

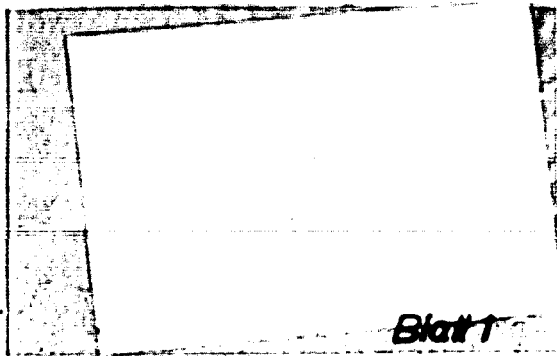
VAK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Karlsruhe

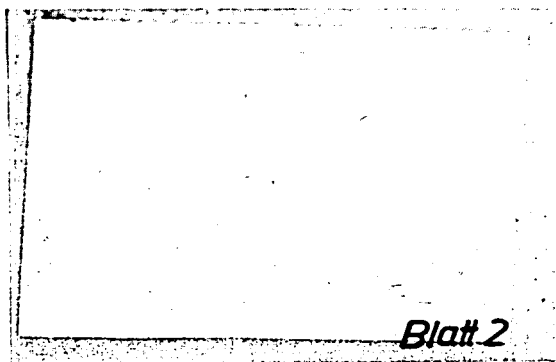
Erprobung eines Faserstoff-  
Ölreinigers

Abb. 4

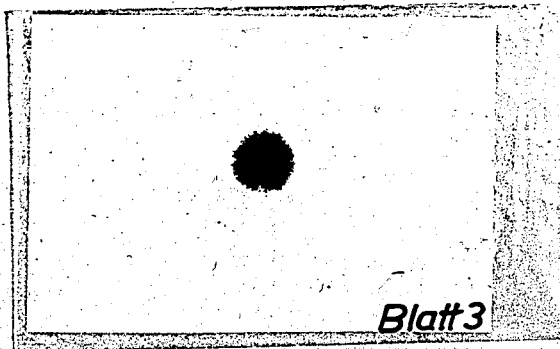
000849



Blatt 1



Blatt 2



Blatt 3

Tropfproben von Ölen aus verschiedenen Fahrzeugmotoren.

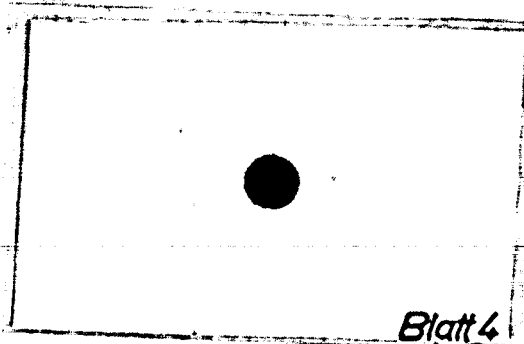
**VfK**

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
München

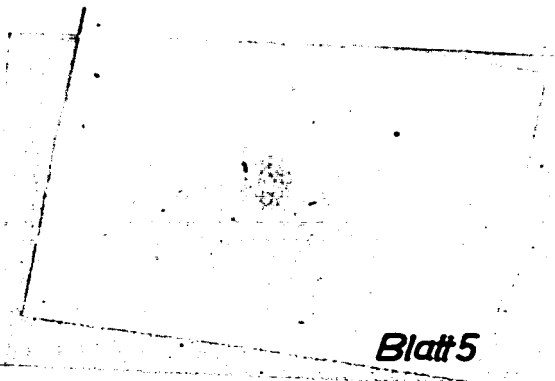
Erprobung eines Faserteff-  
Ölretainers

Abb. 5

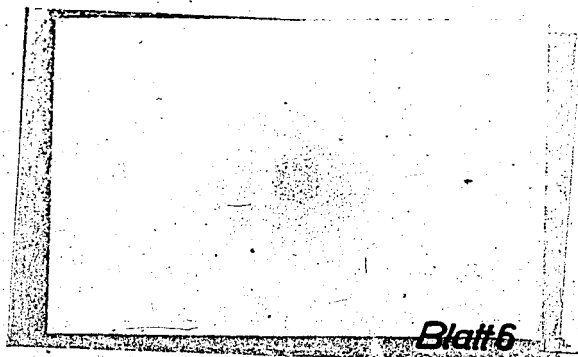
000850



Blatt 4



Blatt 5



Blatt 6

Tropfproben von Ölen aus verschiedenen Fahrzeugmotoren.

VTK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Karlsruhe

Erprobung eines Faserstoff-  
Ölreinigers

Abb. 6

000851



Blatt 7



Blatt 8



Blatt 9

Tropfproben von Ölen aus verschiedenen Fahrzeugmotoren.

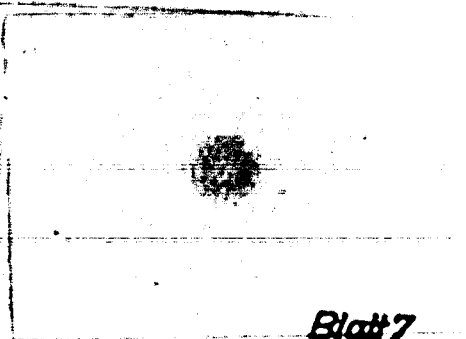
**VFK**

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Berlin

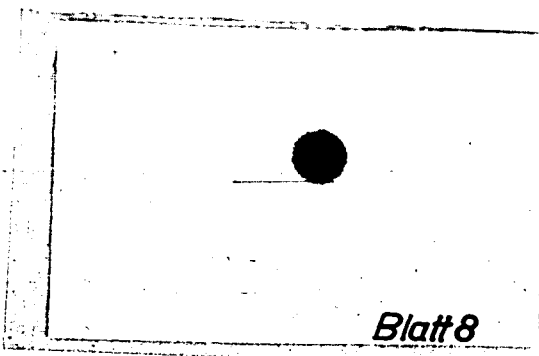
Erprobung eines Faserstoff-  
Ölreinigers

Abb. 6

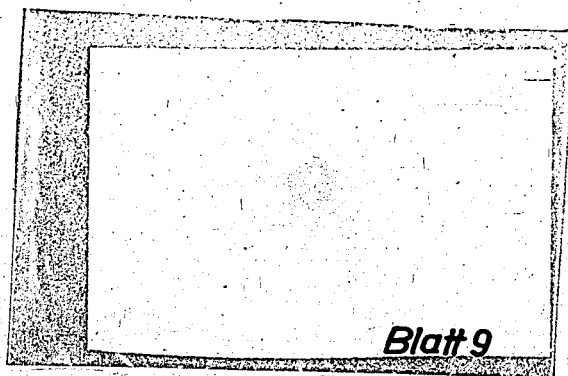
000851



*Blatt 7*



*Blatt 8*



*Blatt 9*

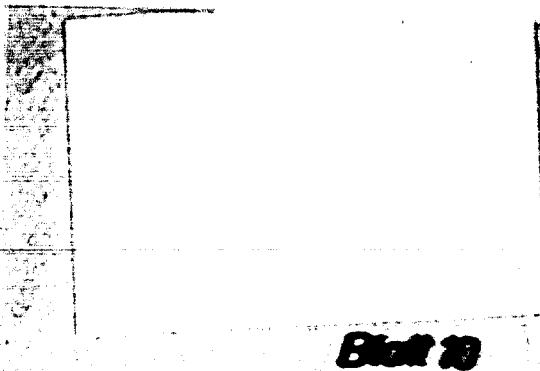
Tropfproben von Ölen aus verschiedenen Fahrzeugmotoren.

VfK

Versuchsanstalt  
für  
Kraftfahrzeuge  
Technische Hochschule  
Karlsruhe

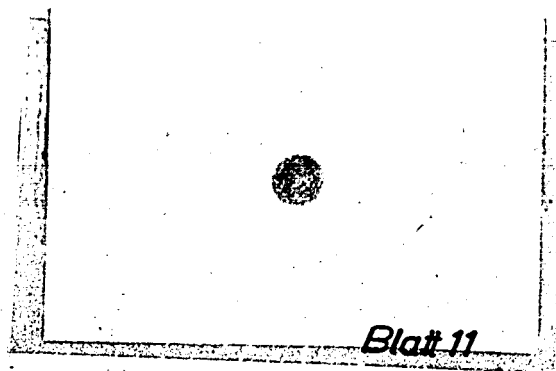
Erprobung eines Faserstoff-  
Ölreinigers

Abb. 7

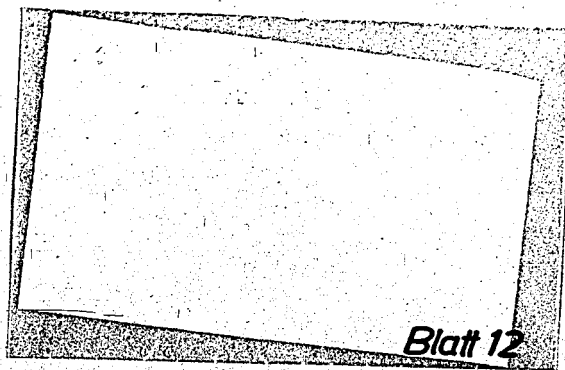


Blatt 10

000852



Blatt 11



Blatt 12

Tropfproben von Ölen aus verschiedenen Fahrzeugmotoren.

Nur zum Dienstgebrauch im Geschäftsbereich des Empfängers

591

000853

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 74

Versuche über das motorische Verhalten synthetischer Otto-Kraftstoffe

Bericht aus dem  
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren  
an der Technischen Hochschule Stuttgart

Prof. W. Kamm

## 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.

Nur zum Dienstgebrauch im Ge-  
schäftsbereich des Empfängers

000854

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 74

Versuche über das motorische Verhalten synthetischer Otto-Kraftstoffe

Bericht aus dem  
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren  
an der Technischen Hochschule Stuttgart

Prof. W. K a m m

## 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 Ver-  
schluß zu halten.

000855

Die Verwendung von synthetischen Ottomotor-Kraftstoffen - bei denen durch Zusatzmittel, wie Alkohol, Benzol, Bleitetraäthyl, die Oktanzahl 74 erreicht wird - im Fahrzeugmotor macht es notwendig, ihr motorisches Verhalten und insbesondere ihren Einfluß auf das verwendete Schmieröl zu prüfen.

Die Rückstandsbildung im Schmieröl, die seine Verwendbarkeit beeinträchtigt, hängt nicht nur von den Öleigenschaften, sondern auch vom verwendeten Kraftstoff ab. Aus einer größeren Versuchsreihe mit verschiedenen Kraftstoffen und Schmierölen werden in dem vorliegenden ersten Bericht die Ergebnisse für drei synthetische Kraftstoffe mitgeteilt.

Die vorliegenden Untersuchungen wurden im Auftrage des Reichsverkehrsministeriums durchgeführt.

Das Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart dankt an dieser Stelle dem Herrn Reichsverkehrsminister für die zur Durchführung der Forschungsaufgabe gegebene Unterstützung.

Institutsleiter:

gez. W. K a m m



Übersicht

An VEPS-Einzylinder-Prüfmotor wurden 50 Stunden-Läufe mit drei synthetischen Kraftstoffen von gleicher Klopfestigkeit durchgeführt. Dabei wurden in gewissen Zeitabständen aus dem Ölumlaufl Schmierölproben entnommen und einer physikalisch-chemischen Prüfung unterzogen. Weiter wurde die Ölkohlebildung bei den einzelnen Läufen erfasst und eine Beziehung zwischen Kraftstoff und Schmieröl aufgestellt.

Ergänzend wurden die physikalisch-chemischen Eigenschaften der einzelnen Kraftstoffe im Laboratorium bestimmt.

Gliederung

## I. Aufgabenstellung

## II. Motorversuche

1. Eigenschaften der gewählten Kraftstoffe und des Schmieröls
2. Betriebsbedingungen des Motors
3. Untersuchung der im Motor gealterten Schmierölproben
  - a) Einfluß von Fischer-Tropsch-Gemischkraftstoff
  - b) Einfluß von verbleitem Hydrierbenzin
4. Bewertung der Ergebnisse
5. Ölkohlebildung im Motor bei Verwendung verschiedener Kraftstoffe

## III. Laboratoriumsuntersuchung der physikalisch-chemischen Eigenschaften der Kraftstoffe

1. Dampfblasenbildung
2. Chemische Angriffsfähigkeit
3. Harzgehalt und Harzbildung
4. Lagerbeständigkeit

## IV. Zusammenfassung

Der Bericht umfaßt: 14 Seiten Beschreibung,  
27 Abbildungen.

Abteilungsleiter:

L. H u b e r

Stuttgart, 12. Juni 1939

Bearbeiter:

O. W i d m a i e r

I. Aufgabenstellung

Das Schmieröl im Verbrennungsmotor erleidet im Laufe des Betriebes Veränderungen, die als Alterung bezeichnet werden und deren wichtigstes Merkmal die Rückstandbildung ist. Je nach ihren physikalisch-chemischen Eigenschaften altern die Schmieröle verschieden schnell.

Das Schmieröl kann aber auch die besten Eigenschaften aufweisen und trotzdem können durch Rückstandbildungen Motorschäden auftreten, die in vielen Fällen auf das Schmieröl zurückgeführt werden, obwohl vielleicht der Kraftstoff die Ursache war. So ist zum Beispiel denkbar, daß bei hoher Beanspruchung der Motoren Betriebsstörungen dadurch auftreten, daß bestimmte Kraftstoffe und Schmieröle oder deren Zersetzungsstoffe sich miteinander umsetzen. Deshalb ist eine besondere Abstimmung von Kraftstoff und Schmieröl aufeinander erforderlich.

Das Institut erfaßt im Rahmen des Forschungsplanes des Reichsverkehrsministeriums den Einfluß des Kraftstoffes auf das Schmieröl und stellt dabei außerdem einige für den Motorbetrieb wichtige Eigenschaften der Kraftstoffe fest.

Die ersten Versuche erfolgten mit drei synthetisch hergestellten Kraftstoffen.

II. Motorversuche1. Eigenschaften der gewählten Kraftstoffe und des Schmieröls

Die für die hier behandelten Vorversuche verwendeten drei Synthese-Kraftstoffe wurden willkürlich gewählt. Zur Erreichung der Oktanzahl 74 l) werden sie mit Zusätzen versetzt. Untersucht wurden:

Kraftstoff Nr. 1: Fischer-Tropsch-Benzin mit 9 Vol. v.H. Alkohol und rd. 20 Vol. v.H. Benzol,

Kraftstoff Nr. 2: Hydrierbenzin mit 0,028 Vol. v.H. Methyltetraäthyl,

Kraftstoff Nr. 3: Hydrierbenzin mit 8,0 Vol. v.H. Alkohol.

Die physikalisch-chemischen Eigenschaften dieser drei Kraftstoffe 2) sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt.

1) Cramer, Brennstoffchemie Bd. 19 (1938), S. 111

2) Die Kraftstoffe wurden in freundlicher Weise von der Rheinpreußen A.G. und von den Leuna-Werken der I.G. Farben-Industrie zur Verfügung gestellt.

Unter genau eingehaltenen Betriebsbedingungen wurden mit jedem der Kraftstoffe an WPS-Prüfmotor 50 Stunden-Läufe durchgeführt.

Für sämtliche 50 Stunden-Läufe wurde das gleiche Schmieröl verwendet, und zwar ein handelsübliches Markenöl, dessen physikalisch-chemische Eigenschaften aus Zahlentafel 2 zu ersehen sind.

## 2. Betriebsbedingungen am Prüfmotor mit den gewählten Kraftstoffen

Der an sich zur Prüfung von Dieselmotoren geschaffene WPS-Einsylindermotor kann auch als Vergasermotor betrieben werden.

Die Betriebsbedingungen des Motors für die Prüfung des Kraftstoffeinflusses auf das Schmieröl wurden wie folgt festgelegt:

Verwendung eines Sum-Vergasers, Baumuster J. P. H. 48 P L S 477, mit verstellbaren Düsen; Drehzahl 1800 U/min; Zündeinstellung auf Bestleistung;

Verdichtungsverhältnis	6 : 1
Temperatur des Kühlmittels	70°
Temperatur des Schmieröls	70°
Menge des Schmieröls	5,32 kg.

## 3. Untersuchung der im Motor realterten Schmierölproben

Die Schmierölproben wurden in kleinen Mengen nach 5, 10, 20, 30, 40 und 50 h bei durchlaufendem Motor aus der Öldruckleitung entnommen und physikalisch-chemisch untersucht, wobei hauptsächlich die aufgetretene Rückstandsbildung als wichtiges Merkmal der Alterung erfaßt wurde. Das nach jeweils 50 Betriebsstunden im Kurbelgehäuse übriggebliebene Öl wurde gleichfalls einer eingehenden Untersuchung unterzogen. Der Ölverbrauch konnte bei den Vorversuchen nicht bestimmt werden, da der Ölverbrauch nicht das gesamte Öl ausfließen ließ. Für die Hauptversuche wird der Ölverbrauch an der tiefsten Stelle des Kurbelgehäuses angebracht, so daß auch Schmieröl-Verbrauchsmessungen durchgeführt werden können.

### a) Einfluß von Fischer-Tropsch-Gemischkraftstoff

Die in regelmäßigen Zeitabständen aus der Öldruckleitung entnommenen Ölproben (Lauf I) wurden laboratoriumsmäßig untersucht auf: Wichte, Zähigkeit, Asphaltgehalt, Gehalt an festen Fremdstoffen, Aschengehalt und Verkokungsneigung nach Conradson.

Es zeigte sich hierbei, daß die Wichte, die Zähigkeit und die Verkokungsneigung mit der Laufzeit etwas zunehmen, Abb. 1. Überhaupt keine Zusammenhänge wurden für den Asphaltgehalt und den Gehalt an festen Fremdstoffen gefunden. Es kam z.B. vor, daß der

Asphaltgehalt bei einer Probe aus dem Kurbelgehäuse nach 50 h sich nur wenig von dem Asphaltgehalt der Probe unterschied, die nach 5 h Laufzeit untersucht wurde. Ähnliche Ergebnisse erhielt man bei der Bestimmung des Gehaltes an festen Fremdstoffen, z. B. fand man nach 30 h Laufzeit weniger feste Fremdstoffe als nach 5 h Laufzeit. Diese starke Streuung mag wohl in der Hauptsache an der Ungenauigkeit des Bestimmungsverfahrens selbst liegen.

Das zur Fällung des Hart-Asphaltes benützte Normalbenzin ist in seiner Zusammensetzung nicht immer gleich, weshalb einmal etwas mehr, das andere Mal weniger Asphalt abgeschieden wird. Außerdem können die nicht erfaßten Harzstoffe mehr oder weniger an den asphaltartigen Stoffen haften. Zur Erhöhung der Genauigkeit des Verfahrens ist es deshalb notwendig, sämtliche bei der Schmierölalterung auftretenden Rückstände zu erfassen.

### b) Einfluß von verbleitem Hydrierbenzin

Bei Verwendung von verbleitem Benzin (Lauf II) treten zum Teil höhere Alterungswerte auf, was vor allem in der raschen Zunahme der Wichte, des Gehaltes an festen Fremdstoffen, des Aschengehaltes und der Verkokungsneigung zum Ausdruck kommt, Abb. 2.

Wenn auch hier wieder bei dem Aschengehalt und dem Gehalt an festen Fremdstoffen große Streuungen auftreten, so ist doch eine Zunahme an Asche und an festen Fremdstoffen deutlich zu erkennen. Eigenartig ist hierbei allerdings die Abnahme des Asphaltgehaltes oder - wenn man annimmt, daß der Streubereich innerhalb der Fehlergrenzen liegt - das Gleichbleiben des Asphaltgehaltes.

Aus dem Verlauf der Zähigkeitskurven bei verschiedenen Temperaturen ist zu sehen, daß anfänglich eine deutliche Ölverdünnung eintritt. Die Zähigkeit nimmt aber mit der Laufzeit wieder zu. Bei Untersuchung der nach 50 h Laufzeit entnommenen Schmierölprobe auf etwaige Kraftstoffanteile konnte keine Ölverdünnung mehr festgestellt werden.

### c) Einfluß von alkoholhaltigem Hydrierbenzin

Die Untersuchung der mit alkoholhaltigem Hydrierbenzin (Lauf III) erhaltenen Schmierölproben, Abb. 3, ergab ein ähnliches Bild wie das des Laufes I, wo der Motor mit Fischer-Tropsch-Gemisch betrieben wurde.

