilfe eingehender molekularphysikalischer Betrachtungen scharf definieren, jedoch gestattet der zur Verfügung stehende Raum nicht, darauf näher einzugehen. Es sei daher hier nur soviel kurz angedeutet: In jedem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch spielen sich bei jeder Temperatur Elementarumsetzungen ab, die auch stets in der Form von soviel chemischen als auch vor allem energiemässigen Reaktionsketten (Kettenreaktionen) auftreten. Lediglich die Häufigkeit dieser Elementarumsetzungen und die Länge und Verzweigung der Ketten nimmt mit wachsender Temperatur in ausserordentlichem Masse zu. Bei einer bestimmten Temperaturgrenze (eben der Zündgrenze  $t_z$ ) werden die Reaktionsketten theoretisch unendlich lang, weil die Kettenabbruchmöglichkeiten im Gemisch dann plötzlich geringer werden als die Kettenfortpflanzungsmöglichkeiten. In diesem Augenblick kommt es zur spontanen Gesamtumsetzung, und wenn die Zündgrenze  $t_z$  in einem Gemischraume nur lokal überschritten wird, erfolgt diese in der Weise, dass sich um diesen "Zündherd" herum eine "Kettenfront" ausbildet, die sich vom Zündherd aus radial und spontan nach allen Seiten hin durch das Gemisch fortpflanzt<sup>1)</sup>.

1) F. Dreyhaupt, "Eine neue Theorie der motorischen Zündvorgänge auf Grund besonderer molekularphysikalischer Betrachtungen". Habilitationsschrift Dresden 1940. Kurzer Auszug: Forschg. Ing.-Wes.-Bd. 11 (1940) S. 215-223.

Für die hiesigen Betrachtungen ist es wichtig, dass die Zündtemperatur  $t_z$  in der in Bild 3 schematisch gezeigten Weise von der Gemischzusammensetzung abhängig ist. Das ist erklärlich: Denn die Umsetzungsmöglichkeiten eines Gemisches hängen natürlich grundsätzlich davon ab, wie häufig Kraftstoff- und Sauerstoffmolekeln überhaupt zusammenstossen können. Reiner Kraftstoffdampf und reine Luft bieten keine Reaktionsmöglichkeit, während in der Umgebung des stöchiometrischen Gemisches die Verhältnisse für die molekulare Umsetzung am günstigsten sind. Kurven nach der Art von Bild 3 sind ja auch schon vielfach gemessen worden, wenngleich auch dabei bisher im allgemeinen nicht  $t_z$  selbst, sondern nur diesem ähnlichen Werte in Wirklichkeit gemessen worden sind.

## 3. Zündung und Verbrennung eines Tropfens.

Kombiniert man die Zündtemperatur  $t_z$  mit der durch den Kraftstoffdampf-Teildruck  $p_B$  gegebenen örtlichen und zeitlichen Gemischzusammensetzung im Gemischmantel der Kraftstofftropfen, so erhält man Bild 4. Man erkennt, wie sich abhängig von der Diffusion des Kraftstoffdampfes auch der Verlauf der  $t_z$ -Kurve mit der Zeit ändert.

In einem Zeitpunkt (Index z) kommt nun die  $t_{LB}$ -Kurve an einer Stelle  $r = b$  mit der  $t_z$ -Kurve zur Berührung; d.h. dass in der Zone b das dortige Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch die zu seiner Zusammensetzung gehörige Zündtemperatur erreicht hat. Von dieser Zündzone b aus muss die spontane Umsetzung zunächst des Gemischmantels, und im weiteren Verlaufe auch die des gesamten Tropfens einsetzen.

Man erkennt in Bild 4, dass die Zündung offenbar nicht bei dem zündgünstigsten Gemisch, sondern nur allenfalls in dessen Nähe im Gemischmantel einsetzt. In der Zündzone b wird demgemäss die Zündtemperatur in der Regel etwas höher liegen als die zur zündgünstigsten Gemischzusammensetzung gehörige Zündtemperatur  $t_{ze}$ . Jedoch ist die Temperatur in der Zündzone b andererseits auch niedriger, als die allgemeine Lufttemperatur  $t_{L0}$ .

Man kann nun weitere Betrachtungen über den Ablauf der Umsetzung des Gesamttropfens hier anschliessen; sie können nur angedeutet werden:

Die fortschreitende Umsetzung des Tropfens muss vorwiegend auf Diffusionsvorgängen beruhen, da insbesondere der im Resttropfen vorhandene Kraftstoff erst an den zur Verbrennung notwendigen Sauerstoff herangebracht werden muss. Die

Aufwärmung, Verdampfung und Diffusion des Resttropfens wird dabei durch die von der Zündzone b aus in verstärkter Masse freiwerdende Reaktionswärme gegenüber den Vorgängen vor der Zündung beschleunigt.

#### 4. Rechnerische Darstellung.

Der rechnerischen Erfassung dieser vorerst nur qualitativ dargestellten Vorgänge stehen zur Zeit noch erhebliche Schwierigkeiten entgegen, da vor allen Dingen über die Verdampfung kleinerer Tropfen, über die Brennstoffdampf-Diffusion u.v.a. noch keine exakten Unterlagen vorliegen. Die Rechnung muss aber grundsätzlich auf folgendem Wege erfolgen:

Für jeden Bereich  $dr$  der  $t_{LB}$ -Kurve, also der Gemischzone, gilt, dass die diesem Bereiche durch Wärmeleitung, durch Kraftstoff- und durch Luftdiffusion zu- und abgeführte Wärmemenge in der Summe zusammen mit der in diesem Bereiche erzeugten Reaktionswärme in jedem Zeitelement diejenige Wärmemenge  $Q_T$  ergeben muss, die zur lokalen Temperaturänderung des Bereiches  $dr$  führt. Es gilt also für jedes Zeit- und Raumelement des Gemischmantels die unter Bild 4 angeschriebene Wärme-orts- und zeitabhängigen Gleichung der  $t_{LB}$ -Kurve, die ebenfalls unter Bild 4 angeschrieben ist. Wenn man diese Gleichung mit der entsprechenden Gleichung der  $t_z$ -Kurve kombiniert, (die zur Zeit aber noch unbekannt ist), so ergeben sich für gleiche Koordinaten Ort und Zeitpunkt der Zündung in der Zündzone b, also auch der Zündverzug.

#### A n w e n d u n g e n

Die dargestellten Betrachtungen lassen aber auch schon in ihrer qualitativen Form eine ganze Anzahl besonderer Anwendungen zu, von denen einige hier herausgegriffen seien:

#### 5. Wärmebedarf eines Tropfens.

Von Interesse ist besonders der Wärmebedarf, den der einzelne Tropfen bis zu jedem Zeitpunkte und speziell bis zum Zeitpunkte seiner Zündung hat, weil ja, wie man aus den bisherigen Darstellungen erkennt, nicht etwa die Zündtemperatur des Kraftstoffs allein für die Zündvorgänge entscheidend ist, sondern auch die Diffusions- und Aufwärmungsvorgänge eine mindestens gleich wichtige Rolle spielen.

Hierzu wird für den Kraftstoff das p-i-Diagramm benötigt, das in Bild 5 zunächst in seinem schematischen Verlauf gezeigt wird.

Trägt man im rechten oberen Quadranten eines Achsenkreuzes, Bild 6, das p-i-Diagramm des Kraftstoffs, und im linken oberen Quadranten spiegelbildlich zur bisherigen Darstellung die  $p_B$ - und die  $t_{LB}$ -Kurve des Gemischmantels eines Tropfens z.B. für den Zeitpunkt z der Zündung auf, so kann man die  $t_{LB}$ -Kurve mit Hilfe der  $p_B$ -Kurve in das p-i-Diagramm übertragen. Der dort entstehende Kurvenzug muss noch mit Hilfe des allgemeinen Umgebungsdruckes  $p_c$  (Kompressionsdruck) und mit Hilfe der Temperaturen  $t_{Ba}$  und  $t_{Bz}$  des flüssigen Resttropfens ergänzt werden.

Trägt man nun noch im linken unteren Quadranten die Kurve  $r = \int_{r=r}^{\infty} dG_d$  auf, die als Ordinate jeweils das Gewicht derjenigen Kraftstoffdampfmenge angibt, die sich im Gemischmantel ausserhalb der Stelle r befindet, so kann man im rechten unteren Quadranten den Wärmebedarf  $Q_V$  des Tropfen als Fläche für den gewählten Zeitpunkt darstellen.

Dabei entspricht die Fläche B-C-D-E der Aufwärmung des flüssigen Resttropfens und die Fläche A-B-E-J der Flüssigkeitswärme, die Fläche J-E-F-H der Verdampfungswärme und die Fläche H-F-G der Ueberhitzungswärme des verdampften Kraftstoffanteils.

Man erkennt, dass der Wärmebedarf für die Tropfenaufwärmung etwa bis zur Zündung nicht so ermittelt werden kann, dass man den gesamten, oder den verdampften Kraftstoff vollständig als bis auf eine Zündtemperatur oder gar bis auf die allgemeine Lufttemperatur  $t_{Lo}$  erwärmt annimmt, sondern man muss offensichtlich die Verhältnisse der Verdampfung und die Temperaturen sowohl im Resttropfen als auch im Gemischmantel genauer kennen, um den Wärmebedarf angeben zu können. Quantitativ wird das auch erst möglich sein, wenn sich die Verdampfungs- und Aufwärmvorgänge der Tropfen quantitativ berechnen lassen; ausserdem fehlen noch weitgehend Unterlagen für die p-i-Diagramme der Kraftstoffe.

Qualitativ kann man aber zeigen, dass ein Kraftstoff, der sehr stark oder sogar vollständig verdampft, Bild 7, einen erheblich grösseren Wärmebedarf haben wird, als ein Kraftstoff, der nur in geringem Masse verdampft, Bild 8.

Die spezifischen Wärmen und vor allen Dingen die Grösse der Verdampfungswärme, also der horizontale Abstand J-H, sowie die Lage des kritischen Punktes des Kraftstoffs spielen für

den Wärmebedarf eine entscheidende Rolle. Hieraus erklärt es sich z.B., dass Kraftstoffe mit niedrigem Siedepunkt einer Dieselizezündung unter Umständen erhebliche Schwierigkeiten entgegenzusetzen. Wir können das an Hand einiger praktisch nahe-  
liegender Beispiele noch etwas genauer ansehen:

#### 6. Wärmebedarf und Zündung verschiedenartiger Kraftstoffe.

In Bild 9 sind in einem einzigen Diagramm die p-i-Diagramme und die Wärmebedarfe von Methanol, Benzol und Tridecan eingetragen. Das ist hinsichtlich der p-i-Diagramme natürlich nur unter gewissen Vergewaltigungen des Maßstabes möglich; jedoch sind diese nicht so gross, dass sich nicht ein qualitativer Vergleich durchführen liesse. Tridecan mag dabei als Vertreter des Gasöl gelten.

Man erkennt, dass nicht nur die Verdampfungswärme, also der horizontale Abstand der beiden Grenzkurvenäste, sondern vor allem die Lage des kritischen Punktes der Kraftstoffe für den Wärmebedarf, also für die Diesel-Zündeinleitung eine wichtige Rolle spielt. Denn die von  $t_{Bz}$  senkrecht nach unten verlaufende T-Linie schneidet den linken Ast der Grenzkurve in einem Punkte, dessen Druckhöhe p ein Mass für die Stärke der Verdampfung ist. Daraus ergibt sich (da der Maßstab für i im überkritischen Bereich auch zugleich ungefähr ein Maßstab für t ist, vergl. Bild 5), dass Kraftstoffe mit niedriger kritischer Temperatur und hohem kritischem Druck stärker verdampfen als solche mit hoher kritischer Temperatur und niedrigem kritischem Druck. Nun haben in der Regel Stoffe mit grossen Molekeln (höher siedende Stoffe) hohe kritische Temperaturen und niedrigen kritischen Druck, dagegen Stoffe mit kleinen Molekeln (niedrig siedende Stoffe) niedrige kritische Temperaturen und hohen kritischen Druck. Daraus ergeben sich die Schwierigkeiten der Diesel-Zündung bei niedrig siedenden Kraftstoffen. Entscheidend ist letzten Endes die Steilheit des linken Grenzkurvenastes im p-i-Diagramm. Im Vortrag des Verfassers über die "Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselverfahren" werden noch weitere Ausführungen zu dieser Frage gemacht werden.

#### 7. Nichtzündungen kleinster Tropfen.

Eine weitere sehr interessante Anwendung der hiesigen Darstellung ist folgende:

Wenn sehr kleine Kraftstofftropfen der heissen Luft ausgesetzt werden, dann kann der Fall eintreten, dass der Tropfen schon zu Ende verdampft ist, ehe es zu einer Berührung zwischen der  $t_{LB}$ - und der  $t_Z$ - Kurve kommt. In Bild 10 ist der

Zeitpunkt, in dem der Resttropfen zu Ende verdampft ist, durch den Index v bezeichnet. Die Zeitpunkte Index 3 und 5 in Bild 10 liegen später als Index v; während der Index a wiederum den Anfangszustand nach dem Einbringen des Tropfens in die heisse Luft bezeichnet.

Man muss nun beachten, dass vom Zeitpunkt v ab die Kraftstoffdampf-Konzentration im ehemaligen Mittelpunkt des Tropfens, also in der Ordinatenachse von Bild 10 wieder abnimmt. Das bedeutet, dass der tiefste Punkt  $t_{Ze}$  der  $t_Z$ - Kurve, der bis zum Zeitpunkt v von links nach rechts wanderte, sich nun wieder von rechts nach links verschiebt. Im Zeitpunkt 3 hat er die Ordinatenachse wieder erreicht. Von diesem Augenblick an ist das zu  $t_{Ze}$  gehörige zündgünstigste Gemisch in dem Dampf-Luft-Gemischherd, der an der Stelle des ehemaligen Tropfens ja nun nur noch vorhanden ist, überhaupt nicht mehr gegeben. Noch später verschiebt sich die  $t_Z$ - Kurve an der Ordinatenachse immer weiter nach oben.

Dabei ist es nun wiederum möglich, dass der Schnittpunkt der  $t_Z$ - Kurve mit der Ordinatenachse die Höhe  $t_{Lo}$  überschreitet, ohne dass schon die Zündung eingetreten wäre. Da nun die  $t_{LB}$ - Kurve den Wert  $t_{Lo}$  nirgends überschreiten kann, weil der Kraftstoff höchstens nur bis auf die allgemeine Lufttemperatur  $t_{Lo}$  aufgewärmt werden kann, so muss in diesem Falle die Zündung überhaupt ausbleiben, obwohl die Lufttemperatur  $t_{Lo}$  unter Umständen sogar wesentlich höher ist, als die niedrigste Zündtemperatur  $t_{Ze}$  des betreffenden Kraftstoffes bei zündgünstigstem Gemisch.

Man erkennt, dass es von der Kleinheit des Tropfens und im übrigen von den Verdampfungs-, Diffusions- und Aufwärmgeschwindigkeiten abhängig ist, um wieviel die Lufttemperatur  $t_{Lo}$  höher sein muss als  $t_{Ze}$ , damit die Zündung gerade noch eintritt. Oder umgekehrt: Zu jeder Kombination einer gegebenen Lufttemperatur mit einem gegebenen Kraftstoff gehört eine bestimmte untere Tropfengrösse für die Zündung; kleinere Tropfen zünden nicht. Die Bedingung  $t_{Lo} = t_{Ze}$  als niedrigste Zündbedingung bei unendlich langem Zündverzug gilt nur bei hinreichend grossen Tropfen.

#### 8. Zündung von Kraftstoffstrahlen.

Diese Betrachtungen leiten zur Zündung eingespritzter Kraftstoffstrahlen über:

Bei eingespritzten Kraftstoffstrahlen üblicher Form, Bild 11, befinden sich im Strahlkern verhältnismässig sehr

grosse Tropfen und andererseits ist dort nur wenig Luft vorhanden, die sich schnell abkühlt. Die Tropfen sind dort also in einer sehr niedrigen Umgebungstemperatur. An Hand der gemachten Ausführungen ist leicht zu erkennen, dass im Strahlkern die Voraussetzungen für die Tropfenzündung sehr ungünstig sind, Bild 12.

Dagegen sind im Aussenmantel des Strahlkerns kleinere und kleinste Tropfen verschiedenster Grösse vorhanden und auch der allgemeinen Außenluft stark ausgesetzt. Im Aussenmantel des Strahls sind also die Zündbedingungen für die einzelnen Tropfen sehr günstig, Bild 12, und ausserdem denen des Einzeltropfens in grossem Luftüberschuss -- die wir bisher betrachtet haben -- sehr ähnlich. Man kann mithin die Zündung eines eingespritzten Strahls praktisch offenbar weitgehend direkt auf die Theorie der Zündung eines einzelnen Tropfens in grossem Luftüberschuss zurückzuführen.

Es werden nun im Aussenmantel eines eingespritzten Kraftstoffstrahls diejenigen Tropfen zuerst zünden, die am schnellsten irgendwo in ihrem Gemischmantel die Zündverhältnisse erreichen. Das sind, wie wir gesehen haben, aber nicht die allerkleinsten Tropfen, sondern Tropfen, die zwar offenbar absolut auch noch klein sind, aber doch immerhin schon eine gewisse Grösse haben, damit sie nicht zu rasch verdampfen.

Die Zündung dieser schon etwas grösseren Tröpfchen erfordert eine gewisse Zeit, eben ihren Zündverzug; und der Zündverzug wird auch bei eingespritzten Kraftstoffstrahlen beobachtet.

Im Aussenmantel eines eingespritzten Kraftstoffstrahls gibt es nun aber Tröpfchen aller Grössen und es besteht kein Anlass dafür, etwas anderes anzunehmen, als dass die kleinsten von ihnen nur aus wenigen, vielleicht letzten Endes nur aus ein-  
 einzigen Kraftstoffmolekel bestehen, Würden derartige Tropfen zünden können, so müsste das nach Beginn des Einspritzens schon in einer Zeit zustande kommen, deren Grössenordnung lediglich durch Molekelstosszeiten gegeben wäre, also kleiner als  $1/10000$  sec sein müsste. Die Tatsache, dass der Zündverzug an eingespritzten Kraftstoffstrahlen um Zehnerpotenzen grösser gemessen werden kann, ist umgekehrt ein Beweis dafür, dass Kraftstofftröpfchen im Luftüberschuss erst von einer gewissen Grösse an zündfähig sind.

#### 9. Unabhängigkeit der Strahlzündung von Düse und Einspritzgesetz.

Andererseits aber deckt sich die Tatsache, dass Tröpfchen der verschiedensten Grösse im Aussenmantel der eingespritzten Strahlen vorhanden sind, wenn der Strahl überhaupt nur

einigermaßen zerstäubt ist, mit der Erscheinung, dass der an eingespritzten Kraftstoffstrahlen gemessene Zündverzug von der speziellen Form der Strahlabbildung und der Düse sowie vom Abspritzdruck der Düse weitgehend unabhängig ist, weil eben bei den verschiedenartigsten Strahlformen die zündgünstigsten Tröpfchen in gleicher Weise im Aussenmantel vorhanden sind und die Zündeinleitung herbeiführen.

#### 10. Durchbrennen von Kraftstoffstrahlen .

Auch über die Vorgänge beim Durchbrennen der verschiedenen Strahlformen lassen sich nähere Ausführungen machen. Doch muss dies im wesentlichen einer späteren Gelegenheit vorbehalten bleiben. Es soll deshalb nur angedeutet werden, dass bei den üblichen kegelförmigen Strahlen, die den Kegelraum vollständig ausfüllen, der im Strahlkern befindliche Kraftstoff bis an den Sauerstoff heran diffundieren muss. Dabei kommt den **m e c h a n i s c h e n** Diffusionsvorgängen die entscheidende Bedeutung zu, weil diese zweifellos die langsamsten sind.<sup>2)</sup> Bei Strahlen hingegen, die sich, sei es kegelmantelförmig oder flach wie eine dünne Haut in der Luft ausbreiten, wird das Durchbrennen jedes einzelnen Tropfens weitgehend dem Vorgange ähnlich sein, als wenn jeder einzelne Tropfen für sich allein in entsprechendem Luftüberschuss so verbrennen würde, wie es weiter vorn für die einzelnen Tropfen beschrieben worden ist.

#### S c h l u s s

=====

Mit diesen Ausführungen sollte vor allem der Weg aufgezeigt werden, auf dem die komplizierten Dieselmündvorgänge theoretisch systematisch erfasst werden können. Dass dabei erst einmal von den einfachsten Voraussetzungen - Vernachlässigung relativer Bewegung von Kraftstofftropfen und Luft und chemisch einheitliche Kraftstoffe -- ausgegangen ist, versteht sich von selbst. Es kann aber heute schon gesagt werden, dass ein Abweichen von diesen einfachsten Voraussetzungen zwar die Darstellung und insbesondere die mathematische Erfassung erschwert, an den vorstehend aufgezeigten Vorgängen aber nichts Grundsätzliches ändert. Denn bei Relativbewegung von Luft und Kraftstofftropfen wird sich lediglich der hier kugelförmig-konzentrisch dargestellte Gemischmantel eiförmig verformen, und bei Mischbrennstoffen lehrt die Theorie der Mehrstoffgemische, dass die Komponenten der Mischung zwar verschieden stark, jedoch stets alle zugleich am Verdampfen beteiligt sind. Man wird es dann also mit einem Gemischmantel von überall verschiedener Mischungszusammensetzung des Kraftstoffanteils

2) Vgl. auch R. Blume, Dt. Kraftfahrtschg. i. Auftr. d. Reichsverkehrsmin. Heft 53 Berlin 1941, S. 1/30. Auszug: Forschg. Ing.-Wes. Bd. 11 (1940) S. 284/288.

zu tun haben, wodurch auch der Verlauf der  $t_z$ -Kurve entsprechend abgewandelt wird. Am grundsätzlichen Ablauf der Ereignisse tritt aber auch dadurch offenbar keine Änderung ein.

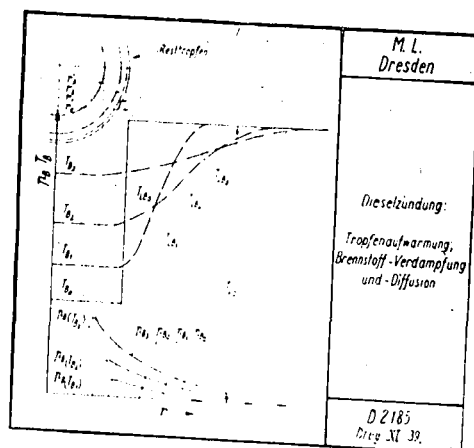


Bild 1

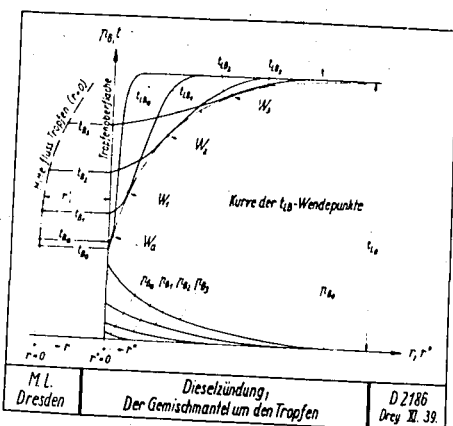


Bild 2

Zu Bild 1 und 2:

- $r$  = radiale Entfernung vom Tropfenmittelpunkt;  
 $r'$  = Resttropfenhalbmesser;  
 $r''$  = radiale Entfernung von der Resttropfenoberfläche  
 $r = r' + r''$
- $T_{LB}, t_{LB}$  = örtliche Temperatur im Kraftstoffdampf-Luft-Gemischmantel;  
 $P_B$  = örtlicher Kraftstoffdampf-Teildruck im Gemischmantel;  
 $T_{Lo}, t_{Lo}$  = Temperatur der allgemeinen Umgebungsluft;  
 $T_B, t_B$  = Temperatur im Resttropfen;  
 $W$  = Wendepunkt der  $t_{LB}$ -Kurve;  
 Indizes 0, a, 1, 2, 3, = Zeitfolge;
- Index 0 = Beginn der Vorgänge nach Einbringen des kalten Tropfens in die heiße Luft in unendlich kurzer Zeit.  
 Index a = Beginn der Vorgänge nach Einbringen des kalten Tropfens in die heiße Luft in endlicher Zeit.

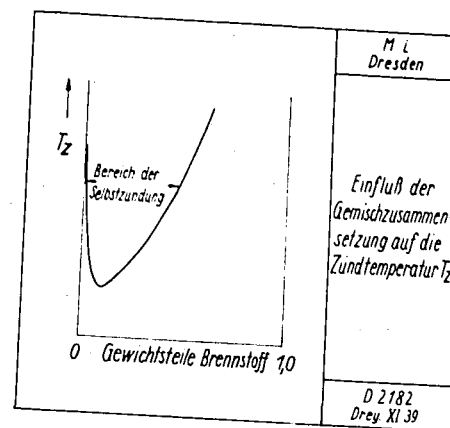


Bild 3

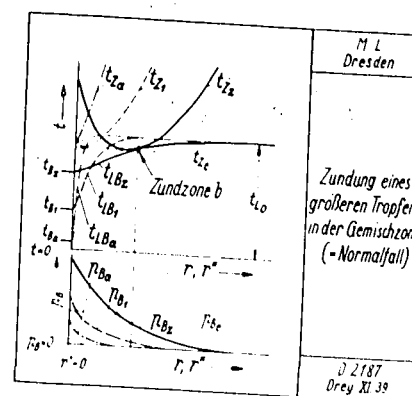


Bild 4

$t_z$  = örtliche Zündtemperatur im Gemischmantel  
 Index z = Zeitpunkt der Zündung in der Zone b  
 Sonstige Erläuterungen siehe Bild 1 und 2

Wärmebilanz für jeden Ort  $r$  des  $t_{LB}$ -Feldes:

$$Q_{chem} + Q_{(+)} + Q_{(-)} + Q_{B(+)} + Q_{B(-)} + Q_{L(+)} + Q_{L(-)} = G_T \left( \frac{kcal}{sek} \right) (1)$$

$Q_{chem}$  = die im Volumelement  $dV = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr$  je Zeiteinheit frei werdende Reaktionswärme,  
 $Q_{(+)}$  = die dem Volumelement  $dV$  in der Zeiteinheit durch reine Wärmeleitung zugeführte,  
 $Q_{(-)}$  = die desgl. durch reine Wärmeleitung abgeführte Wärmemenge,  
 $Q_{B(+)}$  = die desgl. durch Kraftstoffdiffusion zugeführte,  
 $Q_{B(-)}$  = die desgl. durch Kraftstoffdiffusion abgeführte,  
 $Q_{L(+)}$  = die desgl. durch Luftdiffusion zugeführte,  
 $Q_{L(-)}$  = die desgl. durch Luftdiffusion abgeführte Wärmemenge.  
 $G_T$  = die Restwärmemenge, die für die Temperaturerhöhung des Volumelementes  $dV$  in der Zeiteinheit verbleibt.

Zeitabhängige Differentialgleichung jedes Ortes  $r$  der  $t_{LB}$ -Kurve:

$$\frac{dT_{LB}}{dt} = \frac{D \cdot \frac{d^2 T_{LB}}{dr^2} + (D_B \cdot cp_B \cdot \frac{dp_B}{dr} + D_L \cdot cp_L \cdot \frac{dp_L}{dr}) \cdot \frac{dT_{LB}}{dr} + Kp \cdot a \cdot T_{LB} \cdot e^{-\frac{23}{R} \cdot \frac{EF}{T_{LB}}}}{p_B \cdot \gamma_B \cdot cp_B + p_L \cdot \gamma_L \cdot cp_L} \quad (2)$$

$\xi$  = Zeit

$p_C$  = Verdichtungsdruck des Motors,

$D$  = Wärmeleitzahl,

$D_B$  = Diffusionszahl .....

$cp_B$  = Spezif. Wärme bei konst. Druck ..

$B$  = Spezif. Gewicht .....

$p_B$  = Teildruck .....

$D_L$  = Diffusionszahl .....

$cp_L$  = Spezif. Wärme bei konst. Druck

$\gamma_L$  = Spezif. Gewicht .....

$p_L$  = Teildruck .....

$a$  = mittlere Länge der Reaktionsketten der Kettenreaktionen,

$\bar{E}_r$  = mittlere Reaktionsgrenze (=Energiegrenze der Molekeln),

$R$  = Gaskonstante,

$e$  = Basis der natürlichen Logarithmen,

$Kp$  = eine vom Gemisch abhängige Grösse,

sämtlich an der Stelle  $r$  im Gemischmantel.

Sonstige Erläuterungen zu den Formeln (1) und (2)

siehe bei 1, 2 und 4.

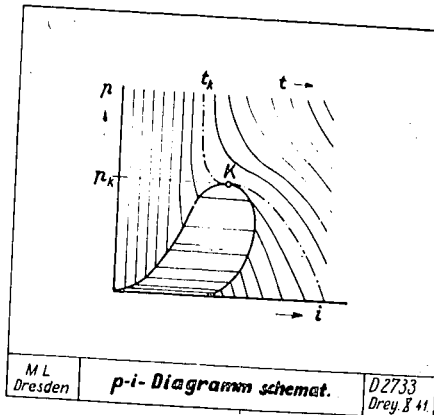


Bild 5

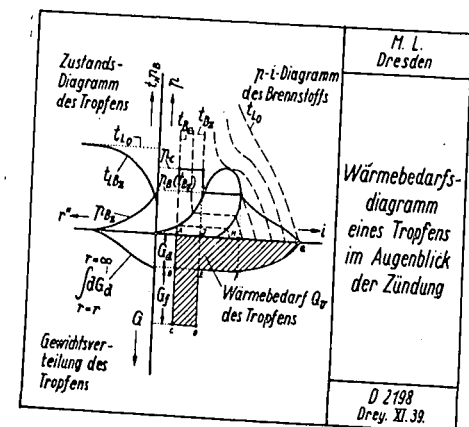


Bild 6

$G_d$  = Gewicht des verdampften Kraftstoffs

$G_f$  = Gewicht des flüssigen Resttropfens

Sonstige Erläuterungen siehe bei Bild 1, 2 und 4

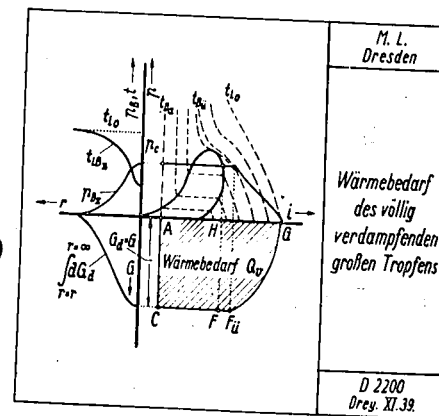


Bild 7

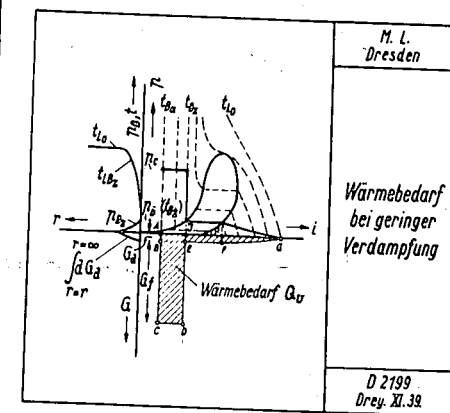


Bild 8



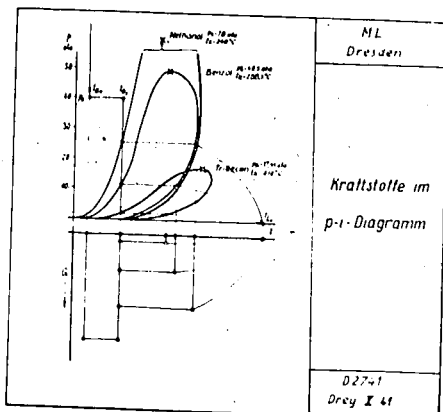


Bild 9  
Erläuterungen siehe bei  
Bild 6.

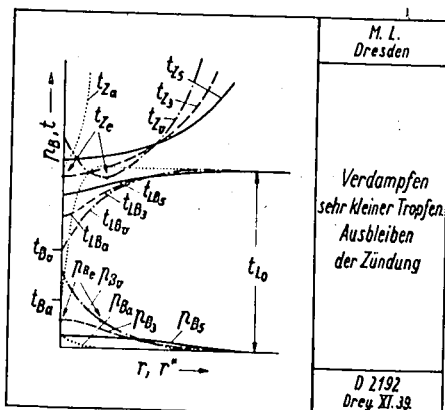


Bild 10  
Erläuterungen siehe  
bei Bild 1, 2 und 4.

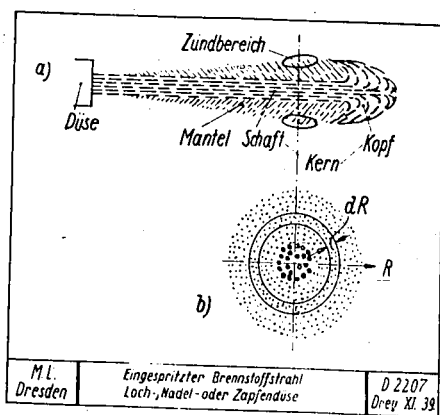


Bild 11

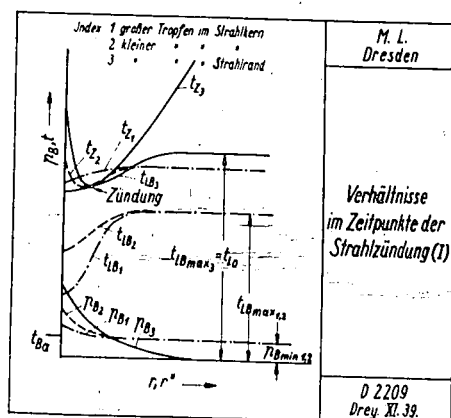


Bild 12  
Erläuterungen siehe  
bei Bild 1, 2 und 4.

## 7. Verbrennung von Flüssiggas im reinen Diesilverfahren.

Von Dr.-Ing.habil. D r e y h a u p t

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen  
Hochschule Dresden

### 1. Stand der Forschung.

Die Möglichkeit, Dieselmotoren mit Flüssiggas (Treibgas, Propan-Butan-Gemisch) im Diesel-Gasverfahren zu betreiben, ist schon weitgehend erforscht und in die Praxis eingeführt. Mit dem Flüssiggas-bezw. Treibgasbetrieb im reinen Diesilverfahren beschäftigen sich dagegen bisher nur zwei Veröffent-

lichungen 1) 2), die hauptsächlich die Schwierigkeiten bei der, und daraus folgende Systeme für die Einspritzung von Treibgas behandeln. Denn bekanntlich siedet Treibgas bei 1 ata schon bei  $-20$  bis  $-30^{\circ}$  C; und unter der Einwirkung des jeweiligen Flaschendrucks befinden sich Flüssiggase auch nur eben gerade im Siedezustand. Daher besteht in den Zuleitungen zur Brennstoffpumpe die Gefahr der Dampfblasenbildung, die ohne besondere Vorkehrungen unregelmässige und schlechte Füllung der Pumpe und unregelmässiges Arbeiten der Einspritzung und damit des Motors zur Folge hat. Hinsichtlich der Einzelheiten der betr. Einspritzsysteme muss auf die Originalarbeiten 1) 2) selbst verwiesen werden

### 2. Die Vorgänge im Zylinder, Zielsetzung.

Ueber die Vorgänge, die sich speziell im Zylinder bei Verwendung von Flüssiggas bezw. Treibgas im reinen Diesilverfahren abspielen, ist bisher so gut wie nichts bekannt. Indikator-Diagramme bringen nur Neugebauer und Wachsmuth<sup>1)</sup>; deren Zeitmasstab ist aber sehr klein und es fehlt auch eine Registrierung der Düsennadelbewegung, sodass sich über die Einzelheiten der Vorgänge im Zylinder wesentliche Aussagen nicht machen lassen.

Das erste Ziel der hiesigen Untersuchungen musste es daher sein, mit den im Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen Hochschule-Dresden zur Verfügung stehenden Mitteln Einblick in die Vorgänge im Zylinder zu gewinnen.

1) F. Neugebauer u. E. Wachsmuth, "Physikalische Grundlagen für den Bau von Diesel-Wechselmotoren". MTZ, Bd. 2 (1940), S. 76/79

2) H. Stoll, "Die Verwendung von Flüssiggas und Generatorgas als Kraftstoff für den Fahrzeug-Dieselmotor". MTZ, Bd. 2 (1940), S. 121/123.

### 3. Einspritzsystem.

Hierzu war es erforderlich, ohne weitere Rücksicht auf spätere praktische Verwendbarkeit des zu wählenden Einspritzsystems die bei der Füllung der Brennstoffpumpe auftretenden Schwierigkeiten grundsätzlich zu unterdrücken, um so die Vorgänge im Zylinder und an der Düse allein untersuchen zu können. Deshalb wurde der Brennstoffpumpe Treibgas unter einem Stickstoffvordruck zugeführt, Bild 1. Ein Druck von 12 atü im Waagebehälter reichte unter allen Umständen aus, um mit einer schlitzzesteuerten Einspritzpumpe regelmässige Einspritzungen zu erzielen. Der besondere Waagebehälter, der nach dem Leerfahren jeweils neu gefüllt werden musste, war erforderlich 1.) weil die normale Treibgas-Vorratsflasche mangels einer zweiten Öffnung und auch aus Sicherheitsgründen nicht unter den Vordruck gesetzt werden konnte und 2.) weil die erforderliche Empfindlichkeit der Verbrauchswägung die Belastung der Waage mit dem Gewicht der Vorratsflasche nicht gestattet.

### 4. Versuchsmotor.

Als Versuchsmotor diente ein Ricardo-Motor mit Comet I-Wirbelkammer, Bild 2. Das Hubvolumen betrug  $1590 \text{ cm}^3$ , die Verdichtung 17,3. Wirbelkammer und Kanäle umfassten 75 % des Verdichtungsraumes.