Die Wichte, die Verkokungsneigung und selbst der Asphaltgehalt nehmen mit der Laufzeit des Motors wenig zu. Die Bestimmung des Asphaltgehaltes und des Gehaltes an festen Fremdstoffen ergab nach 30 h Laufzeit jeweils Höchstwerte; der Gehalt fiel aber dann auf solche Werte zurück, die bereits nach 5 h Laufzeit erhalten wurden.

Die Zähigkeit des Schmieröls nimmt nach 5 h ab, was auf eine durch den Kraftstoff verursachte Ölverdünnung schließen läßt, Abb. 3. Sie nimmt dann mit der Laufzeit wieder zu. Bei den Endproben konnte auch durch besonders genaue Untersuchung keine Öl-

Zahlentafel 1

## Physikalisch-chemische Eigenschaften der untersuchten Kraftstoffe

	Kraftstoff Nr. 1	Kraftstoff Nr. 2	Kraftstoff Nr. 3
Farbe und Durchsicht	wasserhell, klar	rot, klar	farblos, klar
Wichte bei 15°C g/cm <sup>3</sup>	0,7255	0,751	0,757
Siedebeginn °C	38	48	46
von 100 cm <sup>3</sup> sind verdampft:			
5 cm <sup>3</sup> bis	48,2	59,0	54,0
15 " "	54,0	74,0	62,5
25 " "	61,0	88,0	68,5
35 " "	70,2	102,0	93,0
45 " "	79,4	115,0	112,0
55 " "	87,4	130,0	127,5
65 " "	96,0	145,0	144,0
75 " "	108,4	160,0	161,0
85 " "	130,0	175,0	178,0
95 " "	155,0	192,0	194,0
Siedeschluß °C (Vol.-%)	179 (98,5)	197 (98)	197 (97)
Siederrückstand Vol.-%	2,5	1,0	1,0
Sieverlust Vol.-%	1,5	1,0	2,0
10 Vol.-% Punkt im Sieverl. °C	51,0	66,0	59
90 Vo.-% im Sieverl. °C	141,0	181	186
Oktanzahl (Research-Verf. 3))	74	74	74
Dampfdruck nach Reid bei 38° ata	0,58	0,40	0,44
Eleitetetraäthyl-Gehalt Vol.-%	—	0,028	—
Alkoholgehalt Vol.-%	9,0	—	8,0
Korrosion	keine	keine	keine
Harzgehalt bei 110 °C Vol.-%	3,0	0,7	0,1
" 220 " " "	1,9	0,1	0,0
Anilinpunkt (Gehalt an Naphtenen) °C	53	55	54,5
Brechungszahl bei 20°	1,4040	1,4149	1,4108
Säurezahl mgKOH/g	0,0093	0,004	0,005
Unterer Heizwert kcal/kg	10 100	10 311	10 033
Verbrennungswärme kcal/kg	10 836	11 093	10 807

3) Vgl. W. Giessmann, Z. VDI Bd. 80 (1936), S. 833

Zahlentafel 2

## Physikalisch-chemische Eigenschaften des untersuchten Schmieröls

Wichte bei 20°	g/cm <sup>3</sup>	0,9001	
Aschengehalt	Gew.-%	0,003	
Asphaltgehalt	" "	0,0133	
Gehalt an festen Fremdstoffen	" "	0,0	
Verkokungsneigung nach Conradson	" "	0,443	
Säurezahl	mg KOH/g	0,111	
Stockpunkt	°C	- 17	
Wassergehalt	Gew.-%	0	
freie Säure und freies Alkali		0	
nach Vogel-Ossag   nach Höppler			
Zähigkeit bei 30°C	°E	31,49	33,46
" " 50°C	°E	10,12	10,85
" " 80°C	°E	3,17	3,37

verdünnung festgestellt werden. Die aus der Ölleitung entnommenen Zwischenproben konnten nicht eingehend untersucht werden, da sie zu klein waren.

## 4. Bewertung der Ergebnisse

Die Ergebnisse der drei Versuchsläufe über den Einfluß des Kraftstoffes auf das Schmieröl haben gezeigt, daß der verbleibende Kraftstoff eine größere Alterung des Schmieröls hervorruft als die anderen verwendeten Kraftstoffe. Die von Kern 4) im Verlauf des Aschengehaltes, des Asphaltgehaltes, des Gehaltes an festen Fremdstoffen sowie der Zähigkeit von Schmieröl im Dieselmotor gefundene Gesetzmäßigkeit konnte beim Vergaserbetrieb des Versuchsmotors nicht festgestellt werden. Allerdings lagen bei den Schmierölversuchen von Kern wesentlich längere Laufzeiten und andere Betriebsbedingungen vor.

Die zum Teil sehr großen Schwankungen der Alterungswerte des Schmieröls in Abhängigkeit von der Laufzeit bei den vorliegenden Versuchen können durch folgende Einflüsse verursacht worden sein:

a) Der im Kurbelgehäuse des Versuchsmotors angebrachte Ölreiner hält die im Schmieröl auftretende Verschmutzung je nach

4) H. Kern, Schmierölverhalten im Dieselmotor, Öl-u. Kohle, Bd. 14 (1938), S. 389/95

der Molekülgröße des Rückstandes in verschiedenen Maße zurück, Zahlentafel 3.

b) Der im Kurbelgehäuse unter Umständen auftretende, vom Kreislauf nicht erfaßte Totraum kann durch die aus der Ölleitung entnommenen Proben nicht erfaßt werden.

c) Beim Auftreten größerer Rückstandsteilchen besteht die Möglichkeit von Stauungen in der Ölleitung, die eine ungleichmäßige Verteilung der Rückstände im Schmieröl verursachen.

d) Die Öltemperatur im Kurbelgehäuse ist nicht überall gleich, so daß an heißen Stellen die Asphaltbildung unter Umständen gefördert werden kann. Bei den Hauptversuchen werden deshalb an verschiedenen Stellen des Kurbelgehäuses Thermoelemente angebracht, um die Temperaturverteilung genau überwachen zu können.

e) Die Fehlergrenze der Verfahren zur Bestimmung des Gehaltes an festen Fremdstoffen und Asche im Schmieröl sind - wie bereits ausgeführt - zum Teil so groß, daß bei kleineren Rückstandsmengen keine Unterschiede mehr festzustellen sind.

Da gerade im Asphaltgehalt zum Teil große Schwankungen auftreten, werden Versuche unternommen, die im Schmieröl enthaltenen Asphaltstoffe mit reinen organischen Lösungen auszufällen.

Die nach 50 Stunden-Läufen erhaltenen gealterten Schmieröl-Endproben wurden nachträglich noch nach dem Verfahren von Noack<sup>5)</sup> untersucht. Die Werte sind in Zahlentafel 4 zusammengestellt. Daraus ist ersichtlich, daß das Öl bei Verwendung von verbleitem Benzin (Kraftstoff Nr. 2) am wenigsten ölige Bestandteile und den höchsten Wert auf feste Fremdstoffe und Verluste aufweist. Der höchste Gehalt an Asphalt und Harz wird bei alkoholhaltigem Benzin (Kraftstoff Nr. 3) erhalten.

#### 5. Ölkohlebildung im Motor bei Verwendung verschiedener Kraftstoffe

Nach jedem 50 Stunden-Lauf - also für jeden Kraftstoff - wurde der Motor auseinandergebaut und die Ölkohlemenge am Zylinderkopf, am Kolben, am Einlaßventil und am Auslaßventil bestimmt. Aus Abb. 4 ist deutlich zu entnehmen, daß der verbleite Kraftstoff den größten Einfluß auf die Ölkohlebildung hat. Die Ölkohlemenge war bei Verwendung von verbleitem Hydrierbenzin - mit Ausnahme der am Einlaßventil gebildeten Menge - am Zylinderkopf, am Kolben und am Auslaßventil durchweg größer als bei den Versuchs-läufen mit Fischer-Tropsch-Gemisch und alkoholhaltigem Hydrierbenzin, die etwa gleiche Ölkohlebildung hervorriefen.

Es ist anzunehmen, daß die in dem verbleiten Kraftstoff vorhandenen Blei-Ionen einen katalytischen Einfluß auf die Ölkohlebildung ausüben.

5) K. Noack, Prüfung und Bewertung von Schmierölen für Kraftfahrzeuge. Angew. Chem., Beiheft Nr. 28 (1937)

Zahlentafel 3

Rückstandsbildung im Ölreiniger nach 50 h für die gleiche Schmierölmenge von 5,32 kg

Kraftstoff	Asphalt (mg)	feste Fremdstoffe (mg)
Fischer-Tropsch-Gemisch	4,5	36,0
verbleites Hydrierbenzin	3,7	51,0
alkoholhaltiges Hydrierbenzin	15,7	186,5

Zahlentafel 4

Zusammensetzung der nach den 50 Stunden-Läufen aus dem Kurbelgehäuse entnommenen Schmieröl-Endproben nach Noack

Kraftstoff		Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3
ölige Anteile	Gew.-%	95,8	92,4	93,6
Asphalt + Harz	" "	3,1	4,7	5,1
feste Fremdstoffe + Verlust	" "	1,1	2,9	1,3

#### III. Laboratoriumsuntersuchung der physikalisch-chemischen Eigenschaften der Kraftstoffe

Im Vorhergehenden wurde der Einfluß der Zusammensetzung von drei verschiedenen Kraftstoffen gleicher Klopfestigkeit auf ein handelsübliches Schmieröl motorisch untersucht. Dabei wurde festgestellt, daß der verbleite Kraftstoff im Schmieröl erhöhte Rückstandsbildung gegenüber den beiden alkoholhaltigen Kraftstoffen hervorruft.

Im folgenden werden die drei Kraftstoffe laboratoriumsmäßig untersucht, wobei folgende Eigenschaften festgestellt werden:

1. Dampfblasenbildung,
2. chemische Angriffsfähigkeit,
3. Harzgehalt und Harzbildung,
4. Lagerbeständigkeit.

## 1. Dampfblasenbildung

Die Dampfblasenbildung, die die Kraftstoffaufnahme zum Vergaser stören kann, tritt vor allem bei Kraftstoffen mit hohen Dampfdrücken auf. Da der Kraftstoff verschiedenen Temperaturen ausgesetzt ist, wurde die Bestimmung des Dampfdruckes nach Reid <sup>6)</sup> bei 37,6°, 50° und 70° für sämtliche Kraftstoffe und deren Gemische vorgenommen. Bei Doppelbestimmungen ergaben sich teilweise große Abweichungen, die umso größer wurden, je höher die Temperatur bei der Dampfdruckprüfung war. Die Kraftstoffe wurden miteinander gemischt, weil solche Mischungen praktisch beim Zapfen entstehen und auf diese Weise höhere oder niedrigere Dampfdrücke als die der reinen Kraftstoffe auftreten können.

Die gemessenen Dampfdrücke der drei untersuchten Kraftstoffe sowie deren Gemische sind in Abb. 5 bis 7 zusammengestellt.

Sämtliche Dampfdrücke genügen den heutigen Anforderungen; die Kraftstoffe entsprechen somit in dieser Hinsicht den handelsüblichen Kraftstoffen.

Während der alkoholhaltige Kraftstoff Nr. 3 und das Fischer-Tropsch-Gemisch, Kraftstoff Nr. 1, hohe Dampfdrücke aufweisen, wurde für das Bleibenzin, Kraftstoff Nr. 2, bei sämtlichen Temperaturen der niedrigste Dampfdruck erhalten, was auf eine geringere Dampfblasenbildung schließen läßt.

Die Mischungen der drei Kraftstoffe unter sich ergeben Dampfdrücke, die in der Hauptsache zwischen denen der reinen Kraftstoffe liegen. Es treten allerdings auch einige Höchst- und Mindestwerte von Dampfdrücken auf, vor allem beim Mischen der Kraftstoffe Nr. 1 und Nr. 3, Abb. 6, die etwa gleiche Dampfdrücke haben <sup>7)</sup>.

Weitere Versuche über die Dampfdrücke von Gemischen sind vorgehen.

## 2. Chemische Angriffsfähigkeit

Über die metallangreifenden Eigenschaften der Kraftstoffe ist bekannt, daß eine Korrosion, vor allem der Vergasermetalle, durch im Kraftstoff enthaltene Spuren von Wasser - meist aus dem Alkohol stammend, der selten wasserfrei ist - verursacht werden kann. <sup>8)</sup> Weitere Untersuchungen haben ergeben, daß gefärbte Gemische sehr stark angreifen können. Dies soll oft auf ungenügende

6) D. Holde, Kohlenwasserstofföle und Fette, 7. Auflage Berlin 1933, S. 199

7) Über die Zustandsgrößen von Zweistoffgemischen vgl. F. Bošnjaković, Technische Thermodynamik, 2. Teil, Dresden und Leipzig 1937

8) G. Juge Boirard, Die Korrosion von Vergasermetallen durch Zweiergemische, Angew. Chem. Bd. 50 (1937), S. 288

Reinheit der Farbstoffe zurückzuführen sein, die manchmal noch Natriumchloride oder organische Säuren enthalten <sup>9)</sup>. Im Kraftstoff enthaltener Schwefel kann ebenfalls Korrosion hervorrufen.

Die Angriffsfähigkeit der drei Kraftstoffe wurde in der Marder-Bombe <sup>9)</sup> untersucht. Dabei wurden Stäbe aus folgenden Metallen und Legierungen verwendet:

Aluminium;

Kupfer;

EGY-Legierung (von Mahle, Stuttgart), bestehend aus:  
4 % Cu, 2 % Ni, 1,5 % Mg, Rest Al;

EO 124-Legierung, bestehend aus:  
12 % Si, 1 % Cu-Ni-Mg, Rest Al;

EC 138-Legierung, bestehend aus:  
17 % Si, 1 % Cu-Ni-Mg, 0,5 % Fe, Rest Al.

Diese Stäbe werden in einem etwa 40 cm<sup>3</sup> fassenden Glasrohr, das sich in einem Eisenrohr befindet, bei 50, 100 und 150° dem Kraftstoff ausgesetzt. Die Einwirkungszeit beträgt 24 Stunden. Danach wird der Metallstreifen herausgenommen und mit dem Kraftstoff abgespritzt, der zur Untersuchung verwendet wird. Der infolge Verdampfung oft nur in geringen Mengen noch übriggebliebene Kraftstoff wird später auf seinen Harzgehalt untersucht. Darauf wird der Streifen mit Wasser und anschließend mit Alkohol abgespritzt und gewogen. Der Gewichtsverlust in Hundertteilen wird als Maß der Angriffsfähigkeit des untersuchten Kraftstoffes gegenüber der verwendeten Metallart angegeben.

Die Versuchsergebnisse sind in Zahlentafel 5 zusammengestellt. Die größte Korrosionsgefahr war auf diese Weise für das alkoholhaltige Hydrierbenzin, Kraftstoff Nr. 3, festzustellen, und zwar ist die Angriffswirkung bei 100° am größten; bei 150° dagegen nimmt die Korrosion wieder ab. Diese Erscheinung wird darauf zurückzuführen sein, daß bei 150° der Alkohol rasch verdampfte und damit die Einwirkungszeit nur sehr kurz war.

Weiter wurde versucht, die Angriffsfähigkeit von Kraftstoffen an Hand von metallmikroskopischen Aufnahmen festzustellen. Dazu wurde das Gefüge einzelner Leichtmetall-Legierungen vor und nach Einwirkung der Kraftstoffe in hundertfacher Vergrößerung aufgenommen. Abb. 8 bis 27 zeigen, daß im allgemeinen die Legierungen auch bei höheren Temperaturen nur wenig angegriffen werden. Auffallend ist allerdings die Einwirkung des alkoholhaltigen Hydrierbensins auf die EGY- und EC 124-Legierungen, bei denen starke Korrosionserscheinungen auftreten, und zwar nur bei 100°. Diese Erscheinung kann vielleicht ähnlich wie oben erklärt werden. Die Einwirkung des Alkoholdampfes ist bei 100° am größten; bei 150° hält die Bombe nicht mehr dicht genug, so daß gewisse Fraktionen der Kraftstoffdämpfe entweichen können.

8) s. S. 8 unten

9) R. Heinze, M. Marder u. H. v. der Heyden, Chem. Fabrik Bd. 10 (1937), S. 519

Zahlentafel 6

Chemische Angriffsfähigkeit der untersuchten Kraftstoffe gegenüber Metallen und Legierungen

Kraftstoff, Einwirkungs-temperatur und -zeit	Gewichtsabnahme der Metallstreifen in mg (Gew.-v.H.) bei:				
	Al	Cu	BCY	EG 124	EG 136
Nr. 1 50° / 24 h	0	0	0,2 (0,006)	0,3 (0,010)	0,1 (0,003)
Nr. 1 100° / 24 h	0,1 (0,004)	1,0 (0,02)	0,1 (0,002)	0,3 (0,008)	0,1 (0,003)
Nr. 1 150° / 24 h	0,1 (0,004)	2,0 (0,003)	0,1 (0,003)	0,1 (0,003)	0,2 (0,006)
Nr. 2 50° / 24 h	0	0	0,1 (0,002)	0,0	0
Nr. 2 100° / 24 h	0,3 (0,02)	0,9 (0,01)	0,1 (0,002)	0,0	0,5 (0,015)
Nr. 2 150° / 24 h	0,3 (0,011)	1,3 (0,02)	0,25 (0,006)	0,0	0,2 (0,005)
Nr. 3 50° / 24 h	0,0	0	0,1 (0,002)	0,5 (0,01)	0,2 (0,005)
Nr. 3 100° / 24 h	6,8 (0,26)	2,0 (0,05)	0,4 (0,01)	7,0 (0,19)	7,8 (0,22)
Nr. 3 150° / 24 h	0,3 (0,012)	1,4 (0,023)	0,0	0,7 (0,02)	0,0

Diese Korrosionserscheinung wird vermutlich durch den Zusatz von Benzol (Kraftstoff Nr. 1) zurückgedrängt.

An der weiteren Klärung dieser Erscheinung wird gearbeitet.

### 3. Harzgehalt und Harzbildung

Bekanntlich rufen die im Kraftstoff enthaltenen Harzstoffe vielfach Ventilverpichungen, Kleben der Kolbenringe, Bildung von Verkokungsrückständen im Zylinder und unter Umständen sogar Vorganerbrände hervor<sup>10)</sup>. Während die Harzbildung im allgemeinen auf Polymerisationsvorgänge<sup>11)</sup> oder Kondensationsvorgänge von im Kraftstoff enthaltenen ungesättigten Verbindungen<sup>12)</sup> zurückge-

10) Püschel, Motor-Kritik Bd. 17 (1937), S. 379

11) G. R. Schulze, Öl u. Kohle, Bd. 14 (1938), S. 113

12) Th. D. Jonescu, Beiträge zur Aufklärung des Bildungsvorganges der Harze in Crackbenzinen, Bull. Sect. Sci. Acad. Roum. Bd. 19 (1937), S. 8

führt wird, haben andere Untersuchungen gezeigt, daß ein Reichtum an ungesättigten Olefinen allein im Kraftstoff nicht zwangsläufig hohe Harzgehalte und damit also eine Güteverminderung der Kraftstoffe im Gefolge haben muß<sup>13)</sup>.

Auf der Suche nach dem wahren Grund wurde schon festgestellt, daß die Anwesenheit verschiedener organischer Schwefelverbindungen, der sogenannten Mercaptane<sup>14)</sup>, die Harzbildung sehr stark begünstigt. Es wird hierbei die Bildung von Kondensationsprodukten aus den Olefinen einerseits und den Mercaptanen andererseits angenommen. Gestützt wird diese Ansicht nicht nur durch die erhaltenen Analyseergebnisse, sondern auch durch zusätzliche Versuche der künstlichen Erzeugung dieser Kondensationsprodukte aus chemisch reinen Olefinen und Mercaptanen. Diese Schwefelverbindungen treten nicht nur in Benzinen, sondern ebenfalls in Benzol auf.

Die Versuche zur Prüfung der Harzbildung wurden so vorgenommen, daß einmal der Harzgehalt der einzelnen Kraftstoffe bei 110° und 220° in der Glasschale bestimmt wurde. Zahlentafel 1 zeigt hierbei, daß das mit Alkohol und Benzol versetzte Fischer-Tropsch-Benzin den höchsten Harzgehalt aufweist.