### 5. Heizeinsatz.

Um regelmässige Selbstzündungen reinen Treibgases zu erreichen war es grundsätzlich erforderlich, die Wirbelkammermündung in eine Anzahl enger Kanäle aufzuteilen. Diese Kanäle die bei der Expansion von den heissen Verbrennungsgasen durchströmt werden, heizen beim nächsten Arbeitsspiel die in die Kammer einströmende Luft wirksam auf. Es ist dies das von Zinner im Dresdner Maschinenlaboratorium schon 1935 für die Zündung von Steinkohlenteeröl entwickelte Verfahren.<sup>3)</sup>

### 6. Bisherige Betriebsergebnisse.

Mit dieser Vorkehrung lief der Motor schliesslich im gesamten Last- und Drehzahlbereich, der sich bis 2200 U/min erstreckte, mit reinem Treibgas völlig gleichmässig. Auch jeder Belastungsänderung folgte der Motor unverzüglich, sodass vorweg festzustellen ist, dass der reine Dieselbetrieb mit reinem Treibgas bei Anwendung der genannten einfachen Hilfsmittel grundsätzlich möglich ist.

3) K. Zinner, "Steinkohlenteeröl als Treibstoff des schnelllaufenden Dieselmotors". Z.VDJ. Bd. 79 (1935), S. 1319/1326; siehe auch F. Dreyhaupt, "Verbrennungsmotoren für besondere einheimische Treibstoffe". MTZ. Bd. 2 (1941), S. 37/43.

Die Indikator-Diagramme zeigten dabei bei gutem Treibgasbetrieb einen durchaus normalen Verlauf, Bild 3. Auch der gewichtsmässige Brennstoffverbrauch und die Abgastemperatur erreichten bei den hiesigen Versuchen bereits die Gasölwerte, Bild 4, wobei zu bemerken ist, dass die Versuche noch nicht bis zum äussersten Bestwert des Treibgasbetriebes durchgeführt worden sind, sodass die aus dem etwa 10 % höheren Heizwerte des Treibgases zu erwartende gewichtsmässige Verbrauchs-minderung mit Sicherheit bei dem weiteren Fortschreiten der hiesigen Versuche noch erwartet werden kann.

Bevor diese Ergebnisse erzielt wurden, mussten jedoch erst eine Reihe wichtiger Gesichtspunkte erkannt und beachtet werden.

#### 7. Kompressibilität des Treibgases, Teilverdampfung in der Düse, Düsengrösse.

Treibgas hat eine um ein Vielfaches höhere Kompressibilität als Gasöl. Auch bei den hohen Drücken, die in der Druckleitung zwischen Pumpe und Düse herrschen, macht sich das noch stark bemerkbar. Ausserdem stellte sich heraus, dass die auf Flüssigkeit bezogene Durchflussziffer der Düse bei Treibgas ganz erheblich kleiner ist als bei Gasöl. Offenbar verdampft ein Teil des Treibgases beim Ausströmen aus der Düse schon in bezw. vor der Düsendrosselstelle, sodass der Drosselquerschnitt der Düse von einem halb flüssigen, halb gasförmigen Medium durchströmt wird, wobei natürlich die Durchflussmenge entsprechend abnehmen muss. Es war das daran zu erkennen, dass sich bei Verwendung der Gasöldüse mit Treibgas ausserordentlich lange Einspritzungen ergaben, Bild 5, die sich noch fortsetzten, nachdem die Förderung der Pumpe schon längst aufgehört hatte. Um so langes Nachspritzen her- vorzubringen, ist nicht nur der infolge von Teilverdampfung des Treibgases zu kleine Durchflussquerschnitt der Düse notwendig, sondern es muss ausserdem in der Druckleitung vor der Düse mit Hilfe der Brennstoff-Kompressibilität die für das lange Nachspritzen erforderliche Brennstoffmenge gespeichert werden. Es genügt offenbar nicht, die den elastischen Verhältnissen entsprechend geringere Schallgeschwindigkeit im Treibgas allein für das lange Einspritzen verantwortlich zu machen etwa derart, dass die in der Einspritzleitung hin- und herlaufenden Druckwellen infolge ihrer langen Laufzeit das lange Nachspritzen der Düse bedingen. Bei diesen Versuchen war an der Einspritzpumpe ein Ueberströmventil mit einem grossen Entlastungskolben eingebaut. Dieses hätte, wenn man die elastische und damitspeichernde Wirkung der Kompressibilität des Treibgases ausser Acht lassen wollte, bei Förderung der Pumpe sofort unabhängig von der gegebenen Schall-

geschwindigkeit des Kraftstoffs jede Druckwelle in der Einspritzleitung, die in der Lage gewesen wäre, die Düse nachträglich offenzuhalten oder wieder zu öffnen, sofort zum Zusammenbrechen bringen müssen.

Die Verbräuche des Motors waren bei Verwendung der Gasöldüse dem langen Nachspritzen entsprechend natürlich sehr schlecht. Beseitigt konnte dieser Mangel erst werden, als eine vielfach grössere Düse eingebaut wurde. Bild 6 zeigt die Durchflussquerschnitte der Gasöl- und der Treibgasdüse über dem Nadelhub.

#### 8. Zündverzug, Spritzverzug, Förderbeginn der Einspritzpumpe.

Der Zündverzug betrug bei allen Versuchen mit reinem Treibgas fast konstant 14 bis 18° KW, Bild 7, das sind bei 1500 U/min 1,67 · 10<sup>-3</sup> sek; also ein Wert, der durchaus in der Grössenordnung der bei Gasöl auftretenden Zündverzögerungen liegt. Nichtsdestoweniger musste jedoch der geometrische Förderbeginn der Einspritzpumpe beim reinen Treibgasbetrieb um etwa 20°KW vorgelegt werden. Auch Neugebauer und Wachsmuth<sup>1)</sup> geben eine Vorverlegung der Pumpenförderung in ähnlicher Grössenordnung an. Wenn nun aber der Zündverzug des Treibgases nicht grösser als der des Gasöls ist, so handelt es sich bei der notwendigen Vorverstellung der Pumpe offensichtlich um den Ausgleich eines Spritzverzuges, also wiederum um die Wirkung der hohen Kompressibilität des Treibgases in der Pumpendruckleitung und in der Pumpe selbst, sowie wahrscheinlich auch um den Ausgleich der trotz des Vordruckes noch immer nicht vollkommenen Füllung der Einspritzpumpe.

#### 9. Füllung der Einspritzpumpe.

Auf Einflüsse bei der Füllung der Einspritzpumpe lassen sich auch eigentümliche Erscheinungen am Einspritzgesetz schliessen, die aber wiederum ebenfalls nur zugleich durch die hohe Kompressibilität des Treibgases so stark an der Düse-zur Auswirkung kommen können.

Bei unveränderter Pumpeneinstellung verschiebt sich bei einer Belastung  $p_e = 4$  bis 5 kg/cm<sup>2</sup> die Düsennadel-Eröffnung plötzlich um etwa 10° KW nach später, Bild 7. Der Uebergang erfolgt derart, dass im Uebergangsbereich abwechselnd eine frühere und eine spätere Einspritzung erfolgt; dadurch entsteht die Schleife in den Kurven von Bild 7. Die Zündung folgt allen diesen Vorgängen im gleichen Abstände mit Bild 7. Am Einspritzgesetz selbst, Bild 8, zeigt sich der Vorgang daran, dass bei steigender Einspritzmenge die erste Zacke des Düsennadelhubes immer kleiner wird und schliesslich ganz verschwindet. Die Pumpe macht also offenbar bei grösserer Einspritzmenge einen grösseren Leerweg, ehe die Förderung wirklich beginnt.

#### 10. Bemessung der Einspritzpumpe.

Geringere Füllung der Einspritzpumpe und hohe Kompressibilität des Treibgases waren auch der Anlass dafür, dass die Maximalförderung der für Gasöl bemessenen Pumpe nicht ausreichte, um den Motor mit Treibgas bis zur Rußgrenze zu belasten. Man muss bedenken, dass nicht nur das Volumen der Brennstoffdruckleitung von der Pumpe zur Düse, sondern auch das Treibgasvolumen im Pumpenraum selbst der Kompressibilität unterworfen ist. Der Versuch, an der Brennstoffpumpe ein Ueberströmventil ohne Druckleitungsentlastung zu verwenden, um wenigstens das Entlastungsvolumen noch als Fördervolumen zu gewinnen, schlug, wie zu erwarten war, fehl, denn dann trat vielfach wiederholtes Öffnen der Düsennadel infolge der nicht entlasteten, an Ueberströmventil und Düse reflektierten, in der Druckleitung hin- und herlaufenden Druckwellen auf. Die Verbräuche gingen infolge des Nachspritzens dabei natürlich erheblich in die Höhe, desgl. die Abgastemperaturen.

Die maximale Fördermenge der Pumpe konnte nur durch Verwendung eines Pumpenstempels von grösserem Durchmesser unter Beibehalten des Entlastungsventils erreicht werden.

#### 11. Untersuchung von Treibgasstrahlen in der Abspritzbombe.

Besondere Untersuchungen, bei denen Herr Dr. Oschatz

mit seiner Versuchsanlage<sup>4)</sup> in freundlicher Weise Unterstützung gewährte, galten der Strahlausbildung bei reinem Flüssiggas. Bild 9 zeigt zunächst Bilder von der Entwicklung eines Treibgasstrahles in kalter Luft von 15 ata Druck bei 110 atü Düsenspritzdruck im Vergleich zu einem Gasölstrahl bei gleichem Luftdruck und 150 atü Abspritzdruck. Zu beachten ist der grössere Aufweitungswinkel des Treibgasstrahls.

Eine dem Treibgasstrahl in 5 cm Abstand entgegengehaltene Plastilinplatte ergab die überraschende Tatsache, dass auch nach 200 Aufspritzungen noch keinerlei Eindruck auf ihr zu bemerken war, während Gasölstrahlen schon nach wenigen Aufspritzungen einen mehr oder weniger tiefen Eindruck des Strahlkerns verzeichnen. Die Treibgasstrahlen hatten bei diesen Versuchen also keinen Strahlkern. Besondere Untersuchungen in dieser Hinsicht werden vorbereitet.

In Bild 10 ist die Durchschlagslänge der Strahlspitze über<sup>OPW</sup> aufgetragen. Man erkennt deutlich die an sich grössere Durchschlagskraft des Gasöls, die sich in dem steileren Anstieg

4) Siehe Vortrag Oschatz.

des Gasölkurve ausdrückt, obwohl die abgespritzte Gasölmenge nur 30 mg, die Treibgasmenge aber 145 mg betrug. Auf diesen Mengenunterschied ist es auch zurückzuführen, dass in Bild 10 die sichtbare Strahllänge beim Gasöl verhältnismässig früh schon nicht mehr wesentlich ansteigt, während die Treibgasstrahllänge noch lange konstant weiter zunimmt.

### 12. Die Abspritzung im p-i-Diagramm, kalte und warme Düse.

Mit dem soeben erwähnten grossen Unterschied in der Abspritzmenge hatte es noch eine besondere Bewandnis. Es war bei den Abspritzversuchen an der Oschatz'schen Abspritzanlage garnicht beabsichtigt, 145 mg Treibgas/Arbeitspiel abzuspritzen. Vielmehr war das gesamte Treibgas-Einspritzsystem des Ricardo-Motors unverändert auf die Abspritzanlage übernommen worden und so eingestellt, dass es nach den Motorerfahrungen etwa 70 mg Treibgas/Arbeitspiel hätte abspritzen müssen. Erst bei der Auswertung nach beendeten Versuchen stellte es sich heraus, dass die Abspritzmenge in Wirklichkeit 145 mg Arbeitspiel betragen hatte.

Zur Erklärung dieser merkwürdigen Erscheinungen kann das p-i-Diagramm der Kraftstoffe herangezogen werden. Zunächst sei auf die schematische Darstellung des p-i-Diagrammes im Vortrag des Verfassers "Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge" und auf die dortigen Ausführungen (siehe dort Bild 9) über die Darstellung verschiedener Kraftstoffe in einem einzigen p-i-Koordinatensystem nochmals hingewiesen.

In Bild 11 ist oben ein Maßstab etwa für die Lage der t-Linien im überkritischen Gebiet eingetragen und im übrigen sind die linken Aeste der Grenzkurven für die beiden Hauptbestandteile des Treibgases, Propan und Butan, sowie für Octan als etwa den niedrigst siedenden Bestandteil des Gasöls eingezeichnet. Betrachtet man in diesem p-i-Diagramm den Vorgang in der Düsenmündung, also die Entspannung des Kraftstoffes von mindestens dem Düsenöffnungsdruck  $p_{Düse} = 110 \text{ atü}$  auf den Gegendruck der Luft, in die die Düse hineinspritzt - ein Vorgang, der in erster Annäherung mit  $i = \text{const.}$  verläuft - so ergibt sich folgendes: In der Abspritzanlage betrug der Gegendruck der Luft zwar nur 15 atü, aber die Düse ist kalt, sodass das Treibgas höchstens mit  $20^\circ \text{ C}$  aus ihr auszutreten vermag. Man erkennt in Bild 11, dass die bei  $20^\circ \text{ C}$  senkrecht nach unten verlaufende  $i = \text{const.}$  Linie bei  $p = 15 \text{ atü}$  die linke Propangrenzkurve noch nicht geschnitten hat, sondern noch immer im Flüssigkeitsgebiet verläuft. Nur der gegenüber 15 atü geringere Dampfdruck des Propan bei  $+ 20^\circ \text{ C}$  und die Verdampfung evt. im Treibgas enthaltener geringer Mengen von leichtersiedenden Bestandteilen

sind bei diesem Vorgange also Anlass für Teilverdampfung in der Düsenmündung.

Im Motor betrug der Gegendruck demgegenüber zwar der Motorverdichtung entsprechend  $p_c = 41 \text{ atü}$ , aber Düse und Düsenhalter sind sehr warm und heizen das Treibgas schon vor Verlassen der Düse auf. Nimmt man eine Treibgastemperatur von  $+ 130^\circ \text{ C}$  an, so zeigt Bild 11, dass dann die  $i = \text{const.}$  Linie bei  $p_0 = 41 \text{ atü}$  bereits in das Naßdampfgebiet des Propan hinein verläuft. Es muss hier also Propan schon in der Düsenmündung in erheblichem Umfange verdampfen. Daraus mag es sich erklären, dass das am Motor auf  $70 \text{ mg/Arbeitspiel}$  eingestellte Einspritzsystem in der kalten Abspritzanlage 145 mg/Arbeitspiel abspritzte. Dass bei Gasöl diese Erscheinungen nicht beobachtet werden, erklärt sich aus Bild 11 ebenfalls, da die Grenzkurve des Octans weder bei kalter noch bei warmer Düse von dem  $i = \text{const.}$  Vorgange unterschritten wird.

Da die Abspritzversuchsanlage nur kurzzeitig zur Verfügung gestellt werden konnte, konnten Kontrollversuche zu dieser Frage bisher nicht vorgenommen werden; die vorstehende Ausdeutung muss also vor der Hand noch mit dem Vorbehalt der Nachprüfung versehen werden. Der etwaige Einwand, dass die Einspritzpumpe am Motor wie an der Abspritzanlage kalt sei und daher im wesentlichen bei gleicher Einstellung gleiche Treibgas Mengen fördern müsse, was auch zu ungefähr gleichen Abspritzmengen führen müsste, sei jedoch sogleich widerlegt. Wie schon erwähnt, war das Einspritzsystem mit einem Ueberströmventil an der Pumpe mit grösster Entlastung für die Druckleitung ausgerüstet. Schon bei der kleinen Abspritzmenge im Motor zeigte sich kein Nachspritzen; mithin brechen die Druckwellen in der Druckleitung mit dem Schliessen des Entlastungsventils, also rund mit dem Förderschluss der Pumpe in jedem Falle zusammen. Daher wird die Oeffnungszeit der Düse in beiden Fällen -- am Motor und an der Abspritzanlage -- im wesentlichen durch die Förderzeit der Pumpe, nicht aber durch die abspritzende Menge bestimmt. Vielmehr richtet sich die abspritzende Menge nach den Ausflussverhältnissen an der Düse ein und die Fördermenge der Pumpe in Rückwirkung davon ebenfalls.

### 13. Weiterführung der Arbeiten. Schmierfähigkeit, Leckverluste.

Die Versuche sind noch nicht abgeschlossen.

Vor allem muss gesagt werden, dass es bisher noch nicht vollständig gelungen ist, manchmal recht erhebliche Streuungen der Ergebnisse, besonders hinsichtlich des Verbrauches

zu beseitigen. Es wurde lange die Wägung des Brennstoffverbrauches dafür verantwortlich gemacht, weil von der unter dem Stickstoff-Vordruck stehenden biegsamen Leitung vom Waagebehälter zur Brennstoffpumpe, Bild 1, Rückwirkungen auf die Waage vermutet wurden. Jedoch haben wiederholte Verbesserungen an dieser Stelle die Streuungen nicht beheben können, sodass andere Gründe gesucht werden müssen. Diese sind wahrscheinlich trotz des an sich gleichmäßigen Motorlaufs doch im Arbeiten des Einspritzsystems, insbesondere der Düse und vielleicht auch des Ueberströmventils an der Pumpe zu suchen, die unter der geringen Schmierfähigkeit des Treibgases leiden. Auch die Leckverluste der Düse, die unter Umständen ziemlich stark, vor allen Dingen aber schwankend sind, werden wohl einen Einfluss auf die Verbrauchsmessung ausüben. Es bedarf noch systematischer Versuche, um diese Schwierigkeiten zu klären und zu beheben. Trotzdem aber erscheint es keineswegs aussichtslos, den reinen Dieselmotor mit Treibgas zur praktischen Betriebsreife zu entwickeln. Im Gegenteil ist mit grosser Sicherheit zu erwarten, dass die vorläufig bei den hiesigen Versuchen gemessenen Verbräuche, Bild 4, noch gesenkt werden können.

#### 14. Ausweitung der Kraftstoffbasis.

Vor allem aber muss an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass mit dem Treibgas erstmalig ein Kraftstoff im Dieselmotor zu brauchbarer praktischer Verwendung kommt, der sowohl hinsichtlich seiner Zündtemperatur als auch hinsichtlich seiner Siede- und Kompressibilitäts-Eigenschaften weitgehend von den üblichen Dieselmotorkraftstoffen abweicht und dem damit Pioniereigenschaften für die Erweiterung des Kraftstoffgebietes schnell laufender Dieselmotoren überhaupt zukommen.

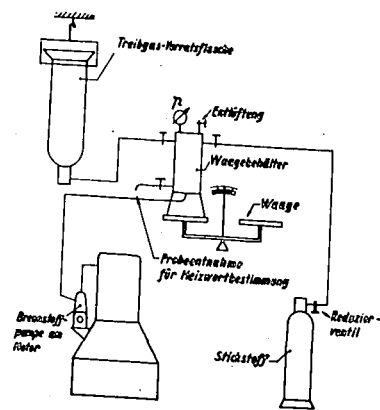


Bild 1  
Anordnung der Treibgas-Zuführung und-Messung

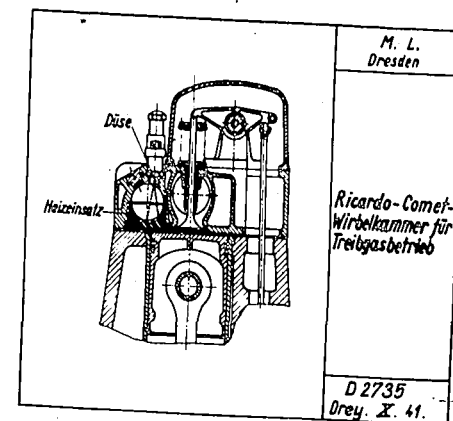
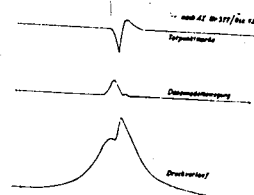


Bild 2



Ricardo-Comet-E10 Wirbelkammermotor  
Treibgas rein, reines Dieselmotoren mit starkem Pumpendruck (N<sub>2</sub>), Wirbelkammer indiziert

$n = 2000 \text{ min}^{-1}$  Düse: 8000 0.850 1123  
 $p_{\text{v}} = 2.57 \text{ kg/cm}^2$  Gasdruck: 110 118  
 $\eta_{\text{v}} = 84 \text{ \%}$  Pumpendruck: 2000  
 120, 6000 0.300 1200  
 Einspritzmenge: 12, 11 1200 07  
 Heizeinsatz: 2.10 1200 07  
 Zündzeit: 0.10 1200 07  
 starke Drehablenkung: 2, 10 1200 07  
 Kleinstverbrauch:  $Z_{\text{v}} = 13.07 \text{ g/kWh}$   
 Einspritzdruck:  $p_{\text{v}} = 22.01 \text{ kg/cm}^2$

Bild 3  
Indikatordiagramm  
mit Treibgas.