Zum anderen wurde die Harzbildung der einzelnen Kraftstoffe unter der Einwirkung von Metallen bestimmt, indem der jeweilig aus mehreren gleichen Korrosionsversuchen zurückgebliebene Kraftstoff auf seinen Harzgehalt in der Glasschale untersucht wurde. Auf diese Weise konnten die bei 50, 100 und 150° sich bildenden Harzbestandteile erfaßt werden.

Die Versuchsergebnisse sind aus Zahlentafel 6 zu ersehen. Während der Aluminiumstreifen bei 50° in sämtlichen Kraftstoffen fast keine Erhöhung des Harzgehaltes hervorrief, war das im allgemeinen in erhöhtem Maße bei 100° der Fall. Der Harzgehalt stieg beim Fischer-Tropsch-Gemisch auf 26,7 mg (110° Trocknungstemperatur) bzw. 20,7 mg (220°) an. Das alkoholhaltige Hydrierbenzin wies jetzt einen Harzgehalt von 98,9 mg (110°) bzw. 89,7 (220°) auf.

Eine Ausnahme machte das verbleite Hydrierbenzin, wo der Harzgehalt fast unverändert blieb.

Durch Einwirkung von Kupfer trat bei keinem Kraftstoff eine wesentliche Harzneubildung ein. Die Leichtmetall-Legierungen fördern bei den Kraftstoffen Nr. 1 und Nr. 3 die Harzbildung, Zahlentafel 6, was besonders aus den Harzgehalten von Kraftstoff Nr. 3 hervorgeht. Der Einfluß der Legierungen auf die Harzbildung ist aber verschieden. Den größten Harzgehalt wies hier das Fischer-Tropsch-Gemisch bei 100° auf, und zwar 11,1 mg (110°) bzw. 7,0 mg (220°).

### 4. Lagerbeständigkeit

Kraftstoffe, besonders aus Spaltprozessen stammende Benzine, erleiden beim Lagern<sup>14)</sup> - vor allem am Tageslicht - eine Ver-

13) Spilker, Jhlder, Kruber u. Schade, Automob.-techn. Z. Bd. 36 (1933), S. 242

14) Aldrich u. Robie, S.A.E.J. Bd. 30 (1932), S. 198

Zahlentafel 6

Harzbildung der untersuchten Kraftstoffe durch den Einfluß verschiedener Metalle

Harzgehalt in mg auf 100 cm<sup>3</sup> Kraftstoff unter Einwirkung von:

Kraftstoff, Einwirkungs- Temperatur und -zeit	Al		Cu		EGY (gepreßt)		EO 124		EO 138 (gepress.)	
	Trocknng. bei 110°	220°	Trocknung bei 110°	220°	Trocknung bei 110°	220°	Trocknung bei 110°	220°	Trocknung bei 110°	220°
<u>Kraftstoff Nr. 1</u>										
bei 50°/24 h	4,4	2,0	5,0	3,4	12,9	2,3	3,2	1,6	14,5	2,7
" 100°/24 h	26,7	20,7	11,1	7,0	14,8	2,0	22,0	6,4	11,2	0,8
<u>Kraftstoff Nr. 2</u>										
bei 50°/24 h	2,0	1,4	4,8	3,2	8,5	0	7,3	0,9	8,3	0,2
" 100°/24 h	2,4	0,6	2,0	0,8	63,9	0	6,2	2,0	44,5	0
<u>Kraftstoff Nr. 3</u>										
bei 50°/24 h	0,6	0	2,2	1,4	0,6	0,0	6,0	3,4	0,65	0,0
" 100°/24 h	98,9	89,7	4,0	3,4	57,2	49,6	128,8	108,4	106,4	92,1

000862

Färbung. Ebenfalls ist bekannt, daß durch langes Lagern eine starke Harzbildung im Kraftstoff auftritt 15). Im besonderen Maße ist dies der Fall bei Verwendung von Behältern aus Messing oder reinem Kupfer, wobei Kupfer die Harzbildung katalytisch beschleunigt. Der Harzbildung beim Lagern liegen teilweise auch Oxydationsvorgänge zugrunde. Beim Lagern tritt weiterhin eine allzugroße Flüchtigkeit der Kraftstoffe unangenehm in Erscheinung, weil durch einen Verlust der niedrig-siedenden Anteile die Klopfestigkeit herabgesetzt wird 15).

Bei Gemischkraftstoffen besteht weiterhin die Gefahr der Entmischung, die bei Alkoholgemischen schon durch geringe Spuren hinzukommendes Wasser eintreten kann. Hierdurch können dann unter anderem in erhöhtem Maße Anfressungen entstehen. Beim Mischen verschiedener Kraftstoffe, z.B. beim Zapfen, ergibt sich außer der Gefahr des Entmischens noch die Möglichkeit einer erhöhten Harzbildung.

Zur Prüfung der Lagerbeständigkeit der einzelnen Kraftstoffe und ihrer Gemische wurden Proben von 1 Liter am Tageslicht und im Dunkeln aufbewahrt.

Bei den im Dunkeln aufbewahrten Proben konnte nach drei Monaten nur bei den bleitetraethylhaltigen Proben eine geringe Abscheidung von feinen Flöckchen wahrgenommen werden.

Die dem Tageslicht ausgesetzten Proben zeigten bei dem verbleibenden Kraftstoff und dessen Gemischen teilweise starke Abscheidungen. Bei Gemischen aus verbleiten Hydrierbenzin und Fischer-Tropsch-Gemisch sonderte sich eine hellbraune Flüssigkeit ab, die mit der im Gemisch enthaltenen Menge an Fischer-Tropsch-Kraftstoff zunahm und bei einem Verhältnis 1 : 1 am stärksten war. Die abgeschiedene Flüssigkeit erwies sich als Alkohol.

Die Lagerbeständigkeitsversuche werden fortgesetzt.

#### IV. Zusammenfassung

Motorische Vorversuche mit drei synthetischen Kraftstoffen, die mit Zusatzmitteln auf die Oktanzahl 74 gebracht wurden, zeigten, daß die verwendeten Kraftstoffe einen Einfluß auf die Alterung des Schmieröls ausüben. Die physikalisch-chemischen Kennwerte der einzelnen Schmierölproben lassen allerdings kein ganz klares Bild erkennen. Immerhin konnte man daraus entnehmen, daß mit Bleitetraethyl versetztes Hydrierbenzin sich ungünstiger auf das Schmieröl auswirkt als alkoholhaltiges Hydrierbenzin und Fischer-Tropsch-Benzin mit Alkohol-Benzol-Zusatz. Dies wurde durch Untersuchung der Schmierölproben nach dem Noack'schen Ver-

15) R. S. Mindlin, Petrol. Ind. Nr. 9 (1937), S. 37

fahren bestätigt. Außerdem zeigten diese Vorversuche, daß das Schmieröl bei Verwendung von Bleibenzin mehr zur Ölkohlebildung neigt, als bei den beiden anderen Kraftstoffen.

Für die Neigung eines Kraftstoffes zur Dampfblasenbildung, die den Kraftstoffzufluß erheblich stören kann, ist sein Dampfdruck maßgebend. Die alkoholhaltigen Kraftstoffe wiesen wesentlich höhere Dampfdrücke als das Bleibenzin auf. Nennenswerte Metallanfressungen traten nur bei dem alkoholhaltigen Hydrierbenzin auf, jedoch auch hier nur bei 100°. Die Harzbildung wird vor allem bei höheren Temperaturen durch die Einwirkung einzelner Metalle und Leichtmetalllegierungen teilweise sehr gefördert. Eine Ausnahme macht hier das Bleibenzin.

Die Lagerbeständigkeitsversuche haben bis jetzt ergeben, daß bleihaltige Kraftstoffe im Dunkeln eine geringe Rückstandsbildung haben, die aber durch Tageslicht sehr stark gefördert wird. Beim Mischen des bleitetraäthylhaltigen Kraftstoffes mit dem Fischer-Tropsch-Gemisch tritt Entmischung ein, worauf beim Zapfen verschiedener Kraftstoffe zu achten ist.

Die Versuche werden mit weiteren, vor allem mit den jetzt in den Handel kommenden bleihaltigen Kraftstoffen fortgesetzt, wobei später noch verschiedene Schmieröle Verwendung finden sollen.

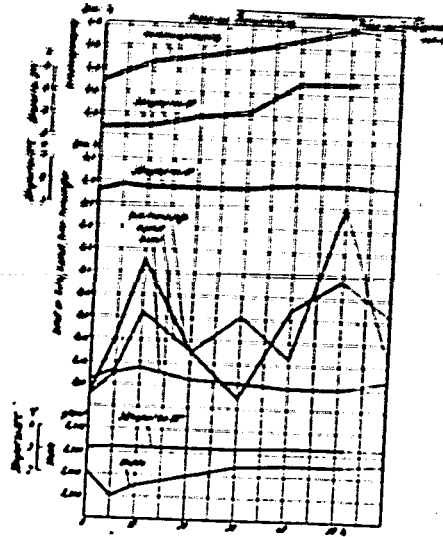


Abb. 1 Änderung der physikalisch-chemischen Eigenschaften eines handelsüblichen Schmieröls durch Einfluß von Fischer-Tropsch-Gemisch

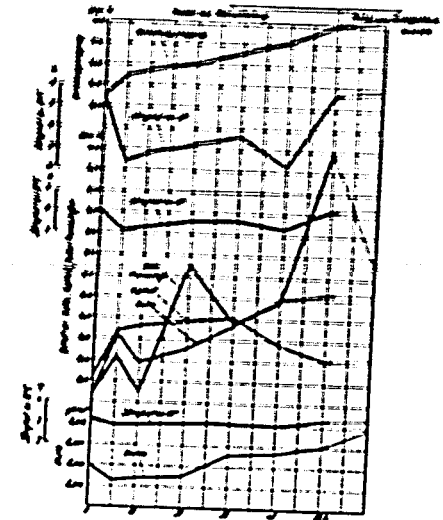


Abb. 2 Änderung der physikalisch-chemischen Eigenschaften eines handelsüblichen Schmieröls durch Einfluß von verbleitem Hydrierbenzin

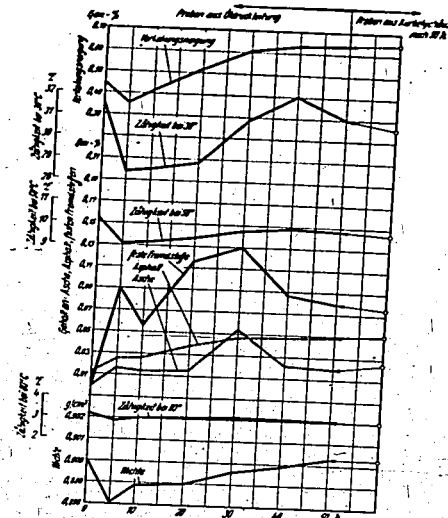


Abb. 3 Änderung der physikalisch-chemischen Eigenschaften eines handelsüblichen Schmieröls durch Einfluß von alkoholischem Hydrierbenzin

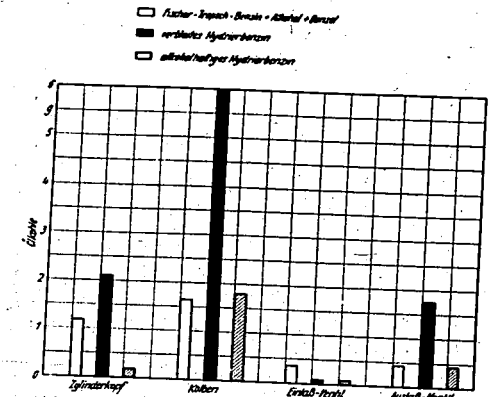


Abb. 4 Ölkohlerückstände für ein handelsübliches Schmieröl im FKFS-Prüfmotor bei Verwendung von Kraftstoffen gleicher Oktanzahl



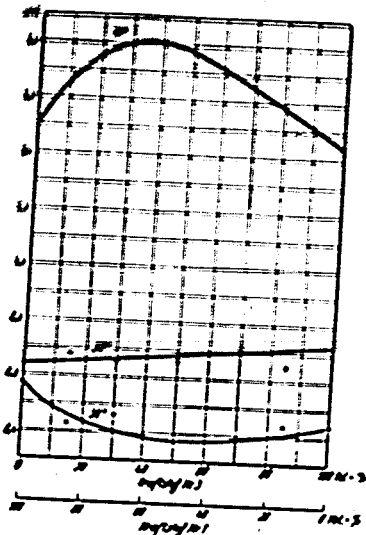
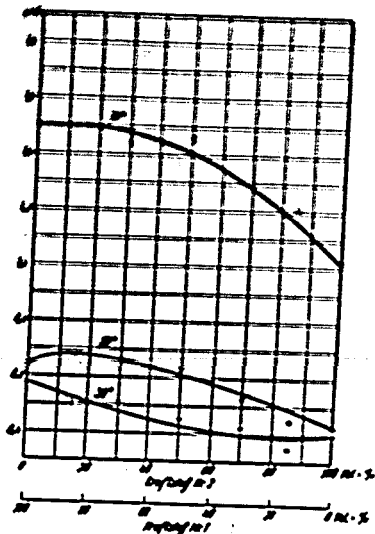


Abb. 5 Dampfdruckkurven von Gemischen bei verschiedenen Temperaturen

Abb. 6 Dampfdruckkurven von Gemischen bei verschiedenen Temperaturen

Kraftstoff Nr. 1 = Fischer-Tropsch-Gemisch  
 Kraftstoff Nr. 2 = Verbleites Hydrierbenzin

Kraftstoff Nr. 1 = Fischer-Tropsch-Gemisch  
 Kraftstoff Nr. 2 = Alkoholhaltiges Hydrierbenzin

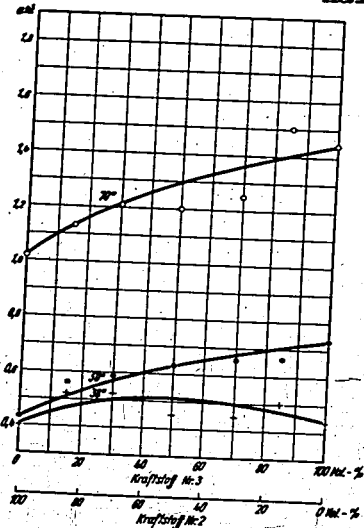


Abb. 7 Dampfdruckkurven von Gemischen bei verschiedenen Temperaturen

Kraftstoff Nr. 2 = Verbleites Hydrierbenzin  
 " " 3 = Alkoholhaltiges Hydrierbenzin

Abb. 8 bis 27  
 Mikroskopische Aufnahmen von Korrosionsschaden an verschiedenen Leichtmetalllegierungen für die untersuchten Kraftstoffe



Abb. 8 ECY-Legierung, gepreßt

Abb. 9 EC 124 gepreßt

vor der Einwirkung der Kraftstoffe Nr. 1, 2 und 3

Abb. 10 - 12 Einwirkung von Kraftstoff Nr. 1 auf ECY-Legierung

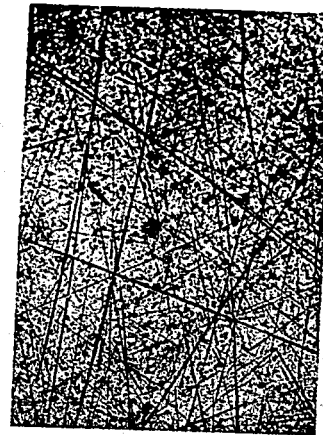
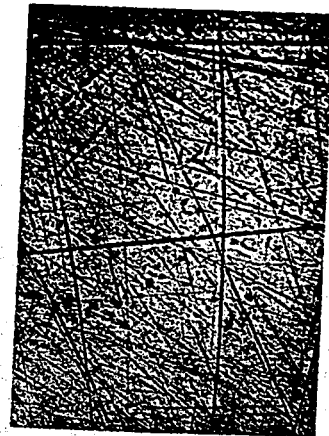


Abb. 10 Nach 24 h bei 50° (geschliffen)

Abb. 11 Nach 24 h bei 100° (geschliffen)

Abb. 12 Nach 24 h bei 150° (geschliffen)

Abb. 13 - 15 Einwirkung von Kraftstoff Nr. 1 auf EG 124

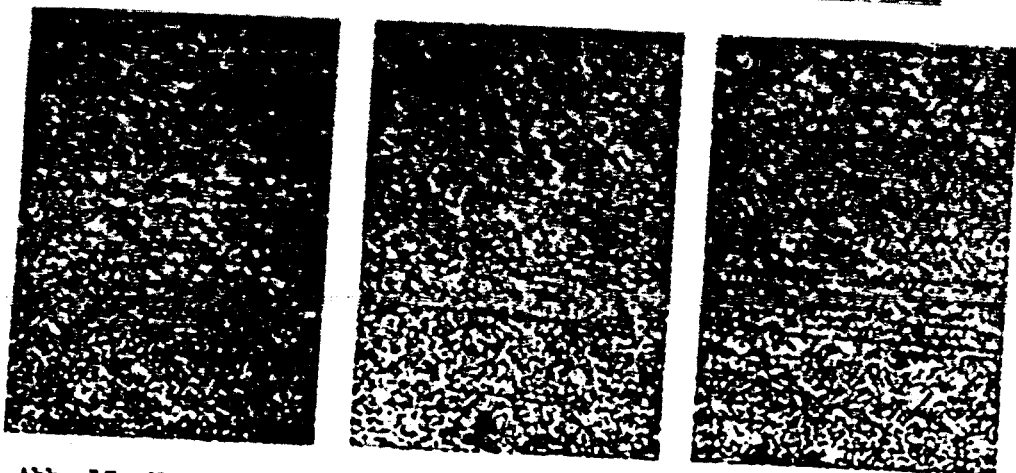


Abb. 13 Nach 24 h bei 50° (geschliffen)

Abb. 14 Nach 24 h bei 100° (geschliffen)

Abb. 15 Nach 24 h bei 150° (geschliffen)

Abb. 16 - 18 Einwirkung von Kraftstoff Nr. 2 auf EGY-Legierung

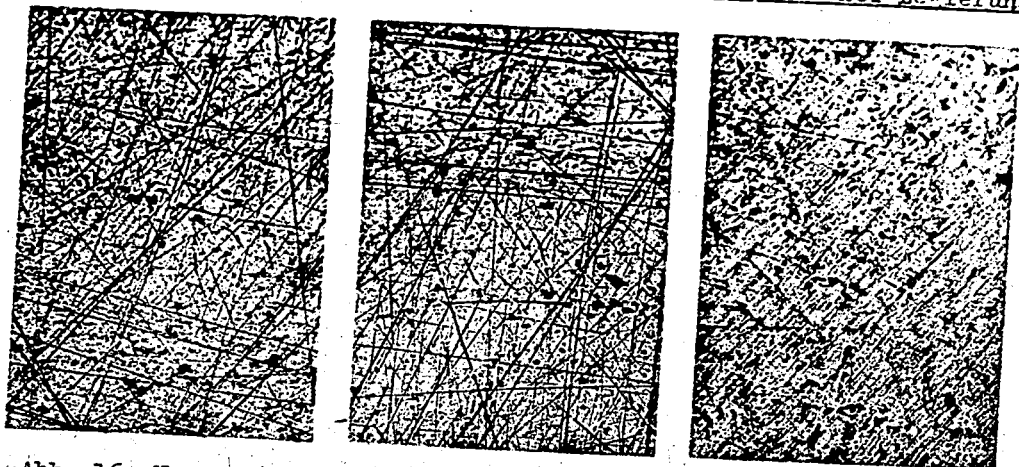


Abb. 16 Nach 24 h bei 50° (geschliffen)

Abb. 17 Nach 24 h bei 100° (geschliffen)

Abb. 18 Nach 24 h bei 150° (geschliffen)