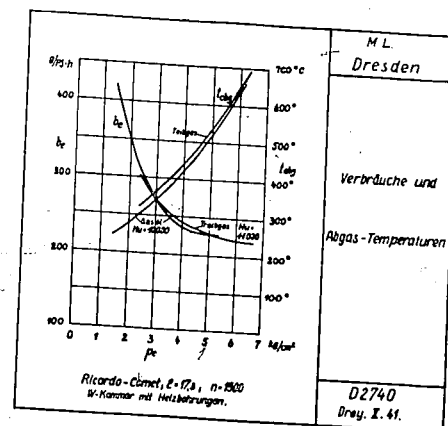


Bild 4

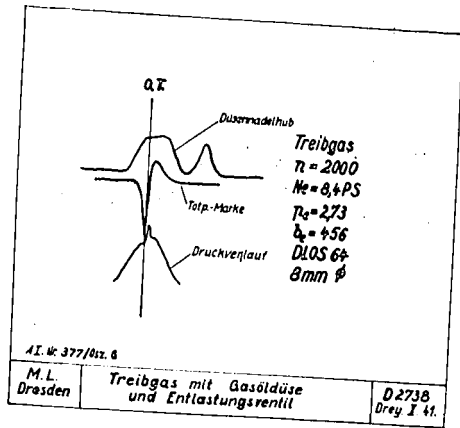


Bild 5

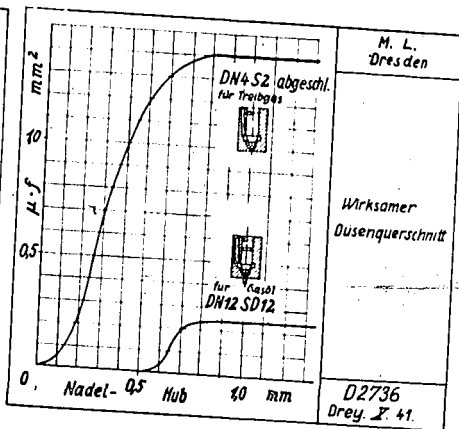


Bild 6  
Vergleich Gasöl- und Treibgasdüse.

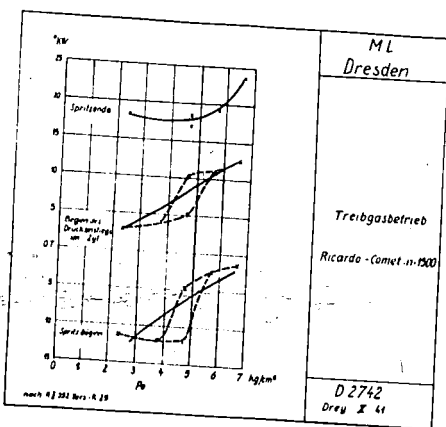


Bild 7  
Zündverzug, Einspritz- und Zündzeitpunkt.

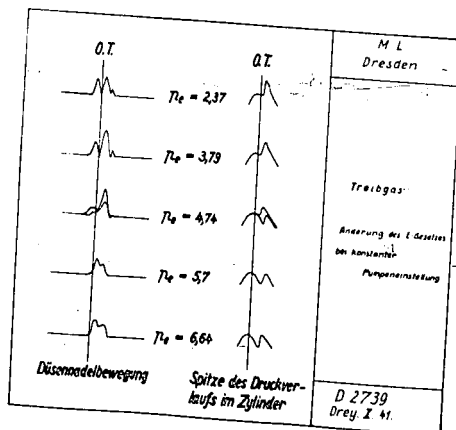
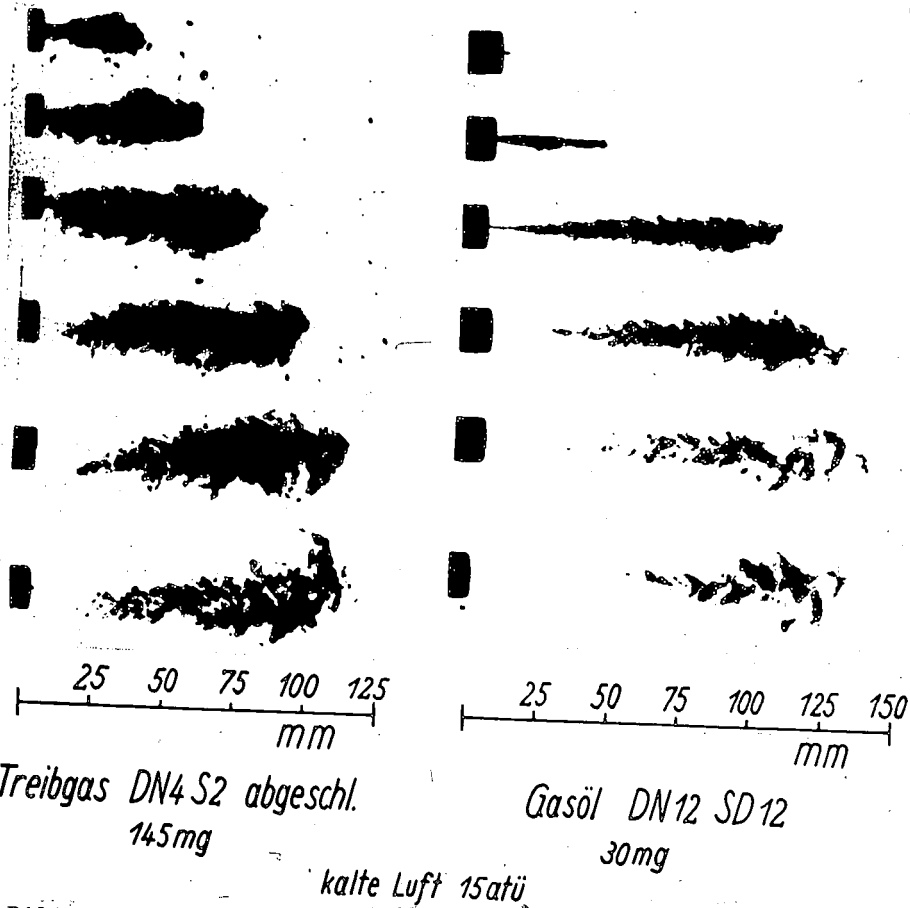


Bild 8



Treibgas DN4 S2 abgeschl.  
145mg

Gasöl DN12 SD12  
30mg

kalte Luft 15atü

Bild 9. Treibgas- und Gasöl-Strahl, Strahlentwicklung.

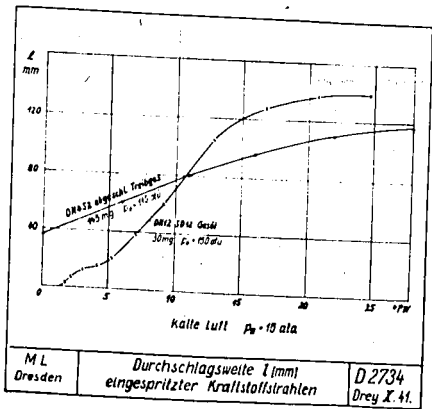


Bild 10

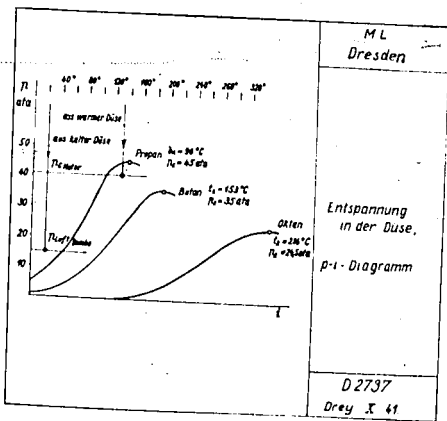


Bild 11  
Vergleich Treibgas und Gasöl:  
Entspannungsvorgang in der  
Düse im p-i-Diagramm.



## Aussprache.

Küttner, Dresden, führt die Beobachtungen an Flüssiggas-Strahlen auf die grundsätzlichen Vorgänge bei der Ausströmung siedender und überhitzter Flüssigkeiten zurück. In Abhängigkeit von der Düsenform tritt schon vor Erreicherung der dem Abspritzdruck entsprechenden Siedetemperatur eine mehr oder weniger starke Teilverdampfung in der Düse auf. Nur bei Düsen ohne jede "Anfangsstörung" des Strahles (siehe den Vortrag von Dr.-Ing.Oschatz) kann sich ein dampffreier Strahl überhitzter Flüssigkeit bilden, der in einem gewissen Abstand von der Düse durch momentane Verdampfungserscheinungen aufgerissen wird. Im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden durchgeführte Versuche mit verschiedenen siedenden Flüssigkeiten wie Wasser, flüssigem Sauerstoff u.s.w. bestätigten die auf Grund des Verlaufs der Isotherme im p/v-Diagramm zu erwartenden stabilen, überhitzten Zustände und gaben für siedendes Wasser quantitative Unterlagen über den Einfluss der Teilverdampfung siedender Flüssigkeiten auf die aus Düsen verschiedener Form ausströmenden Mengen. Die für den Aufprall derartiger Strahlen von Flüssigkeits-Dampfgemischen auf Wände verschiedener Temperatur geltenden Gesetze wurden ebenfalls bestimmt und gefunden, dass neben dem Dampfanteil und dem Aufprallwinkel besonders die Strahlgeschwindigkeit im Verhältnis zum Strahlquerschnitt von Einfluss auf die Strahlerstäubung durch den Aufprall ist. Eine Reflexion nach den für elastische Körper geltenden Reflexionsgesetzen tritt nur bei Tröpfchen von Strahlen mit höherem Dampfanteil auf. Die beim Aufprall von Strahlen mit geringem Dampfanteil entstehenden Tröpfchen werden von der Aufprallstelle radial und in geringem Winkel zur Prallfläche weggeschleudert. Bei höherer Strahlgeschwindigkeit bildet sich um die Aufprallstelle ein Wulst von Flüssigkeit, die nicht rasch genug radial abströmen kann. Von diesem Wulst aus werden die Flüssigkeitströpfchen radial, aber nun im grösseren Winkel zur Prallfläche weggeschleudert.

Bokemüller, Gaggenau, weist darauf hin, dass heute das Treibgas-Dieselgasverfahren völlig durch das Holz-oder Holzkohlengas-Dieselgasverfahren verdrängt worden ist. Für die Verwendung von Reichgasen ist man allgemein zum reinen Kerzenbetrieb zurückgekehrt. Für die Schwierigkeiten mit den Förderanlagen für Flüssiggase dürfte die Verdampfungsneigung dieser Stoffe allein ausschlaggebend sein. Parallele Erscheinungen treten bei Sonderdieselkraftstoffen auf.

## T a g u n g

des Arbeitskreises für motorische Verbrennung

10./11. Oktober 1941

## A n w e s e n h e i t s l i s t e

Nr.	Name	Ort	Behörde, Institut oder Firma
1	Weber	Berlin	Reichsverkehrsministerium
2	Küttner	Dresden	Masch.-Labor., T.H. Dresden
3	Friedel	Dresden	Inst. f. Kolbenmasch., T.H. Dresden
4	Kohlepp	Hannover	Inst. f. Kraftfahrw., T.H. Hannover
5	Ernst	Stuttgart	Forsch. Inst. Prof. Kamm, T.H. Stuttgart
6	Dreyhaupt	Dresden	Inst. f. Kolbenmaschinen, T.H. Dresden
7	Ullmann	"	" " " " " "
8	List	"	" " " " " "
9	Pauer	"	" " " " " "
10	Mühlner	Braunschweig	Inst. f. Wärmetechnik,
11	Sellschopp	"	Luftfahrtforsch. Anst. Herm. Göring
12	Pachernegg	Graz	" " " " " "
13	Niedermeyer	"	Inst. f. Verbr.-Kraftm., T.H. Graz
14	v. Eberan	Dresden	" " " " " "
15	Mertz	"	Inst. f. Kraftfahrw., T.H. Dresden
16	Wermingshoff	"	" " " " " "
17	Schulze	"	" " " " " "
18	Glamann	Stuttgart	" " " " " "
19	Eckard	Kassel	Daimler-Benz-A.G.
20	Roosen	"	Henschel & Sohn
21	Rixmann	Berlin	" " " " " "
22	Wille	"	Vers.-Anst. f. Kraftfahrzeuge, T.H. Berlin
23	Junkers	"	Inst. f. Ström.-Forsch.,
24	Kutzbach	Dresden	Generalbevollm. f. d. Kraftfahrw.
25	Endres	Chemnitz	T.H. Dresden
26	Mündler	Berlin	Auto-Union, Zentralversuchsanst.
27	Froede	Neckarsulm	Vers.-Anst. f. Kraftfahrz., T.H. Berlin
28	Helmbold	München	NSU-Werke
29	Löhner	"	BMW
30	Bokemüller	Gaggenau	"
31	Riedel	Berlin	Daimler-Benz
32	Schmidt	"	Vers.-Anst. f. Kraftfahrzeuge., T.H. Berlin
33	Zeman	Wien	Vers. " " " " " "
			Berlin
			T.H. Wien

Nr.	Name	Ort	Behörde, Institut oder Firma
34	Zinner	Augsburg	MAN
35	Meurer	Nürnberg	MAN
36	Leiker	Köln-Deutz	Klöckner-Humboldt-Deutz
37	Heinrich	Stuttgart	Bosch
38	Holfelder	Berlin	Lufttechn.Akad.Berlin-Gatow
39	Ehmsen	Kiel	Germania-Werft
40	Mohr	"	" "
41	v.Sanden	"	" "
42	Patzel	Wien	Saurer-Werke
43	Oschatz	Dresden	Inst.f.Kolbenmasch.,T.H.Dresden
44	Reichelt	"	" " " "
45	Schweinberger	Berlin	Reichsamt f.Wirtsch.-Ausbau
46	Lanz	Graz	Inst.f.Verbrennungs-Kraftm. T.H.Graz.

000828

Volume 44 - 45

Notes on China (1930-31),

Testing & balance of

Shanghai in 1930

pages 1-12 Sept-1930

and

Construction of Railway Car

January of Feb 1930

### Gewinnung von reinem Aluminiumoxyd aus Ton

Da Deutschland eigene Vorkommen an Bauxit nicht besitzt, muß es ihn einführen. Die hierfür aufzuwendenden Devisenbeträge sind aber gering, außerdem ist die deutsche Industrie an ausländischen Bauxitgruben beteiligt. Für eine Tonne Al-Bauxit erforderlich, für die etwa 80 Td an das Ausland ge-Davisenlage können aber auch diese Beträge von Bedeutung sein, so daß die Verarbeitung von einheimischem Ton an Wichtigkeit gewinnt.

Zur Herstellung von Aluminium mittels der Schmelzfluß-Elektrolyse ist reine Tonerde, d. h. reines Aluminiumoxyd (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) erforderlich. Enthält nämlich der Ausgangsstoff neben diese ebenfalls reduzierte, wodurch das Aluminiummetall verunreinigt wird.

Die Tonerde wird aus Bauxit, einem mehr oder weniger mit Brauneisenerz vermengten Tonerdehydrat, hergestellt, das 55 bis 60% Aluminiumoxyd und sehr geringe Mengen Kieselsäure, meist unter 3%, enthält. Dieser niedrige Gehalt an Kieselsäure ermöglicht es, den Bauxit alkalisch aufzuschließen, so daß man eine gute Trennung des Aluminiums, das lösliche Aluminium bildet, vom Eisen, dessen entsprechende Ferrit- und Alkali zerfallen, erzielt. Die Kieselsäure wird, soweit sie beim Aufschluß überhaupt in Lösung geht, größtenteils als unlösliches Alkali-Aluminium-Doppelsalz erhalten, so daß man schließlich die Tonerde aus einer reinen Aluminiumlösung gewinnen kann.

Ganz anders liegen die Verhältnisse bei der Verarbeitung von Ton, der rd. 30% Aluminiumoxyd und bis zu 40% Kieselsäure (SiO<sub>2</sub>) enthält. Das Aufschließen mittels Alkali ist hier nicht durchführbar, da die Verluste an Alkali wegen des hohen Kieselsäuregehaltes untragbar hoch sein würden. Die einzige Aufschlußmöglichkeit ist der Aufschluß durch Säuren, bei dem allerdings auch das stets in geringen Mengen im Ton enthaltene Eisen in Lösung geht. Die Hunderte von Patenten, die Verfahren zum sauren Aufschluß von Ton behandeln, erstrecken sich in erster Linie auf das Abtrennen des Eisens von der Tonerde.

Im folgenden sollen die wichtigsten Verfahren kurz geschildert werden.

Am bekanntesten sind die Vorschläge von Buchner<sup>1)</sup> geworden, der zum Aufschließen des Tonens Schwefelsäure oder auch geschwefeltes Ammoniumsulfat verwenden wollte. Das Aluminium wird vom Eisen dadurch abgetrennt, daß man erstere als basisches Aluminiumsulfat oder als Ammoniumalkalum fällt. Ähnliche Vorschläge macht Kjellgren<sup>2)</sup>, und auch in Rußland, wo man nur unbedeutende Bauxitlager bisher gefunden hat, ist ein ähnliches Verfahren ausgearbeitet worden, das als Fokin-Rosset-Verfahren<sup>3)</sup> bezeichnet wird.

Die I. G. Farbenindustrie, A.-G., Bitterfeld, entwickelte ein Verfahren zum Aufschluß von Ton mittels Salzsäure, bei dem das Abtrennen vom Eisen durch Ausfällung des Aluminiums als Chlorid mit 6 Molekülen Kristallwasser erfolgt<sup>4)</sup>.

Bei beiden Verfahren werden Mutterlauge erhalten, die sich im Kreislauf immer mehr an Eisen anreichern und von Zeit zu Zeit abgelassen werden müssen. Von Interesse ist hier das Palmer-Verfahren<sup>5)</sup>, durch welches das Eisen aus Sulfat- und Chloridlösungen elektrolytisch abgeschieden werden kann.

Besonders aussichtsreich scheint das Verfahren der Firma Th. Goldschmidt, A.-G., Essen, zu sein, bei dem der Aufschluß mittels schwefliger Säure erfolgt<sup>6)</sup>. Die Abtrennung des Aluminiums vom Eisen erfolgt als basisches Aluminiumsulfat.

Berlin N 1220 Dr.-Ing. H. Tiedemann VDI

<sup>1)</sup> Max Buchner, DRP 26121, 261781, 391673, 392412, 393023, 388168, 425221, 576332.  
<sup>2)</sup> Kjellgren, Amerikanisches Patent 1732641, 1732599.  
<sup>3)</sup> Z. Metallwirtsch., Bd. 8 (1929) S. 822.  
<sup>4)</sup> Griesheim-Elektron, Bitterfeld, DRP 411569, 399233, 414128, 357993.  
<sup>5)</sup> I. G. Farbenindustrie A.-G., Frankfurt a. M., DRP 439882, 448716, 529678, 528405, 534198, 532498, 532499, 534699.  
<sup>6)</sup> K. W. Palmer, Stockholm, DRP 535133.  
<sup>7)</sup> Patentanmeldung 12 in G. C. 4729 vom 3. Aug. 1932.

### Strahlheizung

Die Wärmeabgabe eines Menschen erfolgt im wesentlichen durch Wärmestrahlung (Wärmeabgabe an die umgebende Luft), durch Wärmestrahlung (Wärmeabgabe an die umgebenden Wände) und durch Wasserverdunstung. Der letzte Wärmeverlust bleibt unter normalen Umständen (mäßige Anstrahlung, übliche Bekleidung, normale Raumlufttemperatur und feuchtigkeit) gleich und beträgt rd. 23 kcal/h für einen Menschen. Die Summe der beiden anderen Verlustarten beträgt rd. 84 kcal/h je Person für gleiches Behaglichkeitsgefühl bei üblicher An-

strengung und Bekleidung; sie ist unabhängig von der gegenseitigen Beziehung zwischen Luft- und Oberflächentemperatur. An sich kann also die Raumtemperatur in dem Maße gesenkt werden, wie die Wärmestrahlung z. B. zufolge erhöhter Wandtemperatur verringert wird (Sommerbad bei Windstille im Schwefelbad). Bei 17° Lufttemperatur entfallen auf Wärmestrahlung rd. 35 kcal/h, auf Wärmestrahlung 49 kcal/h.

Diese Überlegungen bilden die Grundlage der Strahl- oder Panelheizung<sup>1)</sup>, die vorwiegend in England Verbreitung gefunden hat. Bei dieser Heizungsart werden beheizte Umfassungswände erst mit einer Innenflächentemperatur von etwa 17°, die annähernd gleich der Raumtemperatur ist. Danach ist der Einbau von großen Heizflächen in die Außenwände naheliegend; er kommt z. B. bei der Decken- oder Fußbodenheizung zur Anwendung, bei der Rohrleitungen unmittelbar auf der Innenseite der Rohrwand angeordnet werden. Auch verwendet man eiserne oder keramische Heizkörper mit abrunder Vorderseite, die in oder unmittelbar auf der Wand angeordnet werden. Nachteilig wirkt sich bei diesen Ausführungsarten aus, daß bei Wandheizung Heizflächentemperaturen über 50° und bei Fußbodenheizung solche über 30° praktisch nicht anwendbar sind. Für die letzte Heizungsart wären also noch größere Heizflächen erforderlich. Da bei der Wandheizung Strahlwirkung unterbindet, findet man als beliebteste Ausführungsform die Deckenheizung; bei dieser sind auch schon in Ausnahmefällen 100° Oberflächentemperatur angewandt worden, während man allerdings in Räumen üblicher Höhe nicht über 50° geht.

Als Vorteil der Strahlheizung ist zunächst die ungleichmäßigere Wärmeverteilung im Raum und die gesundheitlich günstigere niedrige Temperatur von 17° statt 20° bei Konvektionsheizung zu nennen. Nachteilig sind die großen, teuren Heizflächen, die Rohrleitungen mit Zwangsumlaufpumpen, die u. U. Schäden durch Wärmeschwamm und Korrosion hervorrufen können.

Über die Wirtschaftlichkeit der Strahlheizung in unseren klimatischen Verhältnissen ist noch kein abschließendes Urteil möglich. Die englischen Angaben, die von 33% Brennstoffersparnis gegenüber Konvektionsheizungen sprechen, sind sehr vorsichtig aufzunehmen und zudem auf unsere Temperaturverhältnisse unzureichend. Danach beträgt bei grobem Überschlag unter Zugrundelegung einer mittleren Wintertemperatur von + 5° in Deutschland gegen + 8° in England die mögliche Ersparnis vielleicht 20%, wobei noch die hohen Anschaffungskosten berücksichtigt werden müssen. Bei alledem ist zu berücksichtigen, daß die Strahlheizung in England ihre Verbreitung dem Umstand verdankt, daß der Engländer die Aufstellung von Gliederheizkörpern in Wohn-, Frank- und sogar Amtgebäuden ablehnt. N 1026

<sup>1)</sup> K. R. Rubka, Gesundh.-Anz. 104, 57 (1934) Nr. 25 S. 395.

### Dieselloil<sup>1)</sup>

#### Eigenschaften, Behandlung, Prüfung, Verhalten im Motor

Unter Dieselloil seien im folgenden hauptsächlich die aus Erdöl gewonnenen eigentlichen „Dieselöle“ mit etwa 260° Siedebeginn und 50% Verdampfung bei 300° verstanden, zum Unterschied von anderen Brennstoffen, die sonst noch im Dieselmotor Verwendung finden, wie Gasöl, Heizöl, Teeröl aus Steinkohlendampf, pflanzliche und tierische Fette. Im übrigen gelten die Ausführungen in erster Linie für den Betrieb von kompressorlosen Dieselmotoren, die heute für ortsfeste Anlagen, Schiffe, landwirtschaftliche Maschinen und Fahrzeuge überwiegend gebaut werden. Der große Erfolg des Dieselmotors beruhte zunächst vorwiegend auf der Ausnutzung der billigsten Öle, die als Destillationsrückstände anfielen. Heute dagegen stellt die Entwicklung zu kleinen Zylinderdurchmessern und hohen Drehzahlen immer höhere Anforderungen an die Brennstoffe.

Von den physikalischen und chemischen Eigenschaften der flüssigen Treibstoffe sind die folgenden für den Dieselmotor von Bedeutung: Flammpunkt, spezifisches Gewicht, Stockpunkt, Verunreinigungen und Zähigkeit bestimmen das Verhalten bis zum Eintritt in den Zylinder, während Heizwert, Siedeverlauf, und Art der Kohlenwasserstoffe, Schwefelgehalt und Zündpunkt bei der Verbrennung eine Rolle spielen. Leider gibt es bisher noch keine einheitlichen Richtlinien zur Untersuchung und Bewertung der Dieselloilstoffe; in jedem Lande sind andere Wertungen im Gebrauch.

Der Flammpunkt, d. i. die Temperatur, bei der sich die Brennstoffdämpfe an einer offenen Flamme entzünden, ist ein Maß für die Feuergefährlichkeit bei der Lagerung des Brenn-

<sup>1)</sup> Auszug aus einem Vortrag in englischer Sprache von P. N. Everett im Zirkel Englisch sprechender Ingenieure im Ingenieurhaus in Berlin. Vollständige englische Veröffentlichung „Diesel Fuel, its Characteristics and Use in the Engine“ durch The Anglo-Persian Oil Co., London 1931.

000830

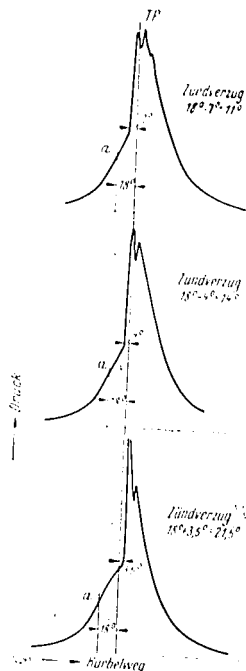


Abb. 4. Zündverzögerung und Druckverlauf in einem schnelllaufenden Dieselmotor für verschiedene Treiböle.  
a. Einspritzkurve

stoffes, der Stockpunkt für die Verwendbarkeit bei niedrigen Temperaturen. Das spezifische Gewicht hat nur auf die Regelung des Motors Einfluß, die im allgemeinen nach dem Volumen erfolgt. Verunreinigungen gelangen meist erst beim Versand und beim Verbraucher in das Öl, z. B. durch die Rohrleitungen und durch die Luftöffnungen der Behälter. Damit die Fremdstoffe, die für Öl-pumpe, Ventile, Düse und Kolben äußerst schädlich sind, sich absetzen können, ist das Öl vor dem Gebrauch in großen Vorratsbehältern mit geeigneten Boden zu lagern. Diese sollen an der tiefsten Stelle mit einem Abflaßhahn versehen sein, durch den jedesmal vor Neufüllung der Schlämme zu entfernen ist. Das Absetzen kann bei dicken Ölen durch Erwärmen auf etwa 40° beschleunigt werden.

Um den Einfluß der wechselnden Zähigkeit auf die Füllung der Einspritzpumpe auszuschalten, muß der Betriebsbehälter mindestens 1 m über dem Pumpeneinlaß liegen, und der Durchmesser der Verbindungsleitung so groß sein, daß bei freiem Austritt drei- bis viermal so viel Öl ausfließt, wie der Motor benötigt. Auch mit Rücksicht auf die in allen Treibölen gelöst enthaltenen Luft darf ein gewisser Überdruck vor der Pumpe nicht unterschritten werden. Die Zähigkeit ist mit dem Ölverlust auftritt, und der Kolben doch genügend geschmiert wird. Auch der Einspritzwiderstand ist von der Zähigkeit abhängig; er wird weniger durch die Federbelastung der Ventile als durch den Widerstand der Düsenbohrungen bestimmt. Außerdem ändert sich bei konstantem Einspritzdruck die Tropfengröße im Brennraum mit der Zähigkeit.

Weder der Siedeverlauf noch der Anteil an Kohlenrückständen (Verkockungszahl) lassen nach Ansicht von Everett einen unmittelbaren Schluß auf die Eignung des Öls für den Dieselmotor zu, da beide Eigenschaften unter Bedingungen bestimmt werden, die den Betriebsverhältnissen nicht entsprechen. Die Asphaltbestandteile, die in den meisten Ölen zu finden sind, schlagen sich an verschiedenen Stellen im Motor nieder und verursachen Störungen. Der Asphaltgehalt soll deshalb für große Schiffsmotoren 2%, für kleinschnelllaufende Motoren 0,1% nicht übersteigen. Das Untersuchungsergebnis hierfür ist aber je nach dem benutzten Lösungsmittel verschieden; am besten eignet sich Diäthyl-Äther.

Everett hält die Asphaltprobe für weitaus wichtiger für die Beurteilung eines Öls als Siedeverlauf und Verkockungszahl. Ohne Rücksicht auf die letzten beiden Eigenschaften arbeitet der Motor immer einwandfrei, wenn nur Pumpe, Einspritzventil und Brennraum gut durchgebildet und in gutem Zustand sind. Auch bei schlechter Zerstäubung wird ein Öl, das einen günstigen Siedeverlauf zeigte, ohne Störung arbeiten, während ein Öl mit hoher Verkockungszahl Ölkohle bilden wird. Die Einspritzdüse darf nicht zu heiß werden, damit das Öl nicht schon vor dem Eintritt in den Zylinder gespalten wird, und soll

deshalb möglichst gut gekühlt werden. Bei Verwendung von Heizölen mit hoher Zähigkeit, die für eine einwandfreie Zerstäubung bis auf 120° vorzuwärmen sind, umbringt sich die besondere Kühlung des Zerstäubers. Der Schwefelgehalt des Öls wirkt nach Ansicht von Everett in der Ölpumpe und im Zylinder nicht korrosionsfördernd, jedoch kann Schwefeldioxyd in der Auspuffanlage Korrosion verursachen.

Die chemische Zusammensetzung der Diesellole wechselt mit ihrer Herkunft. Der Wasserstoffgehalt schwankt von 11,4 bis 13,2%; je höher er ist, um so wertvoller ist das Öl. Die Hauptgruppen der vorkommenden Kohlenwasserstoffe sind Paraffine, Naphthene und aromatische Kohlenwasserstoffe. Die Zusammensetzung beeinflusst die Zündung, den zeitlichen Verlauf der Verbrennung und den Hochdruck. Abb. 4 zeigt nur durch das verwendete Öl unterscheidbar. Der Einspritzbeginn ist stets 18° vor dem Totpunkt; der Zündverzögerung steigt von 11 auf 21,5° Kurbelwinkel. Man sieht, daß die Druckspitze um so höher liegt, je später die Zündung einsetzt, denn um so mehr Brennstoff ist dann bereits im Zylinder vorhanden. Das Brennstoff-Luft-Gemisch verbrennt gleichzeitig im gesamten Verbrennungsraum beim Erreichen der jeweiligen Zündtemperatur, wogegen beim Vergasermotor die Flamme von der Zündstelle aus mit endlicher Geschwindigkeit fortschreitet. Außerdem treffen um so mehr Öltröpfchen auf die Oberflächen des Verbrennungsraumes auf, ohne zu verbrennen, je größer der Zündverzögerung ist. Versuche haben gezeigt, daß Öl auf Paraffingrundlage den geringsten Zündverzögerung geben. Everett befürwortet eine engere Zusammenarbeit zwischen Motorenhersteller und Ölhersteller zwecks gegenseitiger Anpassung der Motoren und Treibstoffe.

Berlin-Charlottenburg

Berth. Forster VDI

### Wasserkraftwerk am Polarkreis

Die erste Turbinenanlage des neuen nordrussischen Wasserkraftwerkes am Niwa-Fluß des neuen nordrussischen Wasserstromes (abgegeben!). Die Niwa fließt auf der Halbinsel Kola aus dem Inandra-See durch den Pino-See zum Weißen Meer. Auf einer Länge von 31 km beträgt das Gefälle 126 m das in drei Stufen ausgenutzt werden soll, und zwar:

Niwa I	18 m	20 000 kW
Niwa II	36 m	60 000 kW
Niwa III	72 m	120 000 kW

Zuerst wurde das Werk Niwa II im Mittellauf des Flusses gebaut. Am Ausgang des Flusses aus dem Pino-See wurde ein Staudamm errichtet. Der Bau des 4,5 km langen Oberwasserkanals war besonders schwierig wegen der Wasserdruckwirkung der Bodenschichten. Vom Entnahmestrom am Ende des Kanals wird das Wasser durch vier Francis-Turbinen auf eine 4 m Durchmesser und 94 m Länge der vier Druckrohre aus Holz von 100 mm Durchmesser sind 100 mm dick und bilden eine gute Kälteisolation. Mit den Endstücken beträgt die Länge der Druckrohre 120 m; sie sind für einen gewöhnlichen Überdruck von 3,6 at und im Hochstfall 5 at berechnet.

Der große Inandra-See mit einer Fläche von 812 km<sup>2</sup> gibt die Möglichkeit einer guten Regelung der Abflußmenge. Die in Aussicht genommenen Anlagen sollen den Wasserstand in dem See um 2 m erhöhen.

Die große Wassergeschwindigkeit in dem Oberwasserkanal wirkt günstig gegen die Eisbildung im Winter. Auch durch die Eisdecke auf dem Pino-See mit einer Fläche von 30 km<sup>2</sup> wird der Wasserstrom vor Kälte geschützt, so daß im Oberwasserkanal sich selten Grundeis bilden kann. Um Beschädigungen der Betonaußenkleidung des Kanals durch Oberflächeneis zu verhindern, werden z. Z. zusätzliche Maßnahmen ausgearbeitet, u. a. Verstärkung der Betondecke, Anlagen zur Verminderung der Wasserstandsschwankungen und Heizanlagen.

Durch eine 85 km lange Leitung wird der elektrische Strom mit einer Spannung von 110 kV der Stadt Chibinogorsk zugeführt.

Im Zusammenhang mit dem Bau der Wasserkraftwerke soll der nördliche Abschnitt der Murmansk-Eisenbahn Kandalaksha-Murmansk (277 km) mit einer Abzweigung Apitity Chibinogorsk (22 km) auf elektrischen Betrieb umgestellt werden.

<sup>1)</sup> Technika (Moskau) Bd. 4 (1933) Nr. 64 S. 1, vgl. a. Z. VDI-Bl. 77 (1933) S. 186.  
<sup>2)</sup> Vgl. hierzu z. B. A. Everett u. H. Munding, Z. VDI Bd. 72 (1928) S. 1361, Z. VDI Bd. 77 (1933) S. 1151.

Sind die optischen Eigenschaften der beiden Filter gleich, so vereinfacht sich diese Beziehung zu:

$$D = \frac{1}{2} [2 D_0 D_p \cos^2 \alpha + (D_p^2 + D_0^2) \sin^2 \alpha]$$

Die Helligkeitsänderung bei einer Verdrehung der beiden Filter um den Winkel  $\alpha$ , ausgedrückt als Bruchteil der größtmöglichen Änderung zwischen gekreuzter und paralleler Stellung der Polarisatoren, ist also verhältnismäßig  $\sin^2 \alpha$ , unabhängig von der Größe der Auslöschung. Wie Bild 9 zeigt, ist die Aufhellung, die in der Praxis durch Straßenwöhlungen und einseitige Belastung des Fahrzeuges verursacht werden kann, bei Neigungen bis  $\pm 5^\circ$  gegen die gewöhnliche Lage noch kleiner als 1%. Auf Grund von Beobachtungen darf man annehmen, daß auch ungeübte Fahrer von der Möglichkeit Gebrauch machen, die Wagenneigung durch eine entgegengesetzte Körper- oder Kopfbewegung auszugleichen und sich damit in jedem Falle den größtmöglichen Blendschutz zu verschaffen.

Den bisherigen Betrachtungen lag weiterhin die Annahme zugrunde, daß die Polarisationsfilter senkrecht vom Licht durchsetzt werden. Diese Annahme ist zutreffend, solange die Entfernung zwischen zwei sich begegnenden Fahrzeugen groß im Vergleich zum Abstand ihrer Fahrbahnen ist. Für den Fall geringerer Entfernung oder der Begegnung in Kurven ist dagegen zu untersuchen, in welchem Maße Licht in das Auge des Fahrers gelangen kann, das unter größeren Neigungen auf den Scheinwerferpolarisator oder die polarisierende Brille auftrifft. Wie zuerst M. Haase durch Messungen an Einkristall-Polarisatoren gezeigt hat, tritt bei einer Kippung eines der beiden Filter eine Aufhellung ein<sup>1)</sup>. Die Polarisations-ebenen beider Filter waren dabei gekreuzt und bildeten einen Winkel von  $45^\circ$  mit der Waagerechten. Eines der beiden Filter wurde um eine senkrechte Achse gekippt. Kurve a in Bild 10 gibt nun die Ergebnisse von Messungen an einem für Scheinwerferversuche benutzten Polarisationsfilter wieder. Man erkennt, daß zwar die Auslöschung geringer wird, wenn das Polarisationsfilter vom Licht unter größerem Neigungswinkel durchsetzt wird, daß aber der Betrag der Aufhellung in dem praktisch interessierenden Winkelbereich belanglos ist. Hinzu kommt noch, daß die Lichtstärke des Scheinwerfers mit zunehmendem Winkel zwischen Ausstrahlungsrichtung und Scheinwerferachse sehr rasch abfällt. Zum Vergleich ist in Kurve b in Bild 10 das Ergebnis einer unter den gleichen Bedingungen ausgeführten Messreihe angegeben, bei der die vom Licht schräg durchsetzte Polarisations-schicht auf der Rückseite einer Scheibe aus einem Werkstoff mit Spannungs-Doppelbrechung angebracht war. Man erkennt, welche Bedeutung die Ausschaltung jeglicher doppelbrechender Glas-, Zellhorn- oder Kunstharzschichten im Lichtweg zwischen den Polarisatoren hat, vor allem für den Fall des schiefen Lichtdurchtritts.