Abb. 19 - 21 Einwirkung von Kraftstoff Nr. 2 auf EG 124

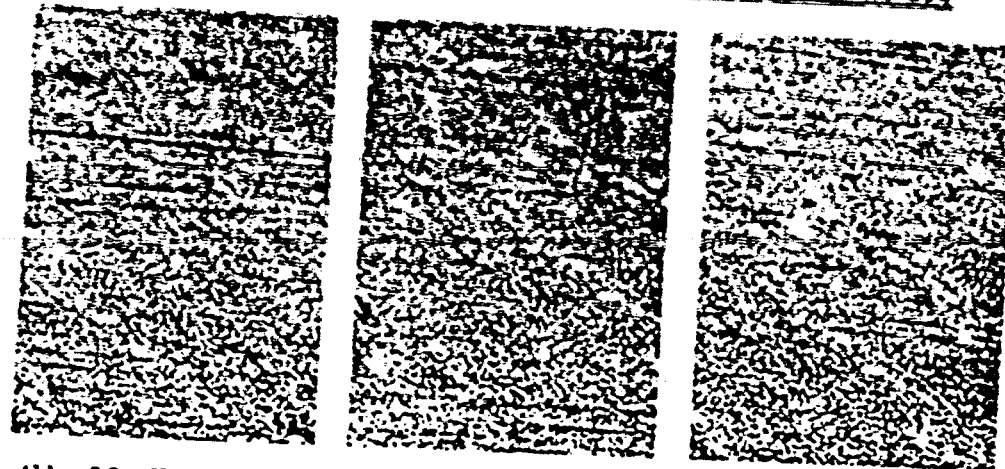


Abb. 19 Nach 24 h bei 50° (geschliffen)

Abb. 20 Nach 24 h bei 100° (geschliffen)

Abb. 21 Nach 24 h bei 150° (geschliffen)

Abb. 22 - 24 Einwirkung von Kraftstoff Nr. 3 auf EGY-Legierung

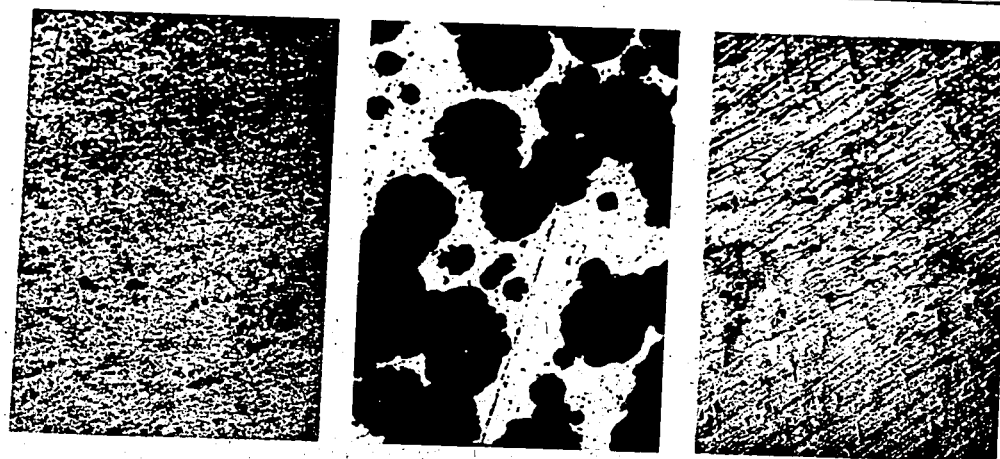


Abb. 22 Nach 24 h bei 50° (geschliffen)

Abb. 23 Nach 24 h bei 100° (geschliffen)

Abb. 24 Nach 24 h bei 150° (geschliffen)

Abb. 25 - 27 Einwirkung von Kraftstoff Nr. 3 auf RG 134

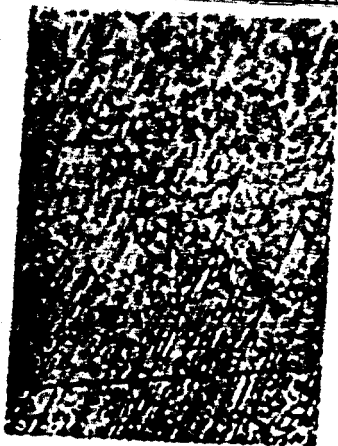


Abb. 25 Nach 24 h bei 50° (geschliffen)



Abb. 26 Nach 24 h bei 100° (geschliffen)

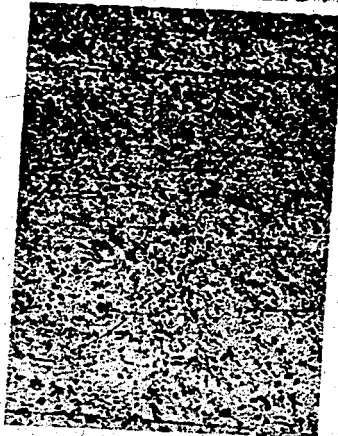


Abb. 27 Nach 24 h bei 150° (geschliffen)

Nur zum Dienstgebrauch im Geschäftsbereich des Empfängers

S G-2 I 4/41

000867

*1. plan*

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 99/1941

über

Versuche an einem Vergasermotor mit Selbstzündung

Bearbeiter: H. Ernst und E. Dörr

Verfaßt beim  
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren  
an der Technischen Hochschule Stuttgart

Prof. Dr.-Ing. W. Kamm

*FILFS Stuttgart*

000868

# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 99 / 1941

über

Versuche an einem Vergasermotor mit Selbstzündung

Bearbeiter: H. Ernst und E. Dörr

Verfaßt beim

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren  
an der Technischen Hochschule Stuttgart.

Prof. Dr.-Ing. W. Kamm

## 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 Ver-  
schluß zu halten.

000869

Versuche an einen Vergasermotor mit Selbstzündung

Die üblichen Verfahren zur Aufbereitung und Umsetzung des Kraftstoffs im Motor sind das Zünderverfahren mit äußerer Gemischbereitung und Fremdzündung und das Dieserverfahren mit Luftverdichtung und Einbringung des Kraftstoffes in den Zylinder bei Erreichen des oberen Totpunktes durch den Kolben. Das Zünderverfahren benötigt neben dem Vergaser eine verhältnismäßig umfangreiche Zündanlage, deren Anpassung an kleine Zylindereinheiten Schwierigkeiten bereitet; beim Dieserverfahren ist ein beträchtlicher Aufwand für die Einspritzanlage erforderlich. Die Verwirklichung eines gemischverdichtenden Motors mit Selbstzündung, den bereits Gottlieb Daimler vorschlug und auch anstrebte (DRP 28 022), würde gestatten, den bei schnellaufenden vielzylindrigen Motoren mit kleinen Hubraumeinheiten notwendigen großen Bauaufwand für die Zubehöreinrichtungen zu vereinfachen.

Zur Klärung der Anwendungsmöglichkeiten der Selbstzündung, besonders für schnellaufende Motoren, wurden an einem obengesteuerten 200 cm<sup>3</sup>-Vergasermotor Untersuchungen durchgeführt, die erste Anhaltspunkte hinsichtlich des Betriebsverhaltens, der notwendigen Kraftstoffzusammensetzung, der erzielten Leistung, des Verbrauchs und des Verbrennungsdruckes bei Selbstzündung ergaben.

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart

Institutsleiter:

gez. W. K a m m.

000870

## Gliederung

1. Zweck der Versuche
2. Der Umsetzungsvorgang
  - a) Dieselverfahren
  - b) Zünderverfahren
  - c) Selbstzündung
3. Durchführung der Versuche
4. Versuchsergebnisse
  - a) Betriebsverhalten
  - b) Leistung und Verbrauch
  - c) Druckverlauf
  - d) Anfahren des Motors ohne Kerzenzündung
5. Zusammenfassung

Der Bericht umfaßt: 8 Seiten Beschreibung  
8 Abbildungen

Abteilungsleiter:

gez. L. H u b e r

Bearbeiter:

gez. H. E r n s t / E. D ö r r

Stuttgart, den 31.3.41

FKFS-Nr. 333

Dü

## 1. Zweck der Versuche

Zweck der Versuche war, einen regelmäßigen Betrieb des gemischverdichtenden Motors bei Selbstzündung zu erreichen und die Betriebsbedingungen bei Selbstzündung zu klären.

## 2. Der Umsetzungsvorgang

Nach den heutigen Erkenntnissen laufen in brennbaren Gemischen bereits bei niedrigen Werten von Druck und Temperatur Umsetzungsvorgänge mit entsprechend geringer Geschwindigkeit ab. Die bei dieser Umsetzung freiwerdende Wärme kann zunächst an das umgebende Gemisch und die Brennraumwände abgeführt werden. Bei längerer Wärmeentwicklung tritt eine fortschreitende Selbsterwärmung des Gemisches ein, wodurch die Umsetzungsgeschwindigkeit ihrerseits wieder erhöht wird. Die freiwerdende Wärme kann schließlich nicht mehr schnell genug abgeführt werden, sodaß dieser Vorgang der langsamen Umsetzung in die eigentliche Entzündung übergeht.

Nach der ersten Entzündung brennt das Gemisch mit sehr hoher Umsetzungsgeschwindigkeit vollends ab.

### a) Dieselverfahren

Bei der motorischen Umsetzung nach dem Dieselverfahren sind dem Abschnitt der langsamen Umsetzung bis zur Entzündung die Zerstäubung, die Aufheizung und Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes überlagert. Man spricht daher von einem physikalischen und chemischen Zündverzögerung. Die chemischen Vorgänge bei der dieselmotorischen Umsetzung stellen weitgehend den Fall der geschil- derten Wärmereaktion dar. Die Erhöhung der Temperatur und damit der Umsetzungsgeschwindigkeit wird jedoch durch die gleichzeitige Zufuhr von Kraftstoff, die eine Abkühlung hervorruft, verlangsamt.

### b) Zünderverfahren

Bei der Umsetzung des Kraftstoffes nach dem Zünderverfahren erfolgt die Entzündung des Gemisches nicht in Form einer Wärmereaktion, sondern im wesentlichen durch örtliche Energiezufuhr von einem Zündfunken aus. Mit dem Fortschreiten der Flammenfront werden Druck und Temperatur im gesamten Brennraum gesteigert. Dadurch sind im noch nicht verbrannten Gemischrest vor der Flammenfront die Bedingungen für die Entwicklung einer Wärmereaktion vorhanden. Führt diese Reaktion zur vorzeitigen Entzündung des Gemischrestes, so hat man klopfende Verbrennung, welche nach den heutigen Erkenntnissen als Selbstzündung in Form einer reinen Druckzündung angesehen wird.

### c) Selbstzündung

Die Umsetzungsgeschwindigkeit bei Selbstzündung wird im wesentlichen durch die Temperatur des Gemisches und in geringem Maße durch den Druck bestimmt. Eine Erhöhung der Umsetzungsgeschwindigkeit und damit der Zündneigung wird daher zunächst durch Stei-

gerung der Verdichtung erreicht. Weiterhin kann auch durch Erhöhung der Betriebstemperatur des Motors die Gemischtemperatur und damit auch die Zündneigung erhöht werden. Die Umsatztgeschwindigkeit bzw. Zündwilligkeit ist außerdem von den Eigenschaften des Kraftstoffes abhängig. Sie kann also durch Wahl geeigneter Grundkraftstoffe durch besonders zündwillige Zusätze oder auch durch Katalysatoren erhöht werden.

Abgesehen von den bis jetzt angeführten Möglichkeiten kann eine Entzündung des Kraftstoffes in Form der Glühzündung und der Restgaszündung herbeigeführt werden.

Bei den im folgenden beschriebenen Versuchen wurde die Selbstzündung sowohl durch Erhöhung der Verdichtung und der Betriebstemperatur als auch durch entsprechende Kraftstoffe bzw. Zusätze zu erreichen versucht.

### 3. Durchführung der Versuche

Für die Versuche wurde ein obengesteuerter luftgekühlter Viertaktmotor mit 200 cm<sup>3</sup> Hubraum mit dem üblichen Vergaser verwendet. Das Drehmoment des Motors wurde von einer elektrischen Pendelbremse, der ein Getriebe vorgeschaltet war, aufgenommen. Der Betriebszustand des Motors wurde durch Messung der Temperatur am Kerzensitz überwacht. Zur Veränderung der Verdichtung diente ein Satz von fünf Kolben von verschiedener Höhe; damit waren Verdichtungsverhältnisse von 6,3; 7,7; 10,3; 11,9 und 13,2 möglich. Der Druckverlauf wurde mit einem Quarzgeber gemessen, in einer Braunschweig Röhre aufgezeichnet und mit einem Lichtbildgerät aufgenommen.

Bei der Durchführung der Versuche wurden zunächst für die verschiedenen Verdichtungen, Kraftstoffe und Kraftstoffzusätze Leistung und Verbrauch festgestellt. Druckmessungen für die hauptsächlich wissenswerten Betriebsbedingungen schlossen sich an. Der Druckverlauf wurde auch bei solchen Belastungszuständen aufgenommen, bei denen die Leistungs- und Verbrauchsmessungen infolge ihrer längeren Dauer nicht mehr durchgeführt werden konnten. Als Kraftstoff wurde im wesentlichen alkoholfreies Leuna-Benzin, als Zusatzmittel Aethylnitrat verwendet. Weiterhin wurden Versuche mit handelsüblichem Benzin, Aral, Fliegerbenzin der Oktanzahl 87 und Sonderkraftstoff der Oktanzahl 100 durchgeführt.

### 4. Versuchsergebnisse

#### a) Betriebsverhalten

Da ein Anfahren des kalten Motors anfänglich nicht möglich war, wurde er zuerst mit Kerzenzündung warmgefahren und dann auf Selbstzündung umgeschaltet.

Je nach der Zündwilligkeit des verwendeten Kraftstoffes lag die Grenze der Selbstzündung bei höheren und tieferen Betriebstemperaturen. Oberhalb dieser Grenze war ein Dauerbetrieb ohne weiteres möglich. Der Motor lief bei Selbstzündung gleichmäßig hart, und zwar um so härter, je günstiger die Bedingungen für eine

Selbstzündung waren. So ergaben hohe Verdichtungsverhältnisse und die Verwendung sehr zündwilliger Kraftstoffe einen sehr harten Gang und eine so starke Erwärmung des Motors, daß eine Dauerbelastung nicht möglich war. Allgemein konnte beobachtet werden, daß ein Kraftstoff um so leichter in Selbstzündungsbetrieb gefahren werden konnte, je weniger klopfest er ist. Infolge des hart-klopfenden Ganges des Motors traten leicht Ringbrüche und An-fressungen auf, insbesondere am Kolbenboden. Bei Unterschreitung der Selbstzündungstemperatur, die um so niedriger lag, je zündwilliger der verwendete Kraftstoff war, traten Aussetzer auf.

Wurde dem Grundkraftstoff Leuna-Benzin Aethylnitrat in den Grenzen von 1 bis 10 % beigegeben, dann war Selbstzündungsbe-trieb bei allen Verdichtungsverhältnissen von 6,3 bis 13,2 möglich. Ohne Zusatz von Aethylnitrat konnte der Betrieb nicht aufrecht er-halten werden. Je höher dabei die Zugaben von Aethylnitrat waren, desto leichter bzw. bei desto niedrigerer Temperatur ließ sich der Motor bei Selbstzündung betreiben. Ohne Zusatz von Aethyl-nitrat konnte der Betrieb nicht aufrecht erhalten werden.

Weiterhin war Selbstzündung möglich mit einem Gemisch von 45 % Reibenzol und 55 % Eichbenzin mit einer Oktanzahl von 70, und zwar von einer Kerzensitztemperatur von rd. 270° an. Ebenso eig-nete sich Methanol gut für Selbstzündung, und zwar bei einem Mi-schungsverhältnis von 30 % Methanol und 70 % Aral sowie von 50 % Methanol und 50 % Aral. Bei diesen Mischungsverhältnissen, die leistungsmäßig und hinsichtlich des Betriebsverhaltens zufrieden-stellten, war wahrscheinlich Glühzündungsbetrieb vorhanden.

#### b) Leistung und Verbrauch

Für die verschiedenen Gemische von Aethylnitrat mit dem Grundkraftstoff Leuna-Benzin (alkoholfrei) wurden Leistung und Verbrauch bei Fremd- sowie bei Selbstzündung gemessen.

Zum Vergleich dieser Werte mit den bei Kerzenzündung und üblichem Kraftstoff (z.B. Aral) sich ergebenden Werten wurde der Motor zunächst im Zünderbetrieb bei günstiger Vergasereinstellung, Vollast und Bestzündung geprüft. Bild 1 zeigt die Leistungs- und Verbrauchswerte. Der günstigste Verbrauch lag demnach mit 280 g/PSh bei einer Drehzahl von etwa 4000 U/min und die Höchstleistung mit 7,7 PS bei annähernd 5000 U/min.

Der Zusatz von Aethylnitrat ergab im allgemeinen eine mit der Zusatzmenge steigende Verschlechterung der Leistungs- und Verbrauchswerte.

Bild 2 zeigt für das gleiche Verdichtungsverhältnis von 7,7 in Abhängigkeit von der Drehzahl gemessene Leistungswerte für Zusätze von 0; 1; 2; 3; 5 und 10 % Aethylnitrat zu alkoholfreiem Leunabenzin, und zwar sowohl bei Kerzenzündung als auch bei Selbstzündung. Die Drosselklappe wurde hierbei jeweils so weit geöffnet, daß die höchste Leistung während der Meßzeit erreicht wurde, ohne daß Störungen am Motor auftraten. Unter diesen Verhältnissen konnten naturgemäß nicht vollkommen regelmäßige Ergebnisse erzielt werden, zumal es auch nicht gelang, immer bei gleichbleibender Motortemperatur zu fahren. Nach Bild 2 ergibt



1 % Zusatz die geringste Leistungsabnahme gegenüber Fremdzündung und 3 % Zusatz die höchste Leistungsabnahme. Die Leistungswerte für die übrigen Zusatzmengen liegen zwischen diesen beiden Schaulinien. Insgesamt liegen für diese Verdichtung die Werte verschiedener Zusatzmengen sehr nahe beisammen. Die mit Selbstzündung erreichte Höchstleistung ist um rd. 10 % niedriger als der bei Zünderbetrieb entsprechend Bild 1 gemessene Wert.

Bei höherer Verdichtung wurde mit zunehmenden Äthylnitratzusatz die erreichbare Leistung immer kleiner. Das ist im wesentlichen darauf zurückzuführen, daß größere Zusätze von Äthylnitrat höhere Motortemperaturen zur Folge haben. Deshalb durfte zur Vermeidung von Störungen die Drossel immer weniger geöffnet werden.

Der spezifische Verbrauch wächst dementsprechend mit zunehmendem Äthylnitratgehalt an, Bild 3. Der geringste Verbrauch bei 1 % Äthylnitratgehalt liegt um rund 20 % höher als der Mindestwert bei Zünderbetrieb, Bild 1. Für den Verlauf der Verbrauchswerte bei Selbstzündung ist kennzeichnend, daß im Gegensatz zum Zünderbetrieb der Mindestwert des Verbrauchs bei wesentlich höherer Drehzahl liegt. Bis zu der gemessenen Höchstdrehzahl von 5000 U/min nimmt der Verbrauch ab. Der Selbstzündungsbetrieb erscheint also nach den vorliegenden Messungen besonders für den Betrieb mit hohen Drehzahlen geeignet. Dies entspricht den Absichten, das Verfahren bei hohen Drehzahlen anzuwenden.

Die mit gleichem Äthylnitratzusatz erreichbaren Leistungen nehmen mit steigender Verdichtung ab, die Verbände dagegen zu (Bild 4). Im günstigsten Fall ( $\epsilon = 6,3$ , 5000 U/min) ist der spezifische Verbrauch bei Fremd- und Selbstzündung gleich.

### c) Druckverlauf

Der grundsätzliche Verlauf des Brennraumdrucks ist für den üblichen Zünderbetrieb aus Bild 5 ersichtlich.

Zum Vergleich zeigt Bild 6 den grundsätzlichen Druckverlauf bei Selbstzündung. Im Augenblick der Selbstzündung bildet sich ein nahezu senkrechter Drucksprung aus, dessen Höhe je nach den Betriebsbedingungen verschieden ist. Im allgemeinen ergibt sich bei diesem Drucksprung der Höchstdruck als Spitze, worauf der Druck unter heftigen Schwingungen wieder absinkt. Bild 6 stellt den Druckverlauf bei Selbstzündung dar, wie er für einen Dauerbetrieb nicht brauchbar ist. Als weiteren Vergleich zeigt Bild 7 klopfenden Zünderbetrieb. Man stellt für diesen Betriebszustand einen ähnlichen Verlauf wie bei Selbstzündung fest, jedoch mit späterem Drucksprung, geringerem Druckunterschied und weniger heftigen Schwingungen im Druckauslauf.