#### Rückstrahlung, Absorption und Zerstreuung polarisierten Lichtes

Die Frage, welchen Einfluß die Einführung polarisierten Lichtes auf die Wahrnehmung von Hindernissen auf der Fahrbahn, von Straßenmarkierungen und Begrenzungen hat, bedarf im Einzelfall noch eingehender Untersuchungen. Es besteht aber kein Grund zu der Annahme, daß sich die Stärke des insgesamt zurückgeworfenen Lichtes merklich von der bei Benutzung gewöhnlichen Lichtes unterscheidet, insbesondere bei Anwendung der besonders interessierenden Stellung von  $45^\circ$ . Die meisten von den Scheinwerfern eines Fahrzeuges angeleuchteten Flächen depolarisieren das auffallende Licht nur teilweise, so daß in dem zurückgeworfenen Licht der eigenen Scheinwerfer stets mehr oder weniger der Schwingungsanteil vorherrscht, der von der polarisierenden Brille bevorzugt hindurchgelassen wird. Für die Gefahrenwahrnehmung ist besonders das Licht wichtig, das von Glas-, Lack- oder Me-

taloberflächen, von Heckfenstern und Beschlagteilen von Fahrzeugen auf der gleichen Fahrbahn, Fahrradrückstrahlern und Verkehrszeichen spiegelnd zurückgeworfen wird. Da bei der Spiegelung der Polarisationszustand nicht geändert wird, liegen hier für die Wahrnehmung günstigste Verhältnisse vor. Die Spiegelung an Metalloberflächen braucht in diesem Zusammenhang nicht ausgenommen zu werden, da wir mit nahezu senkrechtem Lichtaufschlag zu rechnen haben. Entsprechendes gilt auch bei Fahrten im Regen für das an der nassen Straßendecke und an der Oberfläche von Wasserpfützen gespiegelte Licht entgegenkommender Fahrzeuge, für das praktisch die gleiche Auslöschungswirkung eintritt wie für das vom Scheinwerfer selbst ausgehende Licht.

Besondere Beachtung fand schließlich seit langem die Möglichkeit, durch Anwendung von polarisiertem Licht die Fahrersicherheit bei Nebel zu verbessern. Das von den Nebelteilchen diffus zerstreute Licht wird in seinem Polarisationszustand praktisch nicht geändert. Man hätte also grundsätzlich die Möglichkeit, die bei Fahrten im Nebel besonders störende diffuse Aufhellung im Blickfeld zu beseitigen, wenn in diesem Falle die polarisierende Brille so eingerichtet wird, daß ihre Polarisations-ebene senkrecht zu derjenigen der eigenen Scheinwerfer-Polarisatoren steht. Wie praktische Versuche gezeigt haben, ist es möglich, diese störende diffuse Aufhellung durch das von den Nebeltröpfchen zerstreute Licht der eigenen Scheinwerfer je nach der Beschaffenheit des Nebels mehr oder weniger zu beseitigen. Man darf jedoch kaum erwarten, durch die Anwendung polarisierten Lichtes die gleichen Sichtverhältnisse zu erreichen wie bei Fahrten in nebelfreien Nächten, da das an Nebelteilchen diffus zerstreute Licht auf jeden Fall verloren geht und somit eine mehr oder weniger erhebliche Verringerung der Reichweite des Scheinwerferstrahles eintritt.

#### Schlußfolgerungen

Die Verwendung polarisierten Lichtes erlaubt eine Lösung der Blendfrage, die sich — Verwendung geeigneter polarisierender Brillen und sachgemäßen Einbau von Polarisatoren in die Scheinwerfer vorausgesetzt — grundsätzlich vor anderen Lösungen dadurch auszeichnet, daß

1. die Blendschutzwirkung zwangsläufig eintritt und insbesondere nicht von der Aufmerksamkeit und dem guten Willen entgegenkommender Fahrzeuglenker abhängt,
2. im Augenblick der Begegnung keinerlei Bedienungsmaßnahmen erforderlich sind,
3. bei einer Umkehr der Fahrtrichtung keine Umschaltung notwendig ist,
4. Änderungen der Lage des Fahrzeuges zur Fahrbahn als Folge von Belastungsänderungen die Blendschutzwirkung nicht in störendem Maße herabsetzen,
5. die Blendschutzwirkung nicht durch Anwendung unständlicher, mechanisch bewegter und einer merklichen Abnutzung unterworfenen Mittel erkauft werden muß.

Nachdem diese Lösung der Blendfrage durch die Anwendung polarisierten Lichtes lange Jahre nur als ein theoretisch interessantes Gedankenexperiment gelten mußte, ist jetzt durch die Möglichkeit der Herstellung technischer Großflächen-Polarisatoren die wichtigste Voraussetzung für die praktische Anwendung gegeben. Unsere Betrachtungen zeigen weiterhin, daß der Verwendung grundsätzliche Schwierigkeiten technischer Art nicht mehr entgegenstehen sollten, wenn auch manche Einzelfragen noch einer eingehenden Bearbeitung bedürfen. Schließlich darf angenommen werden, daß auch die mit der Umstellung verbundene wirtschaftliche Belastung ein erträgliches Ausmaß nicht überschreitet. Es ist daher zu hoffen, daß es den an der Kraftwagenbeleuchtung interessierten Kreisen der deutschen Wissenschaft und Technik gelingt, die Bearbeitung der noch offenen Fragen in abschbarer Zeit schon so weit zu öffnen, daß der Weg für die allgemeine praktische Anwendung frei ist. B 4661

<sup>1)</sup> M. Haase, Z. techn. Physik Bd. 18 (1937) S. 69.

000832

## Die Gestaltung von Rennwagen

Von Bernhard Förster VDI, Berlin

Rennkraftwagen unterscheiden sich von üblichen Personenkraftwagen dadurch, daß bei Personenkraftwagen eine Lösung angestrebt wird, die verschiedenen annähernd gleich wichtigen Forderungen in einem Forderung zurück, möglichst hohe Geschwindigkeiten zu erreichen und über einen begrenzten Zeitraum aufrechtzuerhalten. Dies gilt auch für Kraftwagen, die nur zum Aufstellen eines absoluten Geschwindigkeitsrekords gebaut sind. Wenn daher auch zwischen den beiden letzten Wagenkategorien in anderer Hinsicht Unterschiede bestehen und wir in Deutschland gerade im Bau von Rennwagen führend sind, so verdienen doch die Grundsätze, die von R. A. Raillon, dem bekannten englischen Gestalter von Geschwindigkeitsrekord-Wagen, auf Grund seiner Erfahrungen für den Entwurf von Rennwagen aufgestellt und in dem nachstehenden Beitrag verarbeitet sind, die gebührende Beachtung.

### Beschränkungen der Gestaltung

Vom Jahre 1938 an gilt für die großen internationalen Kraftwagen-Rennen eine neue Zulassungsformel. Während der letzten fünf Jahre durfte das „Trockengewicht“ der Rennwagen — ohne Reifen, Wasser, Treibstoff und Öl — unter Einhaltung bestimmter Mindestabmessungen des Aufbaues höchstens 750 kg betragen; die Motorenleistung war nicht begrenzt. Bisher war also die wichtigste Aufgabe, so leicht zu bauen, daß ein möglichst großer Gewichtanteil auf eine leistungsfähige Maschine fiel. Nunmehr wird der Hubraum der Motoren begrenzt, und gleichzeitig werden bestimmte Mindestgewichte gefordert: Für Motoren ohne Aufladegeräte bis zu 1000 cm<sup>3</sup> Hubraum muß das Gewicht des Wagens mit Reifen, jedoch ohne Kühlwasser, Öl und Treibstoff mindestens 400 kg betragen; es steigt mit zunehmendem Hubraum bis auf 850 kg bei 4500 cm<sup>3</sup>. Bei Verwendung eines Gebläses wird der Hubraum für die gleichen Wagen gewichte auf 666 bis 3000 cm<sup>3</sup> beschränkt.

Da es für Rennwagen vor allem auf ein möglichst großes Verhältnis der verfügbaren Motorenleistung zum Gesamtgewicht ankommt, verlangt auch die neue Rennformel eine möglichst gute Ausnutzung des Hubraumes; sie begünstigt also wieder Motoren mit hoher Drehzahl und hohem mittlerem Kolbendruck. Dieser kann entweder durch höhere Verdichtung oder durch Aufladung erreicht werden. Da Motoren mit Gebläse im Hubraum benachteiligt sind, wird vielleicht die Aufladung durch den Staudruck des Fahrwindes stärker beachtet werden.

Kraftwagen, die nur zu dem Zwecke erbaut sind, den absoluten Geschwindigkeitsrekord zu brechen, sind derartigen Beschränkungen in bezug auf Gewicht und Hubraum nicht unterworfen. Wenn daher auch die Betriebsbedingungen und die konstruktiven Grenzen bei Renn- und Geschwindigkeitsrekord-Wagen voneinander abweichen, so stellt doch die gemeinsame Hauptforderung, möglichst hohe Geschwindigkeiten zu erreichen und über eine begrenzte Zeit aufrechtzuerhalten, gleiche Gestaltungsaufgaben.

R. A. Raillon hat auf Grund seiner Erfahrungen als Erbauer von Geschwindigkeitsrekord-Wagen die Hauptgesichtspunkte für den Entwurf von Rennwagen zusammengestellt<sup>1)</sup>. Sie verdienen um so mehr Beachtung, als sie teilweise auch für den Bau von schnellen Gebrauchswagen gültig sind.

<sup>1)</sup> R. A. Raillon, Automob. Engr., Bd. 27 (1937) S. 171; Automob. Ind., Bd. 76 (1937) S. 810, 821.

### Federung und Massenverteilung

Die Aufgabe der Federung ist bei Rennwagen in erster Linie, für ständige Berührung von Reifen und Fahrbahn unter möglichst gleichmäßigem Druck zu sorgen, damit die großen Antriebs- und Bremskräfte übertragen werden können<sup>2)</sup>. Außerdem muß der Fahrer vor zu starken Stößen geschützt werden, damit seine Leistungsfähigkeit nicht beeinträchtigt wird. Vier Regeln sind für die Federung zu beachten:

<sup>2)</sup> Vgl. P. Koelller u. H. Kluge, Aut.-mot.-techn. Z., Bd. 40 (1937) S. 224.

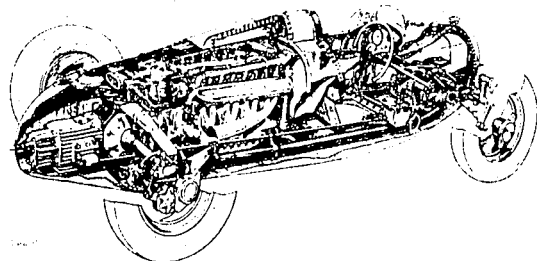


Bild 1. Rennwagen, Bauart Auto-Union.

Motor hinter dem Fahrer. Einzelradfederung vorn durch Drehstabfedern, hinten durch Blatt-Querfedern (bei einer neueren Bauart durch Drehstabfedern ersetzt). Zusammenziehung aller schweren Massen vor und hinter der Treibachse. Lenkung unbeflüßelt von der Vorderradfederung.

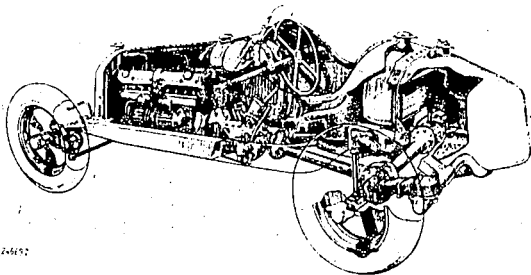


Bild 2. Rennwagen, Bauart Alfa-Romeo.

Motor vor dem Fahrer. Verringerung der unabgefederten Massen vorn durch Knickbühelfederung, hinten durch Vorverlegung des Ausgleichgetriebes. Rahmen mit Kastenquerschnitt. Lenkung unbeflüßelt von der Vorderradfederung. Unterteilte Gemischzuführung.

000833

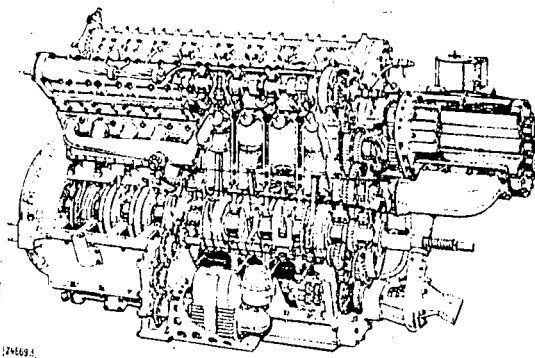


Bild 3. Rennwagen-Motor, Bauart Delage.

Knickbühelfederung und Pleuelzapfen in Rollenlagern. Halbkugelförmiger Verdichtungsraum. Zwei Nockenwellen. Rechts das Roots-Gebläse.

1. Die unabgefederten Massen, also die Räder und die damit verbundenen Teile, sind möglichst leicht zu halten, das Verhältnis der abgefederten zur unabgefederten Masse soll möglichst groß sein.
2. Je größer dieses Verhältnis ist, desto weicher soll und kann die Federung sein.
3. Je weicher die Federn sind, desto schlechtere Strecken sind mit dem Wagen befahrbar.
4. Je schlechter die Straße, desto mehr Dämpfungsarbeit ist zu leisten.

Die unabgefederten Massen lassen sich durch Einzelanlenkung der Räder im Vergleich zu starren Achsen verringern, Bild 1 und 2; gleichzeitig werden die Fahreigenschaften durch die unabhängige Federung in hohem Maße verbessert<sup>3)</sup>. Der Rahmen muß gegen Biegung und Verdrehung möglichst steif sein; am günstigsten ist dafür ein Rohrrahmen oder ein Mittelrohr. Auch eine Zusammendrängung der schweren Massen, Bild 1, kann die dynamische Beanspruchung und Verformung des Rahmens verringern. Für eine genaue und sichere Lenkung ist ein möglichst starrs und verwindungsfreies Rahmenvordere unbedingte erforderlich.

Durch die Reifenfrage werden die vorher gestellten Forderungen erschwert: Langstreckenrennen verlangen verhältnismäßig schwere Reifen mit höherem Luftdruck, damit eine zu starke Erwärmung und Abnutzung des Gummis vermieden werden. Auf unebenen Strecken verursacht dies jedoch wieder ein Springen der Räder, wobei die Stöße stärker auf den Wagen übertragen werden. Andererseits ergeben größere und dickwandige Reifen eine bessere seitliche Fahrstabilität.

Der Schwerpunkt des ganzen Wagens muß niedrig liegen. Das allein genügt jedoch nicht, um Schleudern in den Kurven zu verhindern. Hierfür ist vielmehr ein kleines Trägheitsmoment um die senkrechte Schwerachse, d.h. eine möglichst starke Zusammendrängung der Massen, erforderlich, weil der Wagen andernfalls den Lenkungs-bewegungen nur träge folgt. Also nicht nur die Länge und der Radstand eines Wagens, sondern auch die Massenverteilung beeinflusst die Wendigkeit. Für die günstigste Abstimmung von Radstand, Spurweite, Schwerpunkthöhe und Massenverteilung, auch im Zusammenhang mit der Aufbauform, sind die Gesichtspunkte bei Straßen-, Bahn- und Bergrennen verschieden. Der Radstand ist meist gleich der doppelten Spurbreite; mit längerem Radstand fährt man ruhiger und ermüdet weniger auf geraden Strecken.

<sup>3)</sup> Vgl. G. Leunig, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 1173.

### Bremsen

Die Bremsen, deren Beanspruchung mit dem Quadrat der Höchstgeschwindigkeit wächst<sup>4)</sup>, werden jetzt allgemein durch Öl-druck betätigt; um ein Verdampfen der Bremsflüssigkeit zu vermeiden, ist jedoch darauf zu achten, daß die an den Trommeln und Backen erzeugte Wärme von den Bremszylindern ferngehalten wird, z.B. durch besondere luftdurchströmte Gehäuse um diese. Die zur besseren Wärmeabfuhr und Versteifung verrippeten Bremsstrommeln von möglichst großem Durchmesser werden aus Leichtmetall mit eingepreßter oder eingegossener Stahlreibfläche hergestellt. Die Bremsabdeckbleche können Öffnungen erhalten, die eine Kühlung des Bremsinnern durch den Fahrwind ermöglichen.

### Motoren

Die Entwicklungen der Gebrauchs- und Rennwagenmotoren befruchten sich gegenseitig, obgleich naturgemäß bei den Rennmotoren die Rücksichten auf Preis, Lebensdauer, Geräuscharmut, Unempfindlichkeit und einfache Wartung in den Hintergrund treten zugunsten größter Leistung und Gewichtersparnis. Der grundsätzliche Aufbau des Motors aus einer oder zwei Reihen von je sechs bis acht Zylindern entspricht dem starken Personenkraftwagenmotoren. Meist werden zwei getrennte Nockenwellen für die Steuerung der im halbkugelförmigen Verdichtungsraum hängend angeordneten Ein- und Auslaßventile verwendet, Bild 3. Die Rennmotoren erhalten häufig mehrere Vergaser zur gleichmäßigeren Gemischverteilung und fast ausschließlich Magnetzündung.

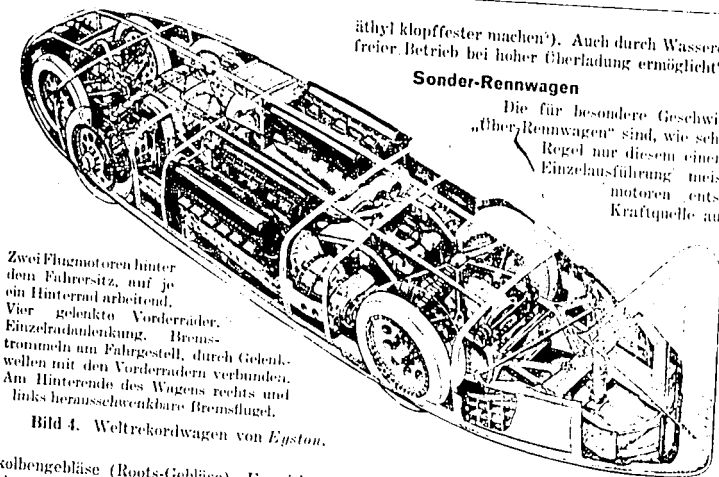
Der Steigerung der Leistung stellten sich immer wieder andere Hindernisse in den Weg. Die Auslaßventile waren zunächst nicht hitzebeständig genug; hierfür werden jetzt hochlegierte Chrom-, Kobalt- und Wolframstähle verwendet. Die Kolbenschwierigkeiten wurden durch Leichtmetallkolben und durch Verkleinerung der Zylinderdurchmesser und Vergrößerung der Zylinderzahlen überwunden<sup>5)</sup>. Als Folge der daraufhin erhöhten Drehzahlen traten Lagerschäden, insbesondere bei den Pleuellagern, auf, denen man durch Rollenlagerung zu entgehen versuchte. Ein Beispiel dafür zeigt Bild 3. Wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeiten und ihrer starken Schwankungen in den Pleuellagern hatten die Rollenlager jedoch keine genügende Lebensdauer. Andererseits wurden die Gleitlager bei den Flugmotoren, wo sie wegen des niedrigeren Gewichts bevorzugt werden, so weit entwickelt, daß man auch im Rennwagenbau wieder auf sie zurückgriff und heute Drücke von 70 kg/cm<sup>2</sup> bei Gleitgeschwindigkeiten von 15 m/s beherrscht. Die Ursachen der häufigen Ventilfederbrüche sind ebenfalls beseitigt worden, so daß die Leistungsgrenzen heute hauptsächlich im Verbrennungsvorgang liegen.