Der Druckverlauf bei Selbstzündung kann in mehrfacher Hinsicht beeinflusst werden. Bild 8 zeigt für ein Verdichtungsverhältnis von 10,3 die Veränderung des Druckverlaufs durch verschiedene großen Zusatz von Äthylnitrat. Man erkennt die größere Zündwilligkeit bei höherem Äthylnitratzusatz; sie äußert sich deutlich in einem früheren Einsetzen der Selbstzündung. Eine weitere Beeinflussung war insbesondere durch Veränderung der Verdichtung, des Motortemperaturzustandes und der Belastung möglich. Dabei ergaben sich mitunter Betriebsverhältnisse, die darauf

schließen lassen, daß voraussichtlich auch ein wesentlich klopfärmerer oder sogar klopfreier Selbstzündungsbetrieb erreicht werden kann.

Die bei Selbstzündung auftretenden Höchstdrücke waren gegenüber dem Zünderbetrieb, soweit beim Zünderbetrieb kein Klopfen oder Selbstzündung eintrat, durchweg höher und reichten bis zur doppelten Höhe der Werte des Zünderbetriebes.

Die Höchstdrücke waren von jeweiligem Temperaturzustand des Motors, von der Zündwilligkeit des Kraftstoffes, der Drehzahl und dem Belastungszustand abhängig.

Unter sonst gleichen Verhältnissen ergab diejenige Zündwilligkeit den höchsten Druck, für die der Selbstzündungszeitpunkt in der Gegend des oberen Totpunktes lag. Bei sehr großer Zündwilligkeit des Kraftstoffes (10 % Äthylnitratgehalt) erfolgte die Zündung wesentlich vor dem oberen Totpunkt, weshalb der Spitzendruck hier niedriger lag, Bild 8 c.

Mit zunehmender Verdichtung waren infolge des höheren Verdichtungsdruckes die Spitzendrücke erwartungsgemäß höher. Für den Einfluß der übrigen Betriebsgrößen konnte noch keine eindeutige Gesetzmäßigkeit festgestellt werden.

### d) Anfahren des Motors ohne Kerzenzündung

Wie bereits erwähnt, war ein Anfahren des kalten Motors bei alkoholfreiem Leunabenzin mit einem Äthylnitratzusatz bis zu 10 % unmöglich. Nur bei Verwendung zündwilliger Grundkraftstoffe, z.B. Primärbenzin 1), konnte der Motor auch im kalten Zustand mit einer Anwerfdrehzahl von ungefähr 500 U/min angefahren werden, wobei mit niedrigeren Verdichtungen Zusätze von Äthylnitrat bis zu 10 % und mit hohen Verdichtungen solche von ungefähr 2 % notwendig waren. Nach dem Anfahren wurde auf den anderen Kraftstoff umgeschaltet.

Bei dem geschilderten Selbstzündungsbetrieb konnte die Frage entstehen, ob tatsächlich eine Selbstzündung oder aber eine Glüh- oder Restgaszündung vorlag. Dazu kann folgendes gesagt werden:

Bei Kaltstart kann nur Selbstzündung vorgelegen haben. Bei betriebswarmem Motor könnte Glühzündung hauptsächlich durch glühende Elektroden einer abgeschalteten Kerze hervorgerufen werden. Wurde nun die Kerze vom Brennraum abgeschlossen, dann war jedoch kein Unterschied im Verhalten des Motors wahrnehmbar, so daß die Möglichkeit einer Glühzündung zumindest bei niedrigen Betriebstemperaturen ausscheidet. Dagegen muß bei hohen Betriebstemperaturen mit dem nachträglichen Einsetzen von Glühzündungen gerechnet werden. Eine Entzündung des Kraftstoffes an Restgasen scheidet bei dem benutzten Viertaktverfahren aus.

1) Synthetisches Benzin mit geringer Klopfestigkeit

### 3. Zusammenfassung

Die ersten Versuche zur Verwirklichung des Selbstzündungsbetriebes nach den Vorschlägen von Gottlieb Daimler an einem 200 cm<sup>3</sup>-Viertakt-Zündermotor führten zu folgenden Ergebnissen:

Ein Selbstzündungsbetrieb bei Aufbereitung des Kraftstoffes im üblichen Vergaser läßt sich grundsätzlich erreichen. Auch ein Kaltstart ohne Kerzenzündung ist bei Verwendung entsprechender Kraftstoffgemische möglich.

Zur Erhöhung der Zündneigung wurden bis zu 10 % Aethylnitrat einem alkoholfreien Leunabenzin als Grundkraftstoff beigemischt und Leistung, Verbrauch und Verbrennungsdruck bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen zwischen 6,3 und 13,2 gemessen. Der Zusatz von Aethylnitrat erhöhte den Kraftstoffverbrauch und verminderte in gewissen Grenzen die Leistung.

Unter den günstigsten Verhältnissen waren Leistung und Verbrauch bei Selbstzündung um rd. 10 % ungünstiger als bei üblichem Zünderbetrieb. Die auftretenden Höchstdrücke sowie die thermische und mechanische Beanspruchung des Motors waren größer.

Die Ergebnisse der Versuche mit Selbstzündungsbetrieb, die als Auftrag des Reichsverkehrsministeriums zunächst abgeschlossen worden sind, zeigen aber Ansätze, die Erfolg versprechen und daher die Weiterführung der Arbeiten empfehlen.

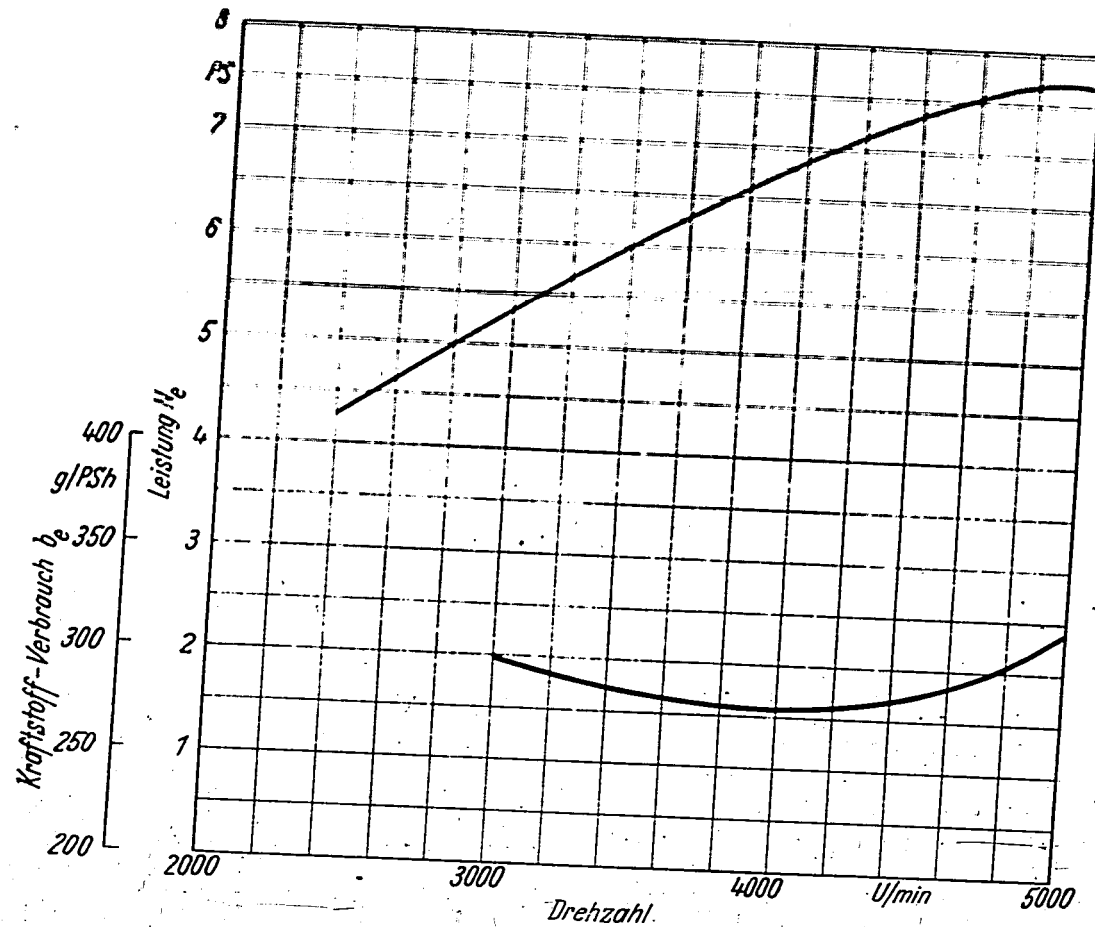


Bild 1. Leistung und Verbrauch bei Kerzenzündung.

Kraftstoff: Aral

Verdichtungsverhältnis: 7,7

Vollast; Bestzündung

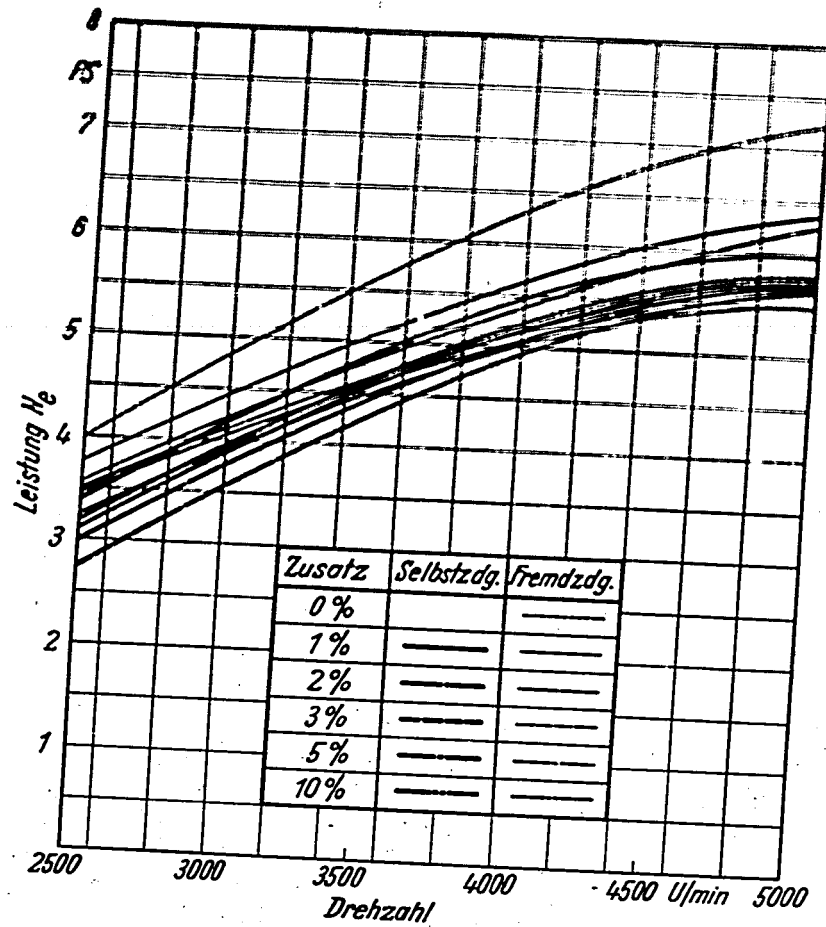


Bild 2. Leistung bei 0 bis 10 % Aethylnitrat-zusatz zu alkoholfreiem Leuna-Benzin bei Fremd- und Selbstzündung und einer Verdichtung von 7,7.

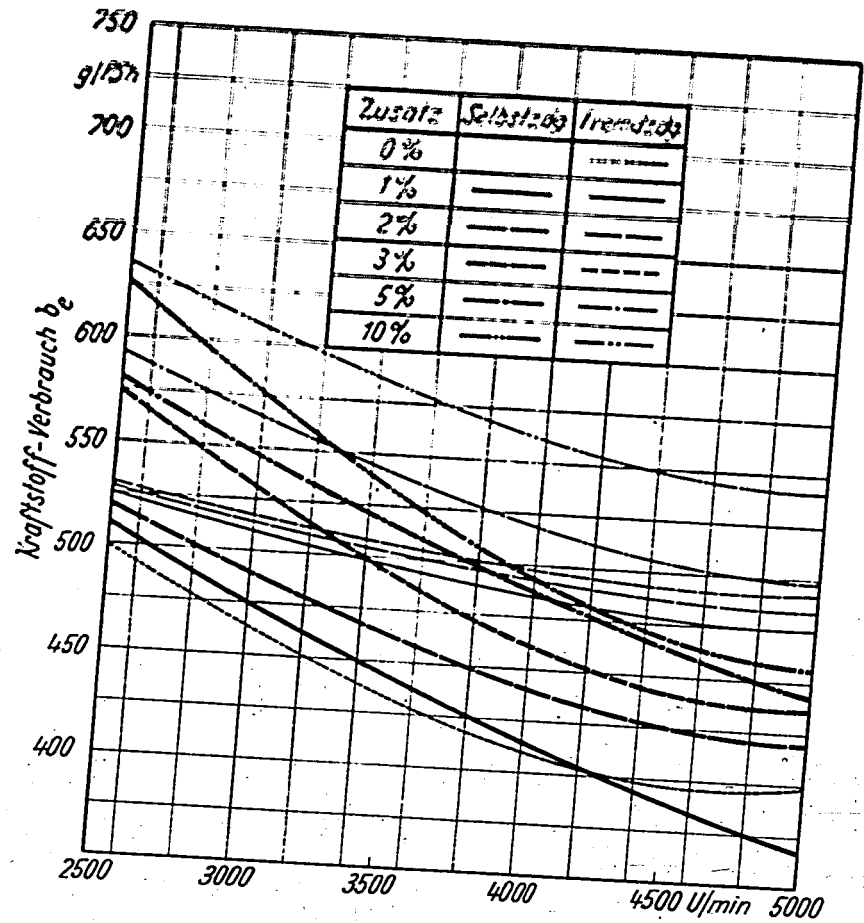


Bild 3. Kraftstoffverbrauch bei 0 bis 10 % Zusatz von Aethylnitrat zu alkoholfreiem Leuna-Benzin bei Fremd- und Selbstzündung und einem Verdichtungsverhältnis von 7,7.

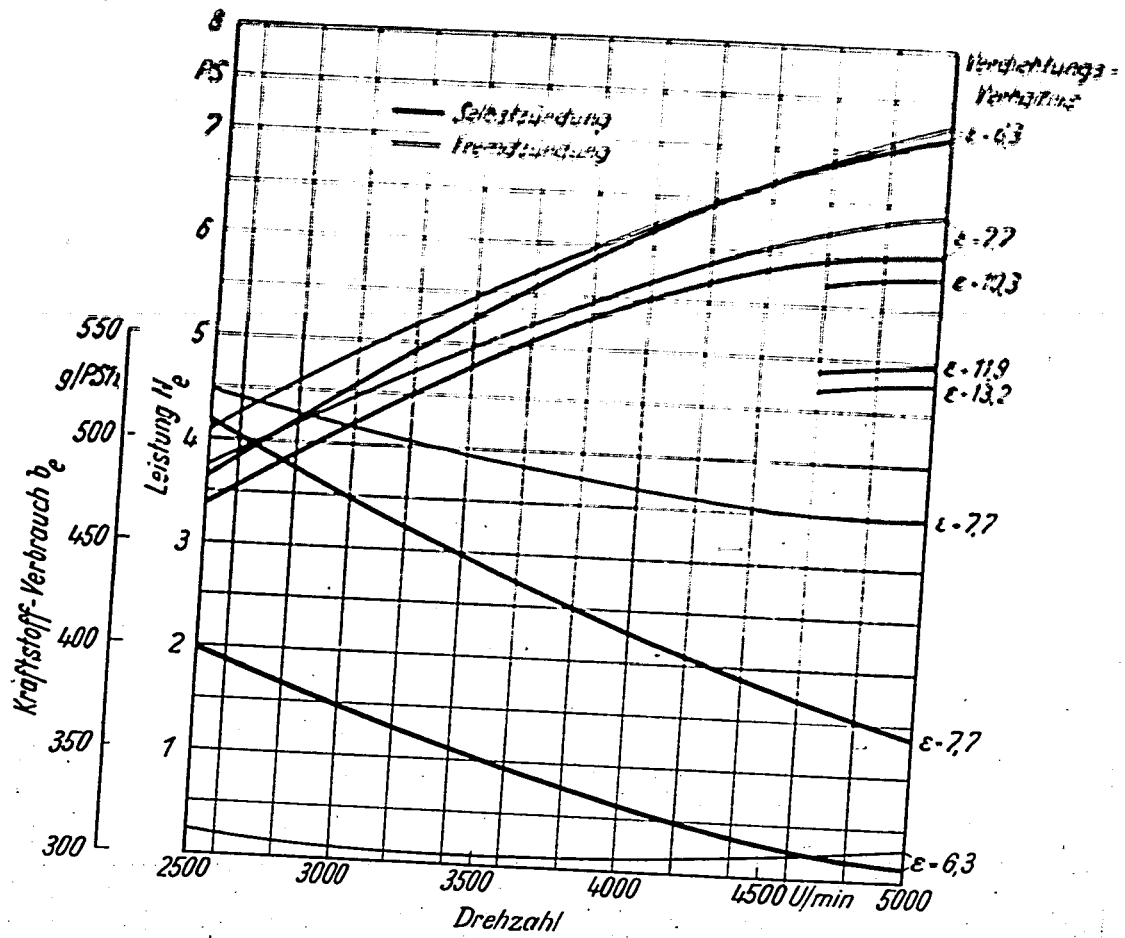


Bild 4. Leistungen und Verbrauchswerte bei 1 % Aethylnitratzusatz zu alkoholfreiem Leunabenzin bei Fremd- und Selbstzündung und verschiedenen Verdichtungsverhältnissen.

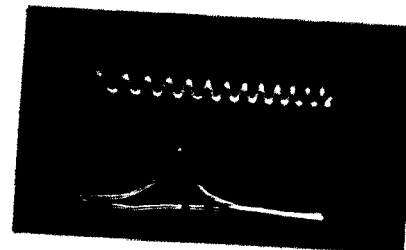


Bild 5. Druckverlauf bei Zünderbetrieb.



Bild 6. Druckverlauf bei Selbstzündung.

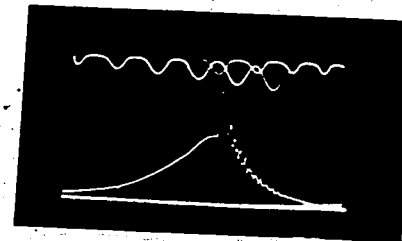
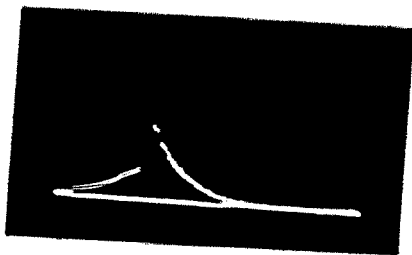


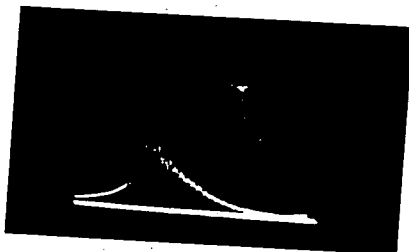
Bild 7. Druckverlauf bei klopfendem Zünderbetrieb.



a 1 % Aethylnitrat



b 5 % Aethylnitrat



c 10 % Aethylnitrat

Bild 8 a, b, c. Einfluß des Zusatzes an Aethyl-  
nitrat auf den Druckverlauf bei  
Selbstzündung  $\epsilon = 10,3$ .