### Aufladung

Um die bei höheren Drehzahlen geringer werdende Füllung der Zylinder zu verbessern, werden bei den meisten Rennmotoren Aufladegeräte angeordnet. Der spezifische Treibstoffverbrauch ist dabei zwar höher; andererseits ist aber bei den heutigen Bauarten das Gewicht eines kleineren Motors mit Aufladegeräte niedriger als das eines größeren Motors gleicher Leistung ohne Gebläse. Außerdem verbessert die Einfügung eines Gebläses zwischen Vergaser und Ansaugleitung die Vernebelung und Verteilung des Gemisches.

Die Wirkung der drei hauptsächlich verwendeten Gebläsearten auf den Leistungsverlauf des Motors ist verschieden. Weitaus am meisten ausgebaut wird das Wälz-

<sup>4)</sup> Vgl. E. Marquard, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 801.



Zwei Flugmotoren hinter dem Fahrersitz, auf je ein Hinterrad arbeitend. Vier gelenkte Vorderräder. Einzelradlenkung, Bremsstrommel am Fahrgestell, durch Gelenkwellen mit den Vorderrädern verbunden. Am Hinterrad des Wagens rechts und links herumschwenkbare Bremsflügel.

Bild 4. Weltrekordwagen von Egston.

kolbengebläse (Roots-Gebläse). Es wirkt schon bei niedrigen Motordrehzahlen, erreicht Drehzahlen bis zu 10 000 U/min und liefert dabei einen Überdruck bis zu 1,7 at. Im Gegensatz dazu erhält das Schlendergebläse seine Wirkung erst bei hohen Drehzahlen. Es wird deshalb in den Vereinigten Staaten von Amerika hauptsächlich für Bahnrennen mit fast gleichbleibender Geschwindigkeit benutzt. Der Antrieb wird dabei so bemessen, daß der Gebläseläufer bei der meist gefahrenen Drehzahl des Motors mit 30 000 bis 40 000 U/min umläuft; der Ladeüberdruck ist dabei 0,6 bis 0,8 at. Das auch von Zoller angewendete und vervollkommnete Kapselgebläse ist weniger verbreitet. Die Reibung der Flügel am Gehäuse und in dem exzentrisch gelagerten Trommelläufer macht Schwierigkeiten, und da bisher nur Drehzahlen bis zu 5 000 U/min erreichbar sind, fällt es bei gleicher Fördermenge größer und schwerer aus als die anderen Gebläse<sup>1)</sup>.

#### Anforderungen an den Treibstoff

Infolge der erhöhten Verdichtung der Rennmotoren werden große Anforderungen an die Treibstoffe gestellt, deren Mischung auf besonderen Erfahrungen beruht. Der sehr klopffeste Alkohol ist wegen ungünstiger Starteigenschaften nur in Mischung mit Benzol, Äther und anderen Bestandteilen für Rennmotoren verwendbar; andererseits läßt sich Benzin durch Zusatz von Bleitetra-

<sup>1)</sup> Ein zusammenfassender Überblick über die verschiedenen Gebläsearten, insbesondere für Zweitaktmotoren, erscheint demnächst in dieser Zeitschrift.

äthyl klopffester machen<sup>2)</sup>. Auch durch Wassereinspritzung wird ein klopfreier Betrieb bei hoher Überladung ermöglicht<sup>3)</sup>.

#### Sonder-Rennwagen

Die für besondere Geschwindigkeitsrekorde gebauten „Über-Rennwagen“ sind, wie schon oben ausgeführt, in der Regel nur diesen einen Zweck angepaßt und als Einzelausführung meist mit bewährten Flugmotoren entsprechender Leistung als Kraftquelle ausgerüstet, damit die Bau-

kosten niedriger werden. Da die Motoren mit sehr viel niedrigerer Drehzahl laufen als Rennmotoren, werden die Wagen entsprechend schwerer. Dadurch wächst die Beanspruchung der Rennstrecken so stark, daß manchmal die Lebensdauer der Fahrbahn kleiner ist als die des

Wagens. Das neueste Beispiel eines Weltrekordwagens, mit dem eine Geschwindigkeit von 500 kg/h — über eine englische Meile mit fliegendem Start — erreicht wurde, zeigt Bild 4<sup>4)</sup>. Der Wagen wird durch zwei zwölfzylinder-Rolls-Royce-Flugmotoren von je 36,5 l Hubraum angetrieben, hat vier gelenkte Vorderräder und wiegt etwa 7 000 kg bei einer Länge von 9,3 m.

Auch für die schweren Wagen sind die anfänglich durch die Vereinigung von hoher Belastung und großer Umfangsgeschwindigkeit aufgetretenen Reifenschwierigkeiten überwunden worden. Um die Fliehkraftbeanspruchung und die Erwärmung so klein wie irgend möglich zu halten, wurde die Dicke der Laufdecke über den tragenden Cordschichten bis auf 1 mm verringert. Der Reifendruck mußte zur Verkleinerung der Walkarbeit des Reifens auf 8 at Überdruck erhöht werden.

Bei diesen hohen Fahrgeschwindigkeiten ist ausschlaggebend für den Erfolg die Verringerung des Luftwiderstandes durch eine strömungsgünstige Verkleidung, die gleichzeitig störende Auftricherscheinungen verhindert. Wieviel durch eine sorgfältig bis ins einzelne ausgeführte und strömungstechnisch richtige Formgebung erreicht werden kann, zeigten die Erfolge der deutschen Rennwagen der Auto-Union und von Daimler-Benz bei den Rennen und Rekordfahrten des vergangenen Jahres.

B 4669

<sup>4)</sup> Vgl. W. Gießmann, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 833.

<sup>5)</sup> Vgl. O. Kutz, Luftwissen Bd. 4 (1937) S. 124.

<sup>6)</sup> Autocar v. 27. Aug. 1937 S. 382; Motor-Kritik Bd. 17 (1937) S. 638.

## Alterung von Schmierölen

Unter Alterung der Öle versteht man bekanntlich jene physikalischen und chemischen Vorgänge, die sich im Öl unter der Einwirkung von Sauerstoff (Luft), Hitze, Metallen und unter Umständen auch von Licht vollziehen. Sie führen zu einer Verschlechterung der bei einem Schmieröl erwünschten Eigenschaften und zwingen darum zum Ölwechsel. Als Voraussetzung für die Kenntnis der bei der Alterung stattfindenden Umsetzungen müßte eigentlich die chemische Zusammensetzung der Schmieröle bekannt sein. Trotz einer Reihe genauer Untersuchungen<sup>1)</sup> weiß man bisher nur soviel mit Sicherheit, daß die gut raffinierten Schmieröle vorwiegend aus Kohlenwasserstoffen zyklischer Struktur mit paraffinischen Seitenketten bestehen. Die neuzeitlichen Extraktionsverfahren

und die *Waterman'sche* Analyse<sup>2)</sup> haben weiter zur Klärung der Zusammensetzung von Schmierkörpern beigetragen.

Für die Alterung von Schmierölen ist das Ausmaß der Wasserstoffättigung insofern von größter Bedeutung, als tertiäre Kohlenstoffatome, d. h. solche, von deren vier Valenzen mindestens drei durch andere C-Atome abgesättigt sind, besonders leichte Alterung der Schmierkohlenwasserstoffe hervorrufen. Der Alterungsvorgang äußert sich chemisch als Oxydation, Kondensation oder Destruktion.

Die Oxydation wird durch Metalle katalytisch beschleunigt. Besonders stark wirken Kupfer und Silber; daher sind Weißmetalle für die Erhaltung der Schmieröle besser geeignet als Rotgall. Die Oxydation selbst führt je nach der Natur der äußeren Bedingungen oder des Schmieröles zur Dehydrierung, Kondensation oder Spaltung.

Kondensationen treten bei höheren Temperaturen auf. Sie machen sich bei Luftausschluß schon bei Temperaturen von 120° bemerkbar und haben zunächst eine Molekulargrößenerhöhung und dann Ringbildung zur Folge, d. h. Zähigkeitszunahme und Bildung von Asphaltstoffen.

<sup>1)</sup> J. v. Braun, Lieb. Ann. Chem. Bd. 490 (1931) S. 100; Der. dt. sch. chem. Ges. Bd. 66 (1933) S. 1490; Chem. Ztg. Bd. 59 (1935) S. 485; St. r. F. d. B. Bd. 11 (1930) S. 409; Bd. 12 (1931) S. 41; Bd. 14 (1933) S. 263; Bd. 17 (1936) S. 461; A. E. Trebitsch, Bull. acad. d. scienc. USSR (1932) S. 293; J. Teutsch, Petroleum Bd. 30 (1934) Nr. 20 S. 1.

<sup>2)</sup> J. C. Flügler, H. J. Waterman u. H. A. van Weiden, J. Instn. Petrol. Technologists Bd. 21 (1935) S. 661.



000835

Names of Teachers  
Ch. of Engineers & Assistants  
of the  
Technical High School  
of the  
available for  
August 8, 1907,

Taken from the Schools  
Catalogue for Winter  
Semester 1907-8  
(pages 116-120).

000836

### Namenverzeichnis der Professoren, Dozenten, Beamten, Obergeringeneure und ständigen Assistenten

Die fettgedruckten Seitenzahlen weisen auf die Personalien, die anderen Seitenzahlen auf die Vorlesungen hin

Adomeit . . . . . 14	Bischof . . . . . 33, 52	Dietzel . . . . . 22
Agatz . . . . . 29, 52, 81	Blankertz . . . . . 41, 53	Dischinger . . . . . 29, 60, 79
Albrecht . . . . . 21, 51, 81	Bleise . . . . . 40	Dittrich . . . . . 31
Alt . . . . . 34, 54, 90, 91	Blunck . . . . . 27	Doeltz . . . . . 44
Andrae . . . . . 28, 75	Boerschmann . . . . . 28, 75	Dobmaier . . . . . 31
Ansorge . . . . . 52	Böhm . . . . . 15, 56	Dosse . . . . . 34
Antkowiak . . . . . 13	Bodnarsen . . . . . 41	Drawe . . . . . 34, 51, 58, 89
Arndt, H. F. . . . . 31	Böhner . . . . . 15, 111	Dreibholz . . . . . 37, 85
Arndt, W. . . . . 37, 54, 65, 101, 102	Bohnhoff . . . . . 46, 106	Dressel . . . . . 41, 53
Ammund . . . . . 44	Bolesta . . . . . 46	Drope . . . . . 41
Axmann . . . . . 41	Boletzki . . . . . 41	Drobbach . . . . . 24
	Bonwetsch . . . . . 52	Dübbers . . . . . 27
	Borchert . . . . . 31	Dustmann . . . . . 27, 75
	Borchert . . . . . 45, 105	
Bachér . . . . . 20, 51	Bradtke . . . . . 40, 54	Ebert . . . . . 32, 82
Bahl . . . . . 36, 95, 96	Brandt, H. . . . . 26, 51	Eberhardt . . . . . 57
Baier . . . . . 44	Brandt, R. . . . . 33	Eckert . . . . . 21, 51
Baitz . . . . . 41	Braunsfurth . . . . . 48, 112	Eder . . . . . 46, 55
Balsys . . . . . 41	Brennecke . . . . . 29, 52, 71, 75, 76, 77	Edwin . . . . . 53
Baranski . . . . . 49, 114		Ehlike . . . . . 15, 51
Barelmann . . . . . 32, 39	Bröder . . . . . 14	Ehrenberg . . . . . 34, 93, 94, 95
Bartels . . . . . 48	Brubns . . . . . 41	Eich . . . . . 21, 68
Bartz . . . . . 45, 46, 55	Brüning . . . . . 11	Eitel . . . . . 43, 66, 101
Batzelsberger . . . . . 41	Buchholz . . . . . 38, 99	Elsner . . . . . 46, 55
Baukloh . . . . . 45, 56, 110	Büning . . . . . 28, 73	Emschermann, E. . . . . 46, 55, 107, 108
Bumgärtel . . . . . 32	Burchardi . . . . . 14	Emschermann, H. . . . . 41, 51
Beck, E. . . . . 41		Endell . . . . . 22, 65, 110
Beck, M. . . . . 24, 68, 69	Camplair . . . . . 15, 51	Endrucks . . . . . 21
Becker . . . . . 39, 93	von Carstenn . . . . . 25, 72	Engel . . . . . 45, 106
Becksstroem . . . . . 40, 53	Cauer . . . . . 22, 60	Engelhard . . . . . 21
Berek . . . . . 55	Christann . . . . . 41, 51	Erdmann-Jesnitzer . . . . . 46, 56
Berger . . . . . 52	Christiani . . . . . 26	Erseo . . . . . 41
Bergmann . . . . . 14	Christiani . . . . . 21, 71	Ernst . . . . . 32, 78, 81
Bernauer . . . . . 44, 55, 66, 101	Clauberg . . . . . 25, 51	Espe . . . . . 14
Berndt . . . . . 14	Clotofski . . . . . 39, 40, 54, 87	Everling . . . . . 34, 60, 97, 115
Berndts . . . . . 26, 51	Le Comte . . . . . 31, 47, 53, 86, 111, 115	
Berthold . . . . . 34	Cornelius . . . . . 21, 47	Fabender . . . . . 34, 54, 103
Beyschlag . . . . . 43, 45, 46, 107	Cranz . . . . . 38, 78, 81	Fauner . . . . . 48, 57, 114
Bielicke . . . . . 51	Cremer . . . . . 26, 50	Feickert . . . . . 32
Bieligk . . . . . 32	Degenhard . . . . . 41, 51	Feischner . . . . . 26
Biermanns . . . . . 36, 101	Dieckmann . . . . . 41	Feldt . . . . . 16, 56
Biesalski . . . . . 43, 55, 69, 83, 103, 104, 113		Fendt . . . . . 26
Birkenstock . . . . . 29, 79		

Fickel . . . . . 40	Hanemann . . . . . 43, 56, 110, 111	Kaden . . . . . 38
Fick . . . . . 39, 85	Hanisch . . . . . 50, 56	Kändler . . . . . 47, 50, 56, 113, 114
Fink . . . . . 41, 53	Hanner . . . . . 34, 55, 86	Kakabadse . . . . . 26, 50
Fischer . . . . . 40	Hansen . . . . . 45	Kammerer . . . . . 36
Fitz . . . . . 41, 53	Hartmann, F. . . . . 31, 80	Kammerer . . . . . 36
Flach . . . . . 16, 50, 56	Hartmann, J. . . . . 26, 50, 57	Karpa . . . . . 22, 72
Flocke . . . . . 41, 54	Hasse . . . . . 46	Karsten . . . . . 42, 54
Flöth . . . . . 41, 55	Hafler . . . . . 25, 52, 72	Kayser . . . . . 22, 61
Föttinger . . . . . 34, 53, 60, 84, 89	Hang . . . . . 41	Keller . . . . . 23
Forch . . . . . 22	Haxel . . . . . 24, 61, 62	von Keller . . . . . 49, 57
Fouquier . . . . . 26, 50	Heep . . . . . 41	Kersten . . . . . 14
Francke, P. . . . . 45, 55, 106, 107	Heinze . . . . . 23, 45, 51, 61, 97	Kienow . . . . . 15
Franker . . . . . 36	Helberger . . . . . 20, 51, 64	Kienziele . . . . . 35, 53, 69, 91, 92
Fränkler . . . . . 16	Hencke . . . . . 33	Killius . . . . . 33
Franz, K. . . . . 56, 102	Hennig . . . . . 41, 54	Kimm . . . . . 96, 97, 115
Franz, W. . . . . 36	Herbst . . . . . 25	Kirchner . . . . . 42
Freese . . . . . 27, 73, 75	Herrmann, R. . . . . 49	Kirschstein . . . . . 38, 57, 99
Frerichs . . . . . 24	Herrmann, W. . . . . 39, 97	Kirst . . . . . 13, 43, 55, 106
Fry . . . . . 47	Hertz . . . . . 30	Klose . . . . . 60, 70
Fuhrmann, E. . . . . 15	Hertz . . . . . 22, 62	Kloß . . . . . 36
Fuhrmann, K. . . . . 14	Herzig . . . . . 26, 50	Kloth . . . . . 37
Funke . . . . . 22, 67, 68	Hertwig . . . . . 38, 102	Klotter . . . . . 36, 57, 86, 87
	Hille . . . . . 33, 52	Kluckow . . . . . 25, 65
	Hillinger . . . . . 46, 56	Kluge . . . . . 38
Garbotz . . . . . 29, 52, 53, 78, 79	Hinz . . . . . 13, 24, 25, 51, 64	Knoblauch . . . . . 29, 33
Gdaniec . . . . . 26	Hirschfeld . . . . . 32, 33, 79	Knoll . . . . . 38, 54
Gehrmann . . . . . 51	Hirt . . . . . 26, 50	Koenig . . . . . 42, 53
Gehrts . . . . . 22, 62	Hoch . . . . . 14	Koller . . . . . 50
Geiger . . . . . 20, 50	Hoecker . . . . . 16	Koeppeke . . . . . 33
Gericke . . . . . 15	Höhn . . . . . 25, 69	Kölzer . . . . . 48
Giese . . . . . 28	Höhndorf . . . . . 15	Kohlmeier, E. . . . . 43, 50, 108
Gillert . . . . . 49, 98, 113	von Hofe . . . . . 48, 56	
Glander . . . . . 40, 53	Hoff . . . . . 34, 47, 55, 97, 115	Kohlmeier, J. . . . . 56
Glimm . . . . . 49	Hofmann . . . . . 45, 56, 65, 111	Kollmann . . . . . 32
Gnädig . . . . . 54	Hollein . . . . . 51	Koschmieder . . . . . 23
Görner . . . . . 23, 67	Hollmann . . . . . 46, 106, 107	Krabbe . . . . . 13, 21, 51, 63, 64
Gotthardt . . . . . 32, 33, 52, 77	Holstein . . . . . 46	Kracht . . . . . 33
de Graaf . . . . . 14	Horn . . . . . 35, 93, 94, 97	Kraft, C. . . . . 40, 53
Grabner . . . . . 13, 34, 54, 99, 100	Hosnous . . . . . 27, 74	Kraft, E. . . . . 37, 89
Grade . . . . . 29	Hoschka . . . . . 41	Kraib . . . . . 45, 107
Grantz . . . . . 30	Hotz . . . . . 28, 74	Kramm . . . . . 52
Grisebnach . . . . . 29	Howe . . . . . 16, 55	Krasemann . . . . . 14
Gräber . . . . . 34, 54, 73, 88	Hübner . . . . . 41, 53	Krause . . . . . 27
Gröger . . . . . 41	Hugo . . . . . 50	Krebs . . . . . 26, 50
Grotelend . . . . . 44	Hummel . . . . . 32, 79	Kreichgauer . . . . . 48, 112
Groth . . . . . 13	Hunke . . . . . 48	Kröllner . . . . . 26, 50
Günther, M. . . . . 41, 54		Kröllner . . . . . 46, 55
Günther, O.-E. . . . . 28		Kröllner . . . . . 31, 78
Guertler . . . . . 39, 53, 85	Jaecckel . . . . . 24	Kröllner . . . . . 26, 50, 57
Gumboldt . . . . . 25, 51	Jahr . . . . . 23, 50, 63	Kröllner . . . . . 31, 78
	Jakob . . . . . 49, 56	Kröllner, H. . . . . 26, 50, 57
	Janko . . . . . 15	Kröllner, K. . . . . 31, 63, 83
Haack . . . . . 51	Jansen . . . . . 27	Kröllner, W. . . . . 42, 54
Haalek . . . . . 52	Jenne . . . . . 52	Krisko . . . . . 55
Haefner . . . . . 29	Jobst . . . . . 27, 52, 75, 82	Kucharski . . . . . 30, 35, 53, 60, 84
Haehnel . . . . . 23	Jobstvogt . . . . . 33, 52	
Hagen . . . . . 33	Jung, R. . . . . 32	Kühl . . . . . 22
Hahmann . . . . . 28, 74	Jung, apl. Prof. . . . . 51	Kühn . . . . . 21, 68, 109
Hamel . . . . . 20, 50, 58, 60	Jungler . . . . . 40, 54	Kühne . . . . . 24

Küpfmüller . . . . .	37, 102	Müller . . . . .	47, 57	Peters, K. . . . .	42
Kunowski . . . . .	26, 50	von Monroy . . . . .	39	Petersen . . . . .	45, 107
Kunze . . . . .	57	von zur Mühlen . . . . .	43, 55, 83, 101	Pfahm . . . . .	48, 114
Kurczowski . . . . .	15	Mühling . . . . .	52	Picht . . . . .	35, 90, 95
Kuron . . . . .	32, 83	Mühlberg . . . . .	42	Pinkwart . . . . .	48, 62, 112
Kußmann . . . . .	45, 111	Müller, E., apl. Prof. . . . .	31	Piwowarsky . . . . .	32, 78
Kutzscher . . . . .	49, 112	Müller, E., Amtsrat . . . . .	14	Platnikow . . . . .	43, 44
Laemann 30, 52, 74, 76, 77		Müller, G., apl. Prof. . . . .	31	Pohl . . . . .	25, 51
Lange . . . . .	57	Müller, H., Lab.-Geh. . . . .	82	Pohlmann . . . . .	27, 73
Langweiler . . . . .	49, 114	Müller, R., Lehrbe- . . . . .	16, 55	Poppenberg . . . . .	40
Lanzke . . . . .	15	auftragt . . . . .	25, 69	Porath . . . . .	47
Lauterbach . . . . .	46, 55	Müller, S., o. Prof. . . . .	30	Poschmann . . . . .	15
Lauth . . . . .	46, 55	em. . . . .	30	Potonié . . . . .	15
Lehmann, G. . . . .	30, 52	Müller, W., o. Prof. . . . .	30	Predeck . . . . .	15, 16, 25
Lehmann, K. . . . .	44, 106	auftragt . . . . .	28, 29	Proidt . . . . .	46, 56
Lehmann, R. . . . .	39, 92	Müller, W., Verm.-Rat . . . . .	52	Priebe . . . . .	32, 42, 53
Leibe . . . . .	26, 50	Müller, Mech.-Mstr. . . . .	51	Proekat . . . . .	45
Leitgebhel . . . . .	46	Muß . . . . .	27, 51	Proebsting 20, 43, 69, 103, 109	
Lenz, H. . . . .	42, 54	Naatz . . . . .	39	Provatoroff . . . . .	26, 51
Lenz, W. . . . .	16, 51	Narath . . . . .	24	Raabe . . . . .	40, 54, 55
Lepke . . . . .	42, 53	Nastew . . . . .	53	Rätz . . . . .	26
Lettau . . . . .	14	Nesselmann . . . . .	39	Rahn . . . . .	15
Leuschner . . . . .	16	Neugebauer . . . . .	16	Ramsauer . . . . .	22
Lohmann . . . . .	26, 50	Neumann, G. . . . .	40, 55	Ramspeck . . . . .	49
Lohmann . . . . .	29	Neumann, H. . . . .	42	Randzio . . . . .	31, 80
Loos . . . . .	47, 56	Niemezyk 13, 14, 43, 55, 107, 108		Rausch, E., apl. Prof. . . . .	31
Lorenz . . . . .	23, 60, 70	Nikuradse . . . . .	37, 99	Rausch, Berg-Ass. 55, 56	
Lubahn . . . . .	16, 51	Nipper . . . . .	43, 56	Reck . . . . .	49, 114
Ludwin . . . . .	30, 52, 81	Nissen . . . . .	39, 97	Reich . . . . .	45, 108
Maab . . . . .	42	Nitzschke . . . . .	26, 51	Reicheneder . . . . .	33
Mächler . . . . .	15, 53	Noack . . . . .	33	Reinisch . . . . .	40, 51, 100
Mäkel . . . . .	27, 73, 74	Nonn . . . . .	28	Reuter . . . . .	26, 50
Magnet . . . . .	27	Nordmann . . . . .	37, 93	Rhode . . . . .	25, 69
Magnus . . . . .	23	von der Null . . . . .	39, 97	Richter 24, 62, 63, 102, 112	
Mallison . . . . .	23	Oberdorfer 35, 53, 62, 70, 98, 99		Riebersahn 35, 53, 54, 69, 84, 85	
Marquardt . . . . .	30, 52, 75, 82	O'Daniel . . . . .	23	Rieger . . . . .	53
Maruhn . . . . .	24, 60	Oestert . . . . .	37, 100	Rieke . . . . .	23, 51
Matankin . . . . .	25, 72	Oertzen . . . . .	46, 56	Riepe . . . . .	40, 54, 100
Mathesius . . . . .	44	Opitz . . . . .	14	Ries . . . . .	25, 32
Mattert . . . . .	51	Pantell . . . . .	38, 40, 53, 90	Ringer . . . . .	25, 67
Matthias . . . . .	35, 54, 100, 101	Pavel . . . . .	52	Ritter . . . . .	42
Maurer . . . . .	29	Paschke . . . . .	44, 56, 109	Rittinghausen . . . . .	42, 54
Mayer . . . . .	42	Peare-Repennig . . . . .	50	Rixmann . . . . .	38, 90
Meierling . . . . .	46, 109	Peschke, K. . . . .	42, 53	Roeholl . . . . .	42
Meineke . . . . .	35, 54, 80, 93	Peschke, W. . . . .	28, 75	Roehrs, G. . . . .	33
Meißner . . . . .	37	Petormann . . . . .	31, 79	Röhrs, W. . . . .	22, 51, 65
Mentzel . . . . .	48	Peters, H. . . . .	22	Röll . . . . .	42, 54
Mersmann . . . . .	23	Petersen . . . . .	45, 107	Römer 49, 56, 65, 112, 113	
Metzing . . . . .	16, 51	Pfahm . . . . .	48, 114	Rögger . . . . .	38, 98
Meyer, E. . . . .	35, 57, 103	Picht . . . . .	35, 90, 95	Roovor . . . . .	26, 50
Meyer, E. E. . . . .	26, 51	Pinkwart . . . . .	48, 62, 112	Rogowski . . . . .	24
Moyor, K. . . . .	40	Piwowarsky . . . . .	43, 44		
Mirdel . . . . .	37, 54	Platnikow . . . . .	43, 44		
Miculicic . . . . .	42	Pohl . . . . .	25, 51		
Moede . . . . .	36, 53, 68, 92	Pohlmann . . . . .	27, 73		

Rosenbaum . . . . .	51	Schünke . . . . .	52	Stuhlmann, H. C. . . . .	25
Rothkegel . . . . .	31, 78	Schützmeister . . . . .	26, 50	Stuhlmann, W. . . . .	42, 53
Rüdorff . . . . .	21, 26	Schulte . . . . .	46, 55	Sturtzel . . . . .	35, 94
Rüster . . . . .	27, 74, 75	Schultze, E. . . . .	31, 81	Swyter . . . . .	26
Ruschitzka . . . . .	29	Schultz . . . . .	23, 50, 59	Szabo . . . . .	26, 50
		Schulze, G. . . . .	50, 56		
		Schulze, W., Ass. . . . .	29	Tammus . . . . .	27, 75
		Schulze-Pielitz . . . . .	22	Tarres . . . . .	22
Sagebiel . . . . .	31	Schumann . . . . .	42, 54	Tassenow . . . . .	28
Sambraus . . . . .	39, 97	Schuster, Pedell . . . . .	15	Thakau . . . . .	38, 97
Saf . . . . .	38	Schuster, o. Prof. 13, 20, 50, 67, 92, 103, 109		Thielmann 44, 67, 69, 109	
Sachsenmeyer . . . . .	23, 62	Schwab . . . . .	49	Thomik . . . . .	42
Schäfer, D. . . . .	37, 95	Schwarz . . . . .	16, 56	Thomsen . . . . .	52
Schäfer, H. . . . .	14	Schweikert . . . . .	48, 112	Tiegs . . . . .	33, 81
Schatz . . . . .	40	Schwenicke . . . . .	29	Timpe 20, 50, 58, 59, 60, 70	
Scheffers . . . . .	21	Schwetor . . . . .	38, 40, 54, 91	Tölke 13, 30, 36, 60, 78, 84	
Scheffler . . . . .	40	Schwidetzky . . . . .	40, 53	Topka . . . . .	16
Scheibler . . . . .	23, 51, 63, 61	Sedlaczek . . . . .	44, 110	Toussaint . . . . .	42, 54
Schiffbauer . . . . .	15	Seeger 13, 23, 68, 73, 74		Träger . . . . .	49, 56
Schiffzack . . . . .	29	Seegert . . . . .	23, 65, 66	Traustel . . . . .	39, 40, 58
Schleede . . . . .	20, 50, 63	Soemann . . . . .	38, 85, 99, 113	Triebnigg 36, 55, 96, 97, 115	
Schleicher, F. . . . .	30, 52, 53, 80	Saeßelberg . . . . .	27	Träger . . . . .	37
Schleicher, R. . . . .	48, 115	Scher . . . . .	25, 51	Tübhen . . . . .	44
Schlitter . . . . .	22	Squazzini . . . . .	25, 72	Tysowskyi . . . . .	47, 55
Schluns . . . . .	30, 52, 82, 83	Shin . . . . .	51	Tzschützsch . . . . .	33, 52
Schmehl 20, 30, 52, 62, 76, 77		Siehard . . . . .	32, 82		
Schmeidler 20, 50, 58, 60, 66, 83, 101		Siebel . . . . .	44, 100	Ubbelohde . . . . .	21
Schmid . . . . .	33, 52, 79	Siedler . . . . .	27, 73, 74	Ullink . . . . .	52
Schmidt, F., Hon.-Pr. 28		Siewke . . . . .	33, 76	Unger . . . . .	33, 78
Schmidt, F., o. Prof. 35, 43, 55, 71, 90, 105, 106		Simon . . . . .	40	Urbach . . . . .	40, 53
Schmidt, F. A. F. . . . .	39	Simonis . . . . .	22, 51, 61	Urbanczyk . . . . .	15
Schmidt, G. . . . .	46, 55	Sings . . . . .	16, 51		
Schmidt, H., apl. P. 23, 87		Spandau . . . . .	46, 56	Voigt . . . . .	51
Schmidt, V. . . . .	38, 90	Speer . . . . .	37	Vetter . . . . .	26, 51
Schmidt, W., o. Pr. 44, 55, 66, 83, 101		Spernagel . . . . .	42	Vögler . . . . .	42
Schmidt, W., U. O. I. 14		Spillmann . . . . .	52	Völeker . . . . .	50, 56
Schmiel . . . . .	42, 54	Spittgerher . . . . .	40, 88, 89	Völker . . . . .	52
Schmadel . . . . .	35, 94	Stäblein 35, 54, 55, 57, 102		Vogler . . . . .	42, 54
Schneider . . . . .	40, 101	Stappenbeck 44, 45, 56, 66, 101, 105		Vogtherr . . . . .	26, 50
Schmutenhaus . . . . .	23, 68	Stark . . . . .	33, 78	Voigt . . . . .	36, 89, 95
Schoch . . . . .	57	Staubert . . . . .	44	Volmer . . . . .	21, 51, 65
Schöne 13, 15, 35, 53, 54, 87, 88		Stande . . . . .	24, 26, 51, 65	Volz . . . . .	24
Schoon . . . . .	24	Steger . . . . .	23, 51		
Schrader . . . . .	56	Steinmann . . . . .	51	Wagner, G. . . . .	49
Schreiber . . . . .	16, 55	von Steinwehr . . . . .	46, 55	Wagner, H. . . . .	15, 40
Schreyer . . . . .	42, 54	Stenger . . . . .	21, 51, 66, 83	Wagner, K. W. . . . .	56
Schroeder . . . . .	31, 81	Stiehr . . . . .	33, 77	Wagon . . . . .	39, 40, 46, 90
Schroeter . . . . .	22	Stiller . . . . .	22, 71, 72, 92, 93, 109, 115	Wallor . . . . .	14
Schuberg . . . . .	21	Stodieck . . . . .	37, 93	Walter . . . . .	53
Schüller . . . . .	28	Stoerbeck . . . . .	42, 54	Waninger . . . . .	49
		Stubbe . . . . .	26, 50	Weber . . . . .	36
		Stuck . . . . .	16, 51	Wechmann, A. . . . .	32
		Stuhlinger . . . . .	26, 50	Wechmann, W. . . . .	37
				Wehnelt . . . . .	49, 50, 56



	Seite		Seite		Seite
Weidert	21, 48, 50, 57, 62, 76, 112	Wierz	38	Witzenzeller	42, 54
Weidner	26, 51	Wietsch	15	Wobst	29
Weiken	52	Wille	16	Wülbling	45, 69, 83, 104
Weiss	42	Wille	41, 53	Wolff	47
Weidert	28	Willing	13, 21, 36, 70, 71, 101	Wolfram	41, 53
Westphal	21, 50, 61, 69, 70	Windel	37	Woll	42, 51
Weyer-Menkhoff	47, 56	Winkel	48, 56, 113	Wünschmann	52
Widemann	46, 56, 85, 110, 113	Winkelkemper	41, 55		
Wiegand	39, 97	Winkhaus	13, 47, 50, 56, 112	Zenner	37, 41, 90, 95
Wiepking		Wirth	24, 51	Ziegler	47, 56
Jürgensmann	29	Wirtz	25, 61	Zinke	36, 57

END OF

REEL NO.

**1**

Microfilm Series G; Reel 1

BIOS Trip 872a to  
Berlin Area.

Oil Team Representative —

D. H. Howes

Ministry of Fuel & Power.

Collected Notes.

SERIES G.

BIOS TRIP 872a TO BERLIN AREA

Oil Team Representative: D.A. HOWES.  
Ministry of Fuel and Power.

Collected Notes.

Reel 1.

1. List of CIOS Targets in Berlin Area.
2. Instructions to Investigators.
3. Target 30/Opportunity.

Document from the Reichsanstalt für Wasser und Luft-Hygiene giving list of Proprietary Products for Pest Control and their Manufacturers.

Target 30/11.01 - Staatliches Material Prüfungsamt Berlin-Dahlem, Unter den Eichen 9687.

1. Organization.
2. List of Publications of Prof. Siebel, President, from 1940-1944.
3. List of Publications of Dr. Otto Kerner.
4. Publications from the department of non-metallic inorganic building materials.
5. Publications on Wood Preserving.
6. Organic Materials.
7. Plastics.
8. Textiles.
9. Paper.
10. Publications from the Reichs-Röntgenstelle since 1940.
11. Tests of 5 rubber mixtures containing Naftolen for Dartex A.G.
12. Tests on Naftolen 2.D and tables.

Target No. 30/Opportunity - Khenania Ossag, Berlin.  
(Shell Haus) Tirpitzufer 60-62.

13. 1941 - Price List for all Products.
14. 1944 - Prices of Aviation Fuels, etc.
15. Supplies of the Aviation Industry and DLH with operational materials.  
(Planning Office of the Reichsminister der Luftfahrt.)
16. 1944 - Prices of Aviation Lubricants and Special Products.
17. List of all Shell Products for the aviation uses.

18. Directives for Lubrication in the Ground Organization of the Air Arm from the Oberkommando der Luftwaffe.

Target No. 30/Opportunity - Glex Deutsche Benzin und Petroleum Gesellschaft Berlin, Martin Lutherstrasse 31-33.

19. Identification, characteristics and brand names of special oils by Glex.

Target No. 40/1.02 - Deutsche Agrol, G.m.b.H. Berlin, Martin Lutherstrasse 31-33.

20. Research in structure for separation of solid paraffins. (reprint from *Gas und Kohle* 30, 319 (1937)).

21. Specifications for lubricants of Glex Deutsche Viscooil G.m.b.H., a distributing company for Deutsche Agrol.

22. Petroleum Producing Companies in Germany and Austria and their outputs.

23. History and development of Deutsche Agrol.

24. Organization of Petroleum Economy during the war.

Target C 30/29 - Edelmann-Gesellschaft m.b.H. Berlin - Schönberg - Martin Lutherstrasse 31-33.

25. History of the Company.

26. Separation of low-temperature tars from brown coal and oil shales with selective solvents. by Dr. Ernst Torres.

27. Flow-sheet of a plant for processing brown coal tars.

28. Flow-sheet of a Toluene Extraction Plant at Concordia.

Target No. 630/413 - Kaiser Wilhelm - Institut für Strömungsforschung Berlin N W 87. Franklin Strasse 27/29.

29. 1945 - Report of the Activities of the Abteilung Weitungsforschung with 13 Appendices.

Target 30/Opportunity - Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge Berlin - Charlottenberg.

30. Communication from I.G. Farben (Hoechst) on anti corrosion media for Motor Fuel Containers: 48 7/136.

Target 30/Opportunity - Technische Hochschule, Berlin, Institute für Technische Strömungsforschung.

31. Review of Research from 1938-1945 by Dr. Rudolf Hillc.

32. Report on Second Meeting of the Committee on 2-cycle Motors.

33. Die strömungstechnische Durchbildung der Einlassorgane ausländischer Flugmotoren.



35. Patent application and drawings of a new method of comminuting liquids into gas streams.

Documents obtained from Lept. Ing. Forster of the Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge, Berlin.

36. Research in Fibers for Oilfilters.
37. Tests in Cold Tunnel of starting motors having motor-oils diluted with benzine.
38. Apparatus for determining action of Oil dilutions.
39. Opinion on Influence of Diesel - Gas - Lubrication on Cylinder and Piston-ring friction.
40. Development of an Oil Filter by the staff of the Kraftfahrzeugkommission.
41. Starting Behavior of Diesel Motors.
42. Behavior of Anti-freeze Media.
43. Influence of Moisture on Combustion in Motors.
44. Notes on characteristics, testing and behavior of Diesel Oils in Motors, from VII Sept. 1934
45. Construction of Diesel, G. no. VII of Feb. 19, 1936.

Project 30/Opportunity

Technische Hochschule Berlin.  
List of Professors, Engineers and Assistants available  
in Berlin. Pages 116 - 120.