Nur zum Dienstgebrauch im Ge-  
schäftsbereich des Empfängers

SG3

000877

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung

Der Stand der Forschung auf dem Gebiet  
dieselmotorischer Arbeitsverfahren

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

000878

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung  
Der Stand der Forschung auf dem Gebiet  
dieselmotorischer Arbeitsverfahren

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

## 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.

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

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

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



000880

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

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

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

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

Dresden, den 1. Oktober 1940

W. P a u e r .

000881

Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung

gebildet beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21

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

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

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

Gliederung des Arbeitskreises

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

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

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

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

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

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

1. Anwendung des Zweistoffverfahrens beim Dieselmotor . . . . . Prof. Dr.-Ing. Potthoff . 1
2. Versuch mit Flüssig- und Gase-  
torgas-Betrieb des Dieselmotors.  
Zusammenfassung der bisherigen  
Erfahrungen und Versuchsergeb-  
nisse . . . . . Dr.-Ing. habil. Rixmann . 9
3. Wirkungsgrad und Verbrennungs-  
ablauf im Dieselmotor . . . . . Prof. Dr.-Ing. List . . . 25
4. Überladung von Fahrzeugdiesel-  
motoren . . . . . Dipl.-Ing. Ernst . . . . 39
5. Gemischbildung und Verbrennung  
in der Bombe. Wege zur Be-  
herrschung und Steuerung des  
Verbrennungsablaufes bei Ein-  
spritzmotoren . . . . . Dr.-Ing. Blume . . . . . 43
6. Die Versuche bei der Gemisch-  
bildung und Verbrennung im Mo-  
tor und Betrachtungen über die  
Schnellläufigkeit der Motoren . . Dr.-Ing. Ullmann . . . . . 61
7. Neuere Erkenntnisse über Strahl-  
bildung und Strahlzerfall . . . Dr.-Ing. Oschatz . . . . . 95
8. Zündverzugsmessung und Kraft-  
stoffbewertung . . . . . Dipl.-Ing. Ernst . . . . 113
9. Der Dieselmotor mit seitenge-  
steuerten Ventilen . . . . . Dipl.-Ing. Ernst . . . . 119

## 1. Anwendung des Zweistoffverfahrens beim Dieselmotor

Von Prof. Dr.-Ing. Potthoff

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen der Technischen  
Hochschule Hannover

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Bild 8 zeigt Leistung "Ne", mittleren Druck "pe", spezifischen Wärmeverbrauch "W", Ladungswärme "Qd" und Abgastemperatur "ta" für den Betrieb mit Gasöl und mit Gasöl + Butan über der Drehzahl.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß

1. in Abhängigkeit von der Leistung ein Butanzusatz von 20 bis 30 % möglich ist. Dadurch ergibt sich
2. eine Verbesserung der Ladungsausnutzung,
3. eine Leistungssteigerung um bis zu 20 %,
4. eine Drehzahlsteigerung von  $n = 2\ 200$  U/min auf  $n = 2\ 500$  U/min ohne wesentlichen Abfall des Drehmoments,
5. eine Verschiebung der Rauchgrenze nach oben,
6. eine Abgastemperaturerniedrigung um bis zu  $80^\circ$ .
7. Weicherer Lauf bei geringem und mittlerem Butanzusatz, daher
8. ein weniger steiler Druckanstieg.
9. Die Leistungsgrenze bei Rauchfreiheit ergab fast restlose Ausnutzung des Sauerstoffs der Ladung.

10. Bei hoher Belastung machte sich der Butanzusatz im Wärmeverbrauch besonders günstig bemerkbar.
11. Der Gesamtwärmeverbrauch lag bei mittleren und höheren Belastungen bei etwa  $2\ 000$  Kcal/F3, h.
12. Der Zündverzögerung wurde kleiner. Vergl. Bild 4 und 5.
13. Der Wirkungsgrad stieg bis auf fast 32 %.

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

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

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

4  
Omnibusfahrt 30 %. Die Beschleunigung war trotz vermindelter Motorleistung ausreichend. Der Wagen läuft seit Anfang Juli 1940 im normalen Omnibusdienst der Straßenbahn Hannover.

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

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

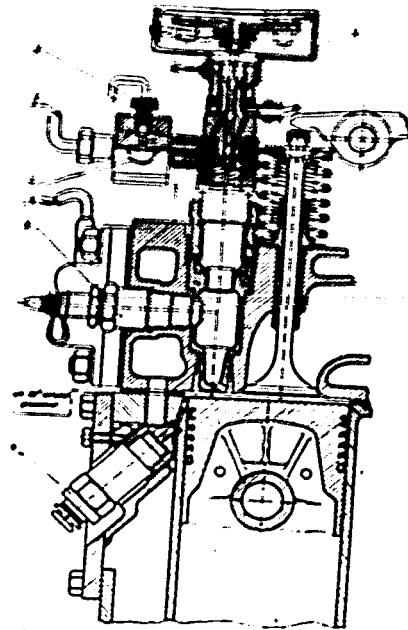


Bild 1

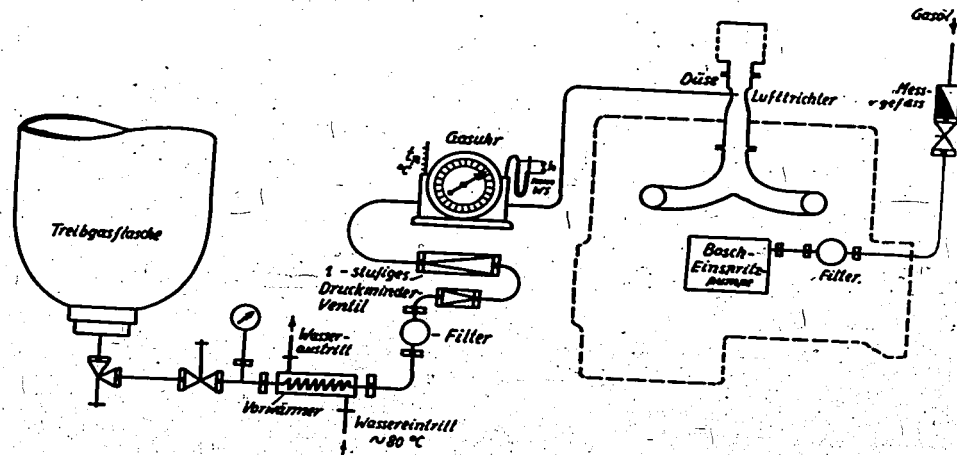


Bild 2. Rohrleitungsplan eines für den Betrieb mit Treibgaszusatz eingerichteten 4-Zylinder-45 PS-Magirus-Dieselmotors.

000886

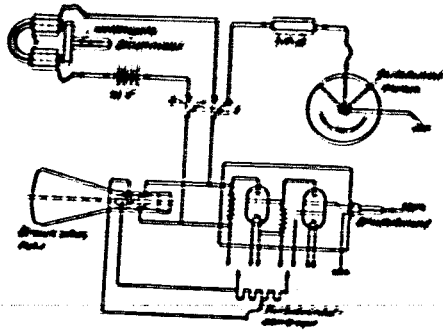


Bild 3. Indizieren eines Magirus-Vorkammer-Dieselmotors: Schaltung zum Aufzeichnen des Verbrennungsdruckverlaufes, der Düsennadelbewegung (ds/dt) und von Kurbelwinkel-Marken mittels Braun'scher Röhre.

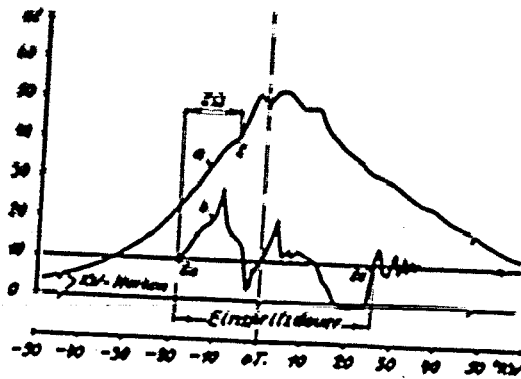


Bild 4

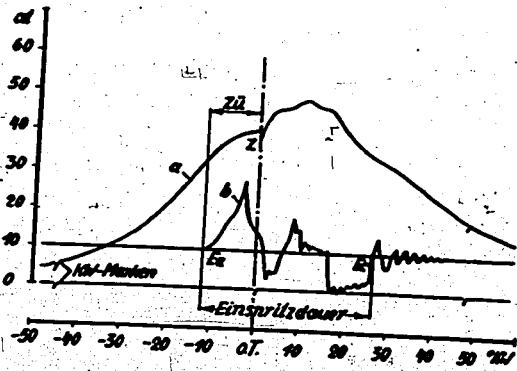


Bild 5

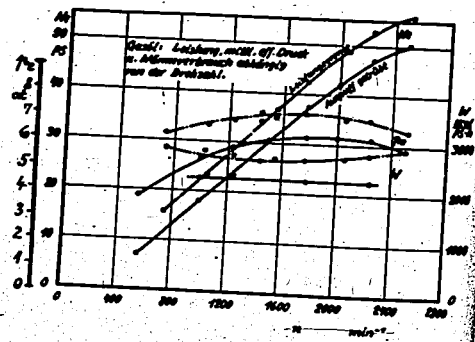


Bild 6

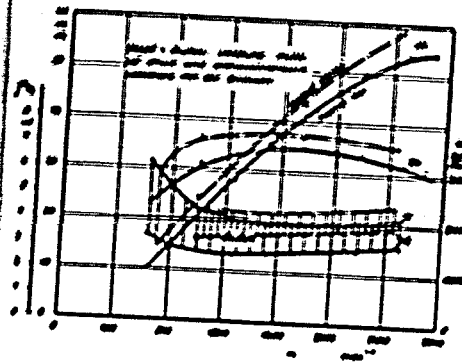


Bild 7

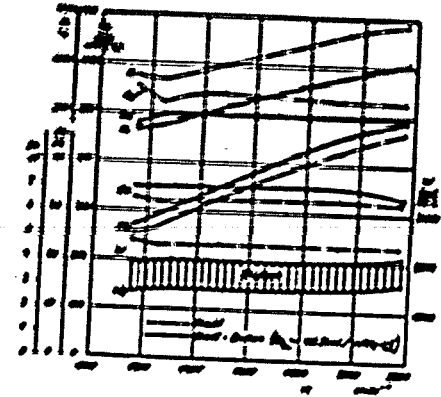


Bild 8. Versuche an der Rauchgrenze mit Gasöl und Gasöl + Butan: Leistung, mittl. effektiver Druck, spez. Wärmeverbrauch, Wärmedichte und Abgastemperatur abhängig von der Drehzahl.

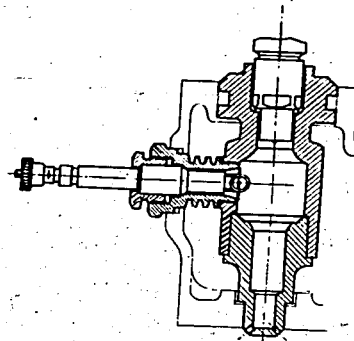


Bild 9

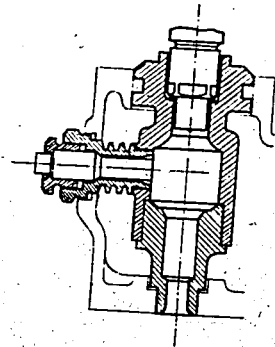


Bild 10

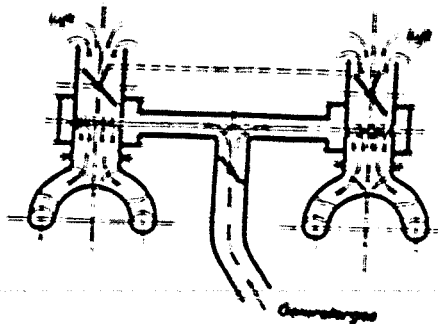


Bild 11

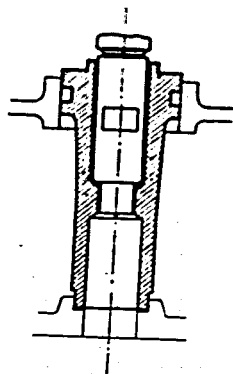


Bild 12

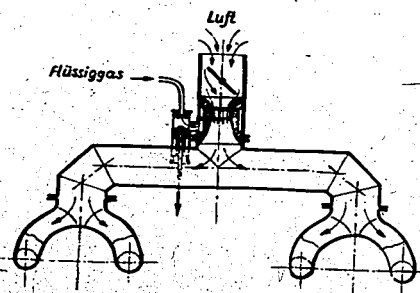


Bild 13

## 2. Flüssig- und Generatorgas-Betrieb des Dieselmotors

### Zusammenfassung der bisherigen Erfahrungen und Versuchsergebnisse

Von Dr.-Ing. habil. R. X M A N N  
 Aus der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin

#### A. Allgemeine Erkenntnisse über die Anwendung des Dieselgasverfahrens

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

1. Umbaumöglichkeit auf Gasbetrieb ohne wesentliche Änderungen am Motor, ohne Zeitverluste und mit nur geringen Material- und Kostenaufwand.
2. Unabhängigkeit von Lieferzeiten für die Umbauteile auf Ottobetrieb (Zylinderkopf, Zündaggregate).
3. Wechselbetrieb: Dieselgasverfahren - reines Dieselverfahren.  
 Hierbei steht, je nach der Bauart, sofort die volle Dieselleistung (bei Einspritzmotoren, Luftspeicher- und Luftkammermotoren) oder eine etwas reduzierte Dieselleistung (etwa 70 % bei umgebauten Vorkammermotoren) zur Verfügung.
4. Wirtschaftlichere Verbrennung des Gases infolge der hohen Verdichtung und damit größere Reichweite mit einer gegebenen Kraftstoffmenge (Speicherflasche bzw. Vorrat an festen Kraftstoffen).
5. Ein Leistungsabfall gegenüber Dieselbetrieb ist bei einzelnen Motortypen überhaupt nicht vorhanden, bei den anderen ist er auf jeden Fall geringer als bei Anwendung des Ottoverfahrens mit einer Verdichtung 1 : 7 bis 1 : 8.  
 Demgegenüber steht die Tatsache, daß stets eine bestimmte Mindestmenge (etwa 20 bis 30 %) des früheren Dieselölverbrauches verbraucht werden muß.

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

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

- in der Klopffestigkeit des verwendeten Gases (obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses),
- in der Notwendigkeit einer sicheren Mündung für alle Betriebsfälle (untere Grenze des Verdichtungsverhältnisses),
- in der zulässigen Drucksteigerung je  $^{\circ}\text{KW}$  mit Rücksicht auf das Triebwerk,
- in der Notwendigkeit, das mittlere Temperaturniveau so niedrig zu halten, daß Glühstellen im Zylinder vermieden werden und sich nicht ein ungesteuerter Verbrennungsablauf einstellen kann. Dies gilt insbesondere für Generatorgas (hierbei obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses).

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

### 1. Flüssiggasbetrieb

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

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

Was die Wirkung des eingespritzten Strahles mit vielfacher Entzündung des Gemisches auf den Verbrennungsablauf anbelangt, so ist anzunehmen, daß als Ursache für den trotz hoher Luftüberschuß-

zahl ruhigen Verbrennungsablauf die gegenüber Kerzenzündung geringere Zündenergie des Zündstrahles anzusehen ist.

Der Unterschied zwischen klopfenden und ruhigen Motor wird beim Vergleich der Abbildungen 1 und 2 klar. Abb. 1 zeigt bei ruhigen Betrieb mit Vollast, während Abb. 2 denselben Zylinder bei einem durch vermehrte Gaszufuhr, also unzulässig verringerten Luftüberschuß, hervorgerufenen Klopfen und sonst gleichen Bedingungen darstellt. Der Vergleich läßt erkennen, daß durch das Anstiege der Zünddruck von 29,5 at auf 54,6 at und der Druckanstiegsabfall gegenüber Dieselmotor beträgt dabei rund 20 %, wodurch auch die absolut niedrigen Zünddrücke zu erklären sind.

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

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

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

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

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

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

## 2. Generatorgasbetrieb

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

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

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

## B. Versuchsergebnisse

### a) Versuchsmotoren und -Fahrzeug

Auf dem Prüfstand wurden bisher folgende Motoren umgebaut und untersucht:

1. 6 Zylinder-Henschel-Motor Typ J  
Bohrung 125 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 11,76 ltr.  
Höchstzahl  $n = 1500$  U/min  
Originalverdichtungsverhältnis  $\epsilon = 1 : 13,8$   
Umbau auf Flüssiggas und Generatorgas (Holz und Holzkohle)

2. 6 Zylinder-MAN-Motor DO 510  
Bohrung 105 mm, Hub 130 mm, Hubvolumen 6,7 ltr.  
Höchstzahl 1800 U/min  
Originalverdichtungsverhältnis  $\epsilon = 1 : 14$   
Umbau auf Flüssiggas

Ferner folgende Fahrzeuge:

3. Daimler-Benz 5 t - Motor Typ OM 79  
Bohrung 115 mm, Hub 165 mm, Hubvolumen 10,22 ltr.  
Höchstzahl 1600 U/min  
Originalverdichtungsverhältnis  $\epsilon = 1,17$   
Umbau auf Generatorgas (Holzkohle)
4. Das gleiche Fahrzeug  
Umbau auf Flüssiggas
5. Henschel 5 t - Motor Typ G  
Bohrung 110 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 9,12 ltr.  
Höchstzahl 1500 U/min  
Originalverdichtungsverhältnis  $\epsilon = 1 : 13,2$   
Umbau auf Generatorgas

### b) Praktische Erfahrungen beim Umbau der Motoren

#### Motoren mit Luftkammer bzw. Luftspeicher

Der MAN-Motor mit Luftkammer mit  $\epsilon = 1 : 14$  benötigte keine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses oder sonst am Verspritzzeitpunktes möglich, wobei sogar volle Leistung, kurzzeitig sogar bis 20 %, Mehrleistung erreichbar war.

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

#### Vorkammer-Motoren

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



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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

### c) Leistung und Verbrauch

#### 1. MAN-Motor DO 530, Düsen normal

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

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

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

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

Das Bild gibt ferner einen Überblick über den Einfluss des konstant eingestellten Reglerstangenweges mit zunehmender Teillast. Hierdurch ergibt sich klar, daß um im Vollast- und Teillastbetrieb gleiche Dieselölanteile zu erhalten, der Reglerstangenweg durch ein Schleppegestänge mit abnehmender Teillast verringert werden muß, sonst tritt bei Teillast notwendigerweise eine Erhöhung des Dieselölanteiles ein, z.B. bei 4,17 mm Reglerstangenweg eine Erhöhung von  $r = 20\%$  bei Vollast auf fast  $40\%$  bei  $45\%$  Last. Durch Schleppegestänge ist jedoch  $r = 20\%$  auch bei  $45\%$  leicht zu halten; der Reglerstangenweg muß dann auf etwa 3,5 mm verringert werden.

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

## 2. Henschel-J-Motor, Düsen normal

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

## 3. Daimler-Benz OM 79 mit Generatorgas (Holzkohle), Düsen DN 1583, 95 at.

Der oben genannte Daimler-Benz-Wagen mit Motor OM 79, umgebaut auf Holzkohlengas, wurde vor Inbetriebnahme auf dem Rollprüfstand untersucht. Die Ergebnisse zeigt Abb. 11. Über

der Wagen Geschwindigkeit sind die Leistungen für Diesel- und Dieseldieselbetrieb sowie der Leistungsverlust dargestellt. Während die schwarze ausgezogene Kurve die Radleistung in reinen Dieseldieselbetrieb darstellt, geben die strichpunktierten Linien die Leistung im Dieseldieselbetrieb an. Als Parameter ist der Dieselölanteil  $r$  eingetragen. Diese Kurven zeigen, daß die erreichte Leistung unmittelbar vom Dieselölanteil  $r$  abhängt. Während bei 12 - 13% Dieselölanteil der Leistungsverlust, an Rad gemessen, zwischen 30 und 40% liegt (entsprechend einem Verlust an Motorleistung von 20 bis 30%), geht dieser bei 30% Dieselölanteil auf 10 - 20% an Rad (d.h. etwa 7 - 15% Verlust an Motorleistung) zurück.

Diese Erscheinung ermöglicht eine Regelung der höchstzulässigen Drehzahl (entsprechend 30 km/h) unmittelbar durch die eingespritzte Dieseldieselmenge, indem bei vollständiger Entlastung des Prüfstandes der Flichkraftregler der Dieselpumpe durch zunehmende Verringerung der eingespritzten Menge die Drehzahlregelung übernimmt. Hierdurch wurde auch eine zusätzliche Vorrichtung erspart, die im Gasbetrieb auch noch die Gasmenge bei Erreichen der Reglerdrehzahl abregelt. Bei Fahrt auf glatter Straße und voll durchgetretenem Gaspedal wird hierdurch die Geschwindigkeit stets konstant auf dem eingestellten Wert beibehalten, wobei allerdings eine unvollständige Verbrennung des Gases bewirkt wird, aber zugleich eine gleichmäßige Belastung des Generators. Dieses Fahrzeug hat inzwischen rund 9000 km, davon rund 7000 km im Betrieb der Reichsbahn, zurückgelegt. Bis auf eine Reinigung und Zylinderkopfdichtungen (doppelte "Diring"-Dichtungen 4 mm hoch) waren einwandfrei.

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

## 4. Daimler-Benz OM 79 mit Flüssiggas, Düsen DN 4S1, 95 at.

Derselbe Wagen im Flüssiggasbetrieb zeigte auf dem Rollprüfstand etwa 20% Leistungsabfall des Motors bei einem Dieselölanteil von 9% bei 26 km/h und 13% bei 38 km/h. Durch Vergrößerung des Dieseldieselanteils konnte die Leistung vergrößert und damit der Leistungsabfall verringert werden.

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

Ohne Anhänger. Gesamtgewicht 10,750 t			
	mittl. Geschw. km/h	Verbr. Dieseldiesel ltr/100 km	Dieseldiesel- anteil $r\%$
Straße	15,30	10,21	32,5
Landstraße	33,45	7,48	22,9
Autobahn	34,37	7,13	23,3

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

Das Bild gibt ferner einen Überblick über den Einfluß des konstant eingestellten Reglerstangenweges mit zunehmender Teillast. Hierdurch ergibt sich klar, daß um im Vollast- und Teillastbetrieb gleiche Dieselölanteile zu erhalten, der Reglerstangenweg durch ein Schleppegestänge mit abnehmender Teillast verringert werden muß, sonst tritt bei Teillast notwendigerweise eine Erhöhung des Dieselölanteiles ein, z. B. bei 4,17 mm Reglerstangenweg eine Erhöhung von  $r = 20\%$  bei Vollast auf fast  $40\%$  bei  $45\%$  Last. Durch Schleppegestänge ist jedoch  $r = 20\%$  auch bei  $45\%$  leicht zu halten; der Reglerstangenweg muß dann auf etwa 5,3 mm verringert werden.

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

## 2. Henschel-J-Motor, Düsen normal

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

## 3. Daimler-Benz OM 79 mit Generatorgas (Holzkohle), Düsen DN 1583, 95 at. Der oben genannte Daimler-Benz-Wagen mit Motor OM 79, umgebaut auf Holzkohlengas, wurde vor Inbetriebnahme auf dem Rollprüfstand untersucht. Die Ergebnisse zeigt Abb. 11. Über

der Wagen Geschwindigkeit sind die Leistungen für Diesel- und Dieselgasbetrieb sowie der Leistungsverlust dargestellt. Während die schwarze ausgezogene Kurve die Radleistung im reinen Dieselbetrieb darstellt, geben die strichpunktierten Linien die Leistung im Dieselgasbetrieb an. Als Parameter ist der Dieselölanteil  $r$  eingetragen. Diese Kurven zeigen, daß die erreichte Leistung unmittelbar vom Dieselölanteil  $r$  abhängt. Während bei 12 - 15% Dieselölanteil der Leistungsverlust, am Rad gemessen, zwischen 30 und 40% liegt (entsprechend einem Verlust an Motorleistung von 20 bis 30%), geht dieser bei 30% Dieselölanteil auf 10 - 20% am Rad (d. h. etwa 7 - 15% Verlust an Motorleistung) zurück.

Diese Erscheinung ermöglicht eine Regelung der höchstzulässigen Drehzahl (entsprechend 30 km/h) unmittelbar durch die eingespritzte Dieselölmenge, indem bei vollständiger Entlastung des Prüfstandes der Plechkraftregler der Dieselpumpe durch zunehmende Verringerung der Plechkraftregler der Dieselpumpe durch zunehmend übernimmt. Hierdurch wurde auch eine zusätzliche Vorrückung der Reglerdrehzahl abregelt. Bei Fahrt auf glatter Straße und voll durchgetretenem Gaspedal wird hierdurch die Geschwindigkeit stets konstant auf dem eingestellten Wert beibehalten, wobei allerdings eine unvollständige Verbrennung des Gases bewirkt wird, aber zugleich eine gleichmäßige Belastung des Generators. Dieses Fahrzeug hat inzwischen rund 9000 km, davon rund 7000 km im Betrieb der Reichsbahn, zurückgelegt. Bis auf eine Reinigung und Zylinderkopfdichtungen (doppelte "Diring"-Dichtungen 4 mm hoch) waren einwandfrei.

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

## 4. Daimler-Benz OM 79 mit Flüssiggas, Düsen DN 451, 95 at. Derselbe Wagen im Flüssiggasbetrieb zeigte auf dem Rollprüfstand etwa 20% Leistungsabfall des Motors bei einem Dieselölanteil von 9% bei 26 km/h und 13% bei 38 km/h. Durch Vergrößerung des Dieselanteils konnte die Leistung vergrößert und damit der Leistungsabfall verringert werden.

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

Ohne Anhänger. Gesamtgewicht 10,750 t

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

Mit Anhänger, Gesamtgewicht 18,370 t

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

Dieses Fahrzeug ist jetzt im Bereich der Reichsbahn eingesetzt und für Flüssiggas mit 65 % Daten (Nichtkraftstoff) eingerichtet.

5. Henschel 0 mit Generatorgas (Holz), Düsen DM 4310, 140 at  
Der Henschel-Motor 0, auf Holzgasbetrieb umgebaut, hatte ein Verdichtungsverhältnis von 14,5. Diese Verdichtungssteigerung erfolgte einfach durch Abschalten der Hauptspeicher, indem die Speicherventile entfernt und dafür Stopfen von der Größe des Hauptspeichers eingeschraubt wurden. Die Mitführung der Speicherventile in einem besonderen Kasten im Wagen ermöglicht es, in kürzester Zeit durch Wiedereinbau der Speicherventile den Original-Dieselmotor wiederherzustellen.

Die Versuchsfahrten ergaben Verbrauchswerte laut untenstehender Tabelle.

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

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

#### d) Mischvorrichtung und Regelung

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

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

#### Zusammenfassung

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

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

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

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

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

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

Daimler-Benz OM 79  
 Diesel-Gas  
 $n = 1280 \text{ U/min}$   
 Förderbeginn  $30^\circ \text{ v.o.T.}$   
 Klopfreier Betrieb

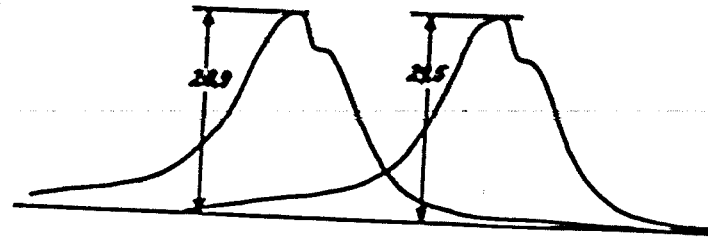


Abb. 1  
 Druckverlauf am Zylinder 1 des Daimler-Benz-Motors OM 79 bei Diesel-Flüssiggasbetrieb (Eichkraftstoff), klopfrei bei richtig eingestelltem Luftüberschuß  
 Dieselölanteil  $x = 10 \%$

Daimler-Benz OM 79  
 Diesel-Gas  
 $n = 1280 \text{ U/min}$   
 Förderbeginn  $30^\circ \text{ v.o.T.}$   
 Klopfender Betrieb

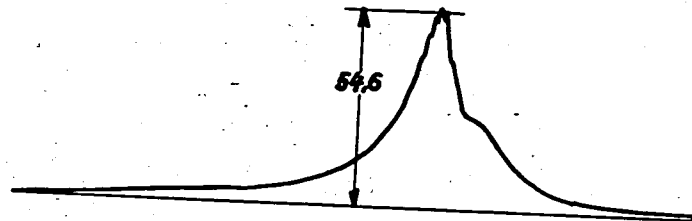


Abb. 2  
 wie Abb. 1, jedoch klopfender Betrieb durch zu kleinen Luftüberschuß

MAN D 0530  
 Diesel-Gas  
 $n = 1200 \text{ U/min}$   
 Förderbeginn a)  $= 30^\circ$ , b)  $= 34^\circ \text{ v.o.T.}$   
 Dieselölanteil konstant

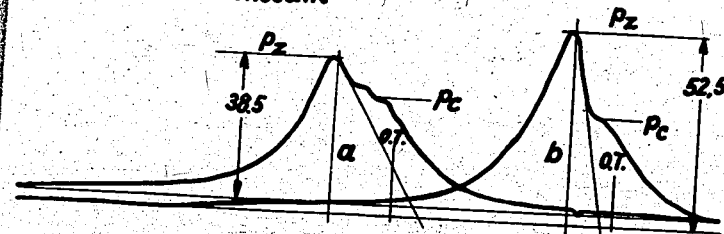


Abb. 3  
 Druckverlauf in der Luftkammer von Zylinder 6 des MAN-Motors D0 530 bei Diesel-Flüssiggasbetrieb (handelsübliches Flüssiggas) bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten  
 a) Klopfreier Betrieb bei  $30^\circ \text{ v.o.T.}$  Förderbeginn  
 b) klopfender Betrieb bei  $34^\circ \text{ v.o.T.}$  Förderbeginn

**MAN D 0530**  
 Diesel-Gas  
 n = 1400 U/min  
 a) ohne Abgaszusatz, b) mit Abgaszusatz  
 Die Winkelteil konstant

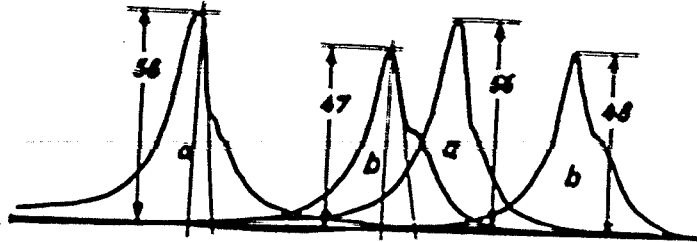


Abb. 4 wie Abb. 3, jedoch bei konstantem Einspritzzeitpunkt mit und ohne Abgaszusatz  
 a) klopfender Betrieb ohne Abgaszusatz  
 b) kloppfreier Betrieb mit rd. 12 % Abgaszusatz

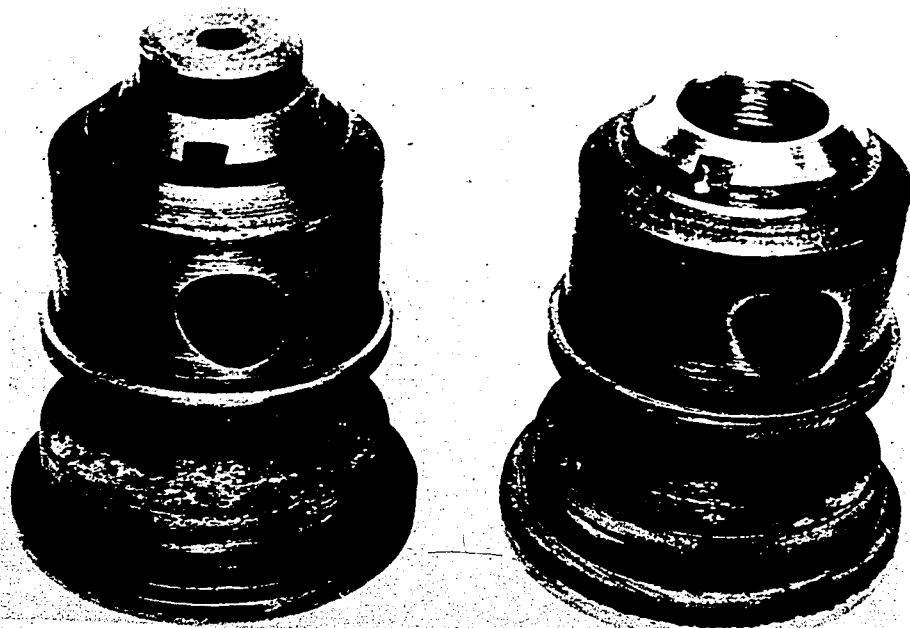


Abb. 5. Vorkammern vom Daimler-Benz OM 79  
 rechts - für Dieselgasbetrieb hergerichtet  
 links - im Originalzustand

Abb. 6  
 Zylinderkopf-  
 dichtung und Zy-  
 linderkopf von  
 Daimler-Benz  
 OM 79 im Ver-  
 suchsstadium  
 bei Zylinder 6  
 ist infolge un-  
 genügenden An-  
 pressdruckes bei  
 klopfendem Be-  
 trieb das Dich-  
 tungsmaterial  
 herausgedrückt  
 worden;  
 bei Zylinder 5  
 blieb die Dich-  
 tung unbeschä-  
 digt.

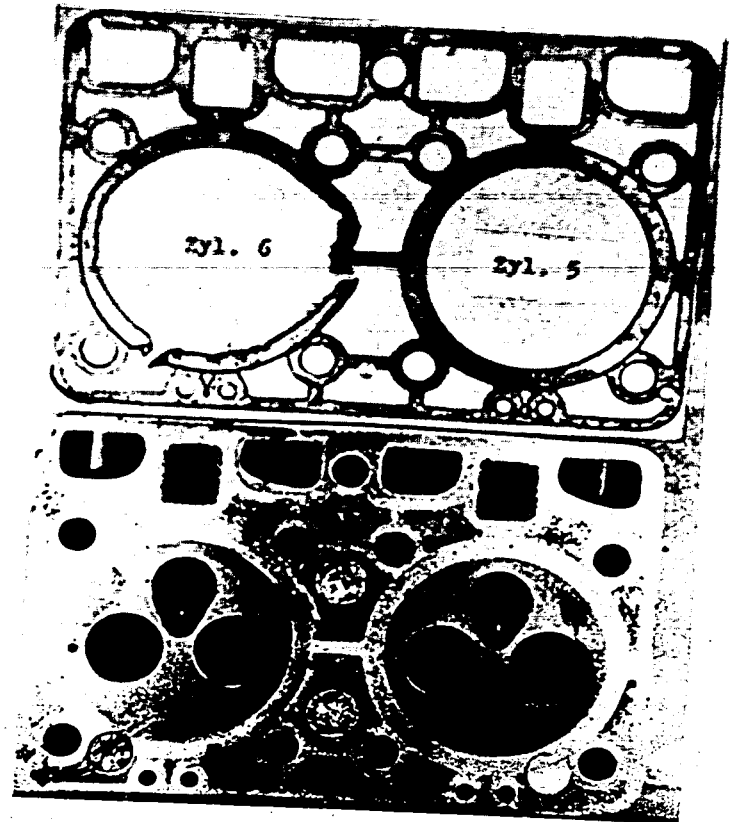
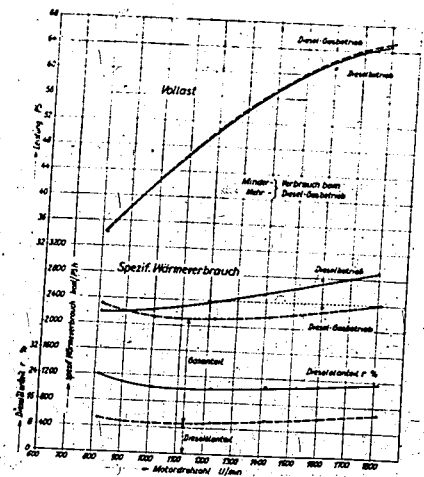


Abb. 7. Leistung, spezif. Wärme-  
 verbrauch und Dieselölanteil in  
 Abhängigkeit von der Drehzahl im  
 Diesel- und Diesel-Gasbetrieb.  
 Motor: MAN - D 0530  
 Kraftstoff: 1. reiner Dieselbetrieb  
 Dieselkraftstoff II  
 2. Diesel-Gasbetrieb  
 Dieselkraftstoff II  
 u. Flüssiggas



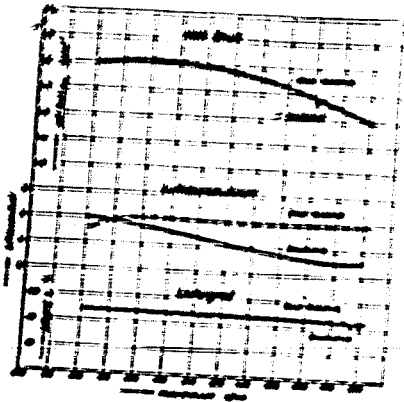


Abb. 8. Mittlerer Druck, Luftüberschußzahl und Liefergrad in Abhängigkeit von der Drehzahl in Diesel und Diesel-Gasbetrieb.  
 Kraftstoff: 1. reiner Dieselbetrieb Dieselkraftstoff II  
 2. Diesel-Gasbetrieb Dieselkraftstoff II u. Flüssiggas  
 Motor: MAN D 0530

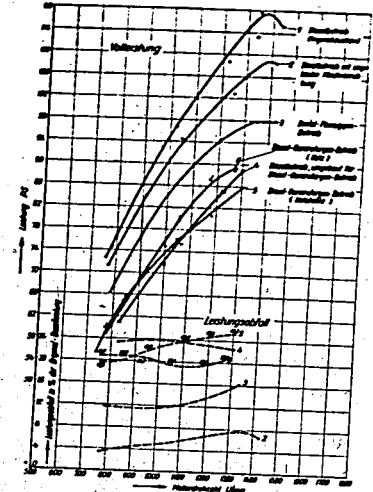


Abb. 10. Volleistung und Leistungsabfall in % bei Diesel-Flüssiggasbetrieb und Diesel-Generatorgasbetrieb in Abhängigkeit von der Drehzahl.  
 Motor: Henschel, 125mm Ø Bohrung, 160mm Hub, 1178 L Hubvolumen

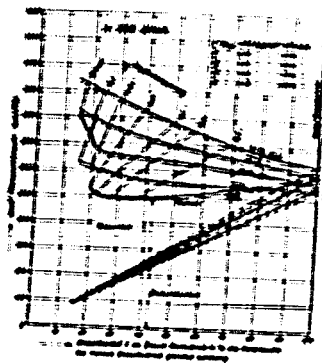


Abb. 9. Spezif. Wärmeverbrauch bei versch. Belastungen in Abhängigkeit vom Dieselölanteil bei Diesel-Flüssiggas-Betrieb für  $n = 1000$  U/min.  
 Kraftstoff: Dieselkraftstoff II und Flüssiggas  
 Motor: MAN D 0530

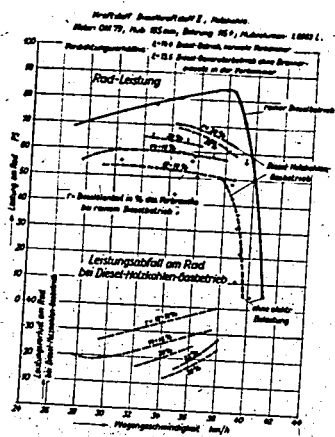


Abb. 11. Radleistung und Leistungsabfall bei Diesel-Generatorgasbetrieb gegen reinen Dieselbetrieb auf dem Wagenprüfstand in Abhängigkeit von der Wageneschwindigkeit (Mercedes Typ, L 5000; Holzbleiben-Generator, Nisco HW 2)

3. Wirkungsgrad und Verbrennungsablauf im Dieselmotor

Von Prof. Dr.-Ing. List  
 Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz

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

Der vollkommene Motor stellt, wie bekannt, das unerreichbare Ziel der Entwicklung im Motorenbau dar. Er verwirklicht den läufig mit dem Arbeitsverfahren verbunden sind, und gibt den Maßstab für die Güte des wirklichen Motors. Bei neuzeitlichen Motoren liegt der Gütegrad zwischen 70 und 80 %, d. h. dieser Bruchteil der im vollkommenen Motor aus der gleichen Brennstoffmenge ersatzlichen Verluste im wirklichen Motor geleistet. Die zu erheblichen und daher die für den vollkommenen Motor entwickelten Zusammenhänge mit recht guter Annäherung auch für den wirklichen Motor gültig.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Für konstanten Höchstdruck und verschiedene Verdichtungsverhältnisse sowie einer zulässigen Geschwindigkeit des Druckanstie-

ges von  $\frac{dp}{dt} = 2 \text{ at/KV}$  sind die in Bild 7 dargestellten Brenngesetze erforderlich. Diese stellen die Idealform des Brenngesetzes mit gemischter Verbrennung dar und sind dann anzustreben, wenn aus irgendwelchen Gründen (a. B. verminderten Höchstdruck bei Teillasten) Gleichdruckverbrennung nicht erwünscht ist.

Die bisherigen Ausführungen galten für den selbstansaugenden Motor mit einem Anfangsdruck von  $0,95 \text{ kg/cm}^2$ . Zieht man auch eine Veränderung des Anfangsdruckes in Betracht, demnach also Aufladung und theoretisch auch Drosselung, so zeigt sich aus Bild 8, daß der erreichbare Mitteldruck bei festgelegtem Höchstdruck ganz außerordentlich vom Brenngesetz abhängt. Mit Gleichdruckverbrennung lassen sich bei erträglicher Triebwerksbeanspruchung hohe Mitteldrücke erzielen.

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

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

1. Durch eine verbesserte Beherrschung des Verbrennungsablaufs sind Diagramme mit geringer Drucksteigerung gegenüber dem Verdichtungsdruck anzustreben.
2. Durch Entwicklungsarbeit vor allem an den Lagern und am Triebwerk sind die zulässigen Höchstdrücke im Zylinder hinaufzusetzen.

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

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

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

1. Aus den Verlusten durch unvollkommene Verbrennung. Diese waren bei den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen im allgemeinen klein und werden daher in der Darstellung vernachlässigt.
2. Durch die Verluste infolge des nicht zeitgerechten Ablaufs der Verbrennung. Als Vergleichsprozeß nimmt man den Gleichraumprozeß an, der den höchsten Wirkungsgrad bei gegebenem Verdich-



Wirkungsgrad gibt. Die verhältnismäßige Abminderung des Wirkungsgrades durch den von der Gleichraumverbrennung abweichenden Verlauf kann als Gleichraumgrad  $\eta_g$  bezeichnet werden.

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

- die Menge der übergegangenen Wärme als Maß für die Wärmebelastung der Bauteile der Maschine während der Arbeitsvorgänge,
- die Wirkungsgradverminderung, die man ebenfalls als Verhältniszahl  $\eta_w$  einführt und als Wandwirkungsgrad bezeichnet.

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

Der Innenwirkungsgrad ist demnach:

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_g \cdot \eta_w - \Delta\eta_s$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

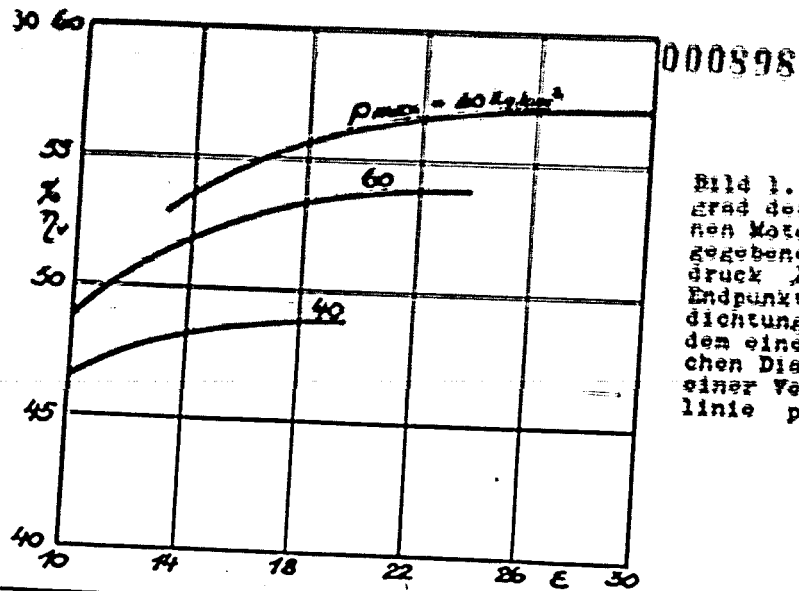


Bild 1. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors  $\eta_v$  bei gegebenem Höchstdruck  $\lambda = 1,4$ . Endpunkt der Verdichtung entspricht dem eines wirklichen Diagramms mit einer Verdichtungsline  $p \cdot v^{1,3} = \text{konst.}$

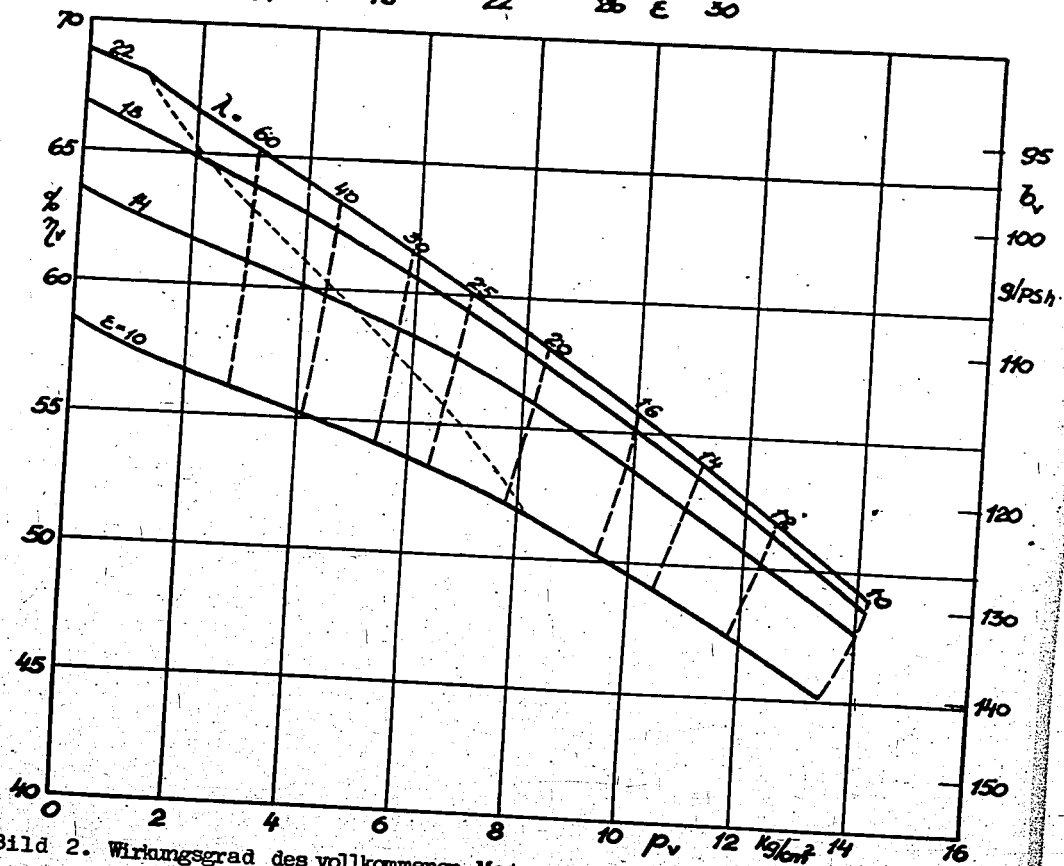


Bild 2. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors  $\eta_v$  bei einem Höchstdruck von  $60 \text{ kg/cm}^2$

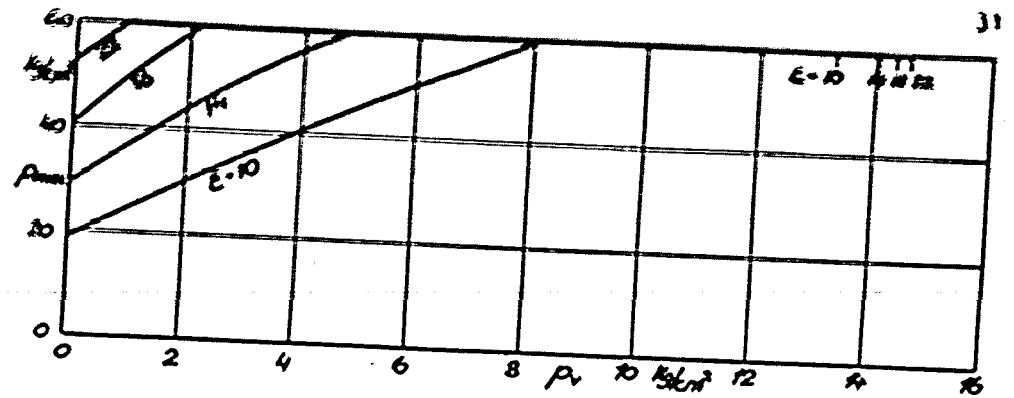


Bild 3. Verlauf des Höchstdruckes bei Teillasten.

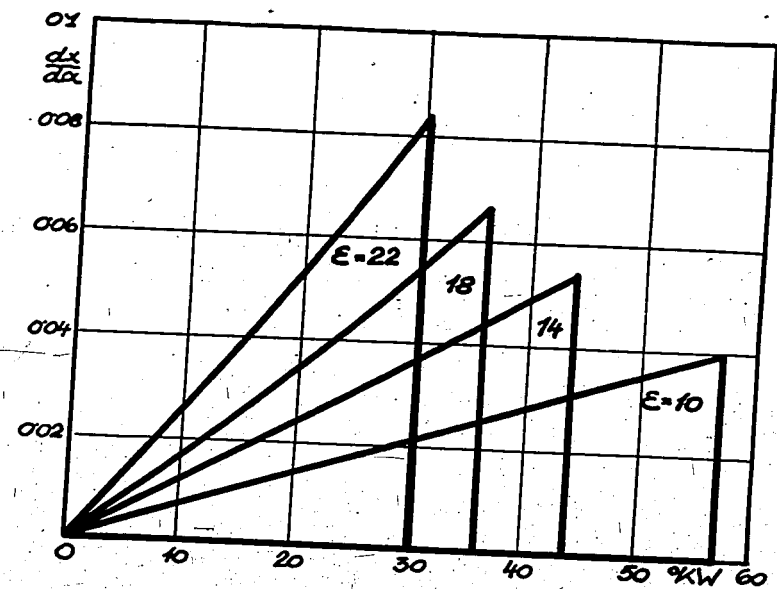


Bild 4. Brenngesetze für Gleichdruckverbrennung.

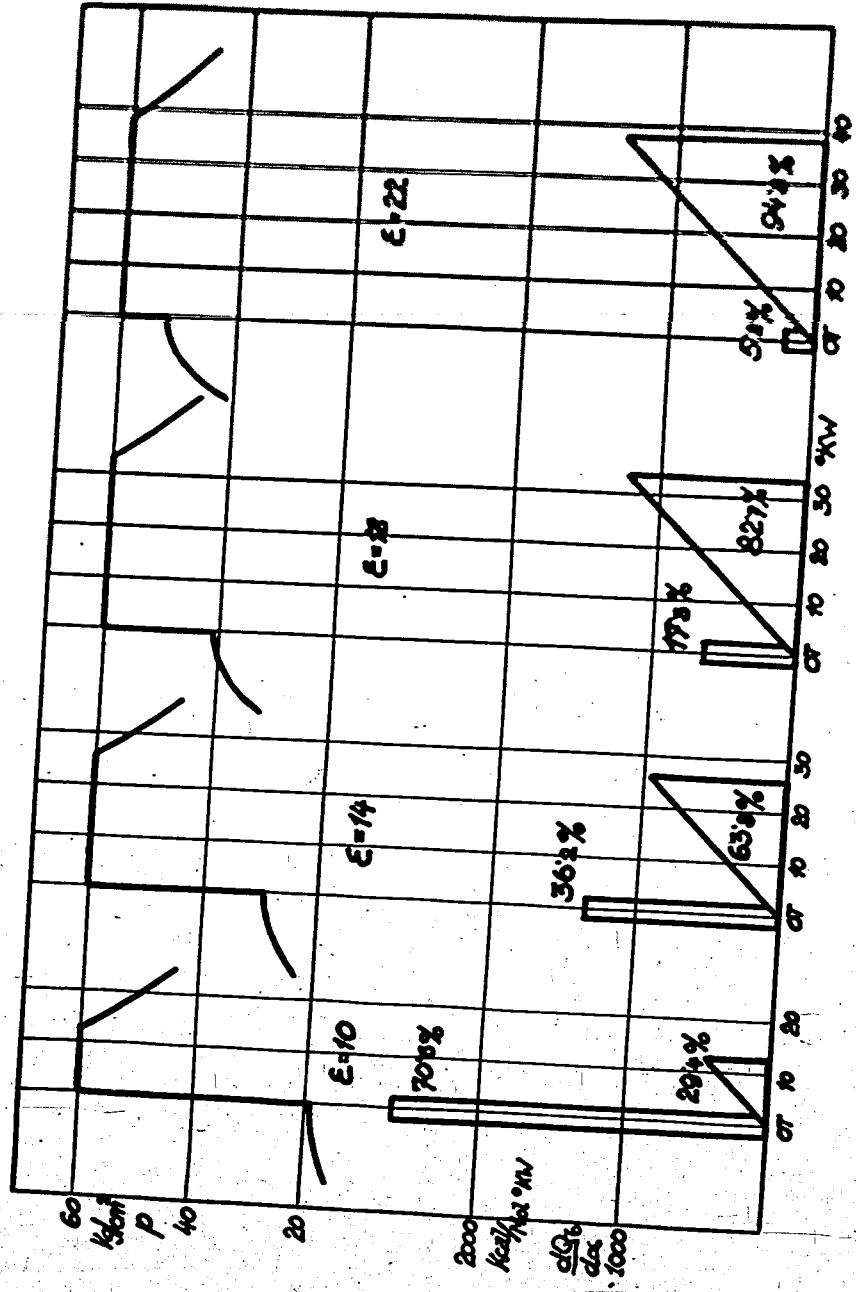


Bild 5. Druckverlauf und Brenngesetz für gemischte Verbrennung mit einem Höchstdruck von 60 kg/cm<sup>2</sup>.

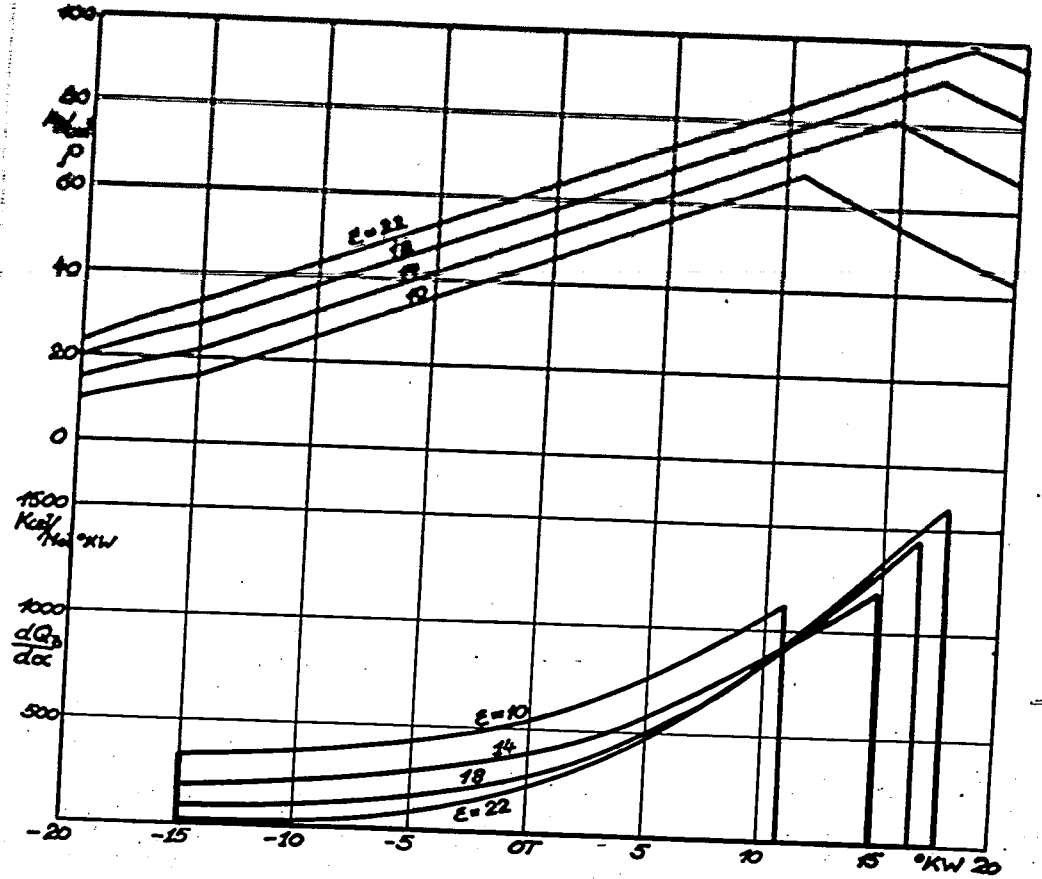


Bild 6. Brenngesetze mit konstantem Druckanstieg  $\frac{dp}{d\alpha} = 2 \text{ at}/^\circ\text{KW}$ .

000900

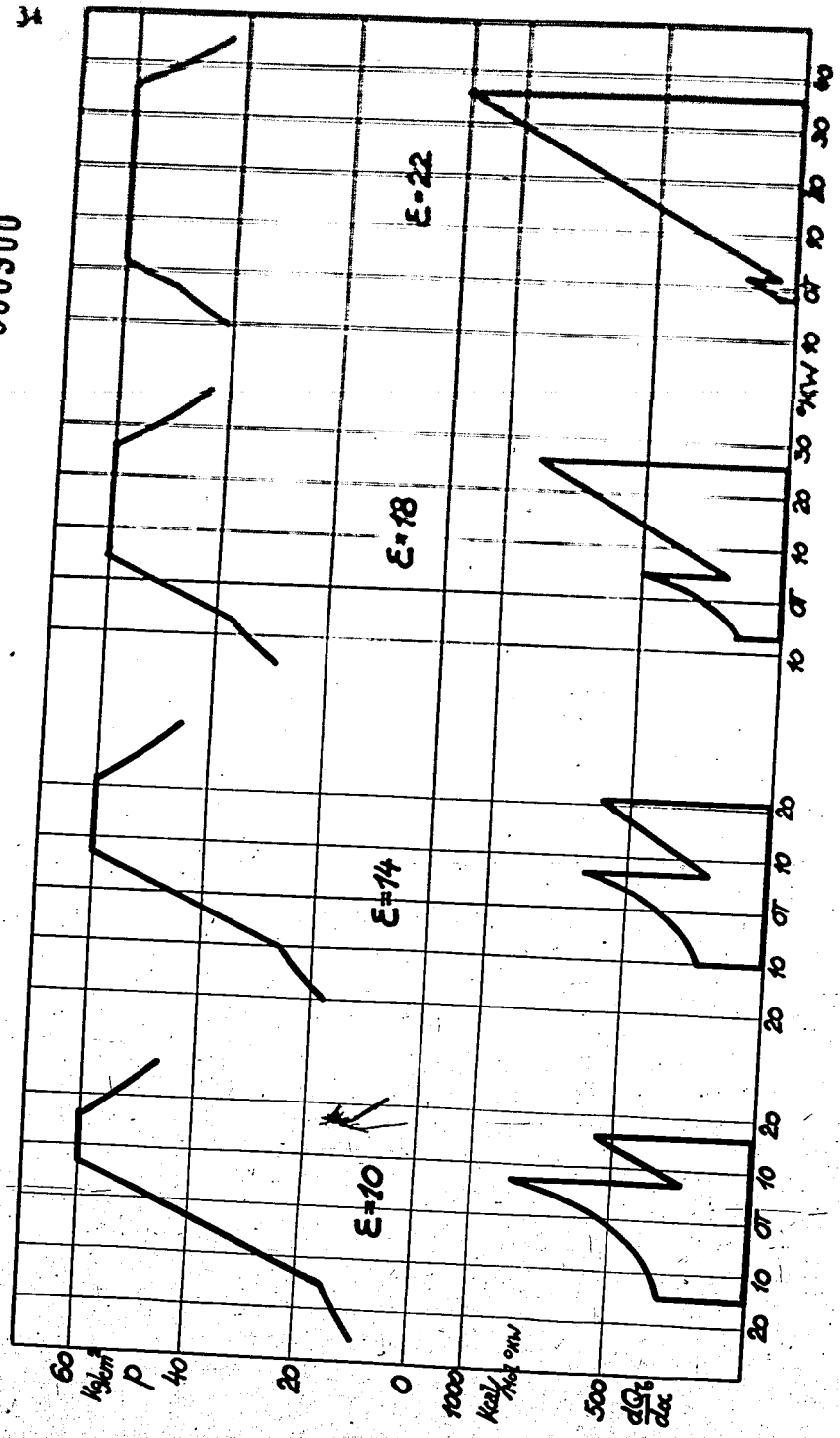


Bild 7. Brenngesetze mit konstantem Druckanstieg  $\frac{dp}{d\alpha} = 2 \text{ at}/^\circ\text{KW}$  und Gleichdruckteil.

000901

Bild 8. Mitteldruck des vollkommenen Motors  $p_m$  und Anfangsdruck der Verdichtung  $p_1$  bei Gleichraum- und Gleichdruckverbrennung mit einem Höchstdruck  $p_{max} = 60 \text{ kg/cm}^2$ .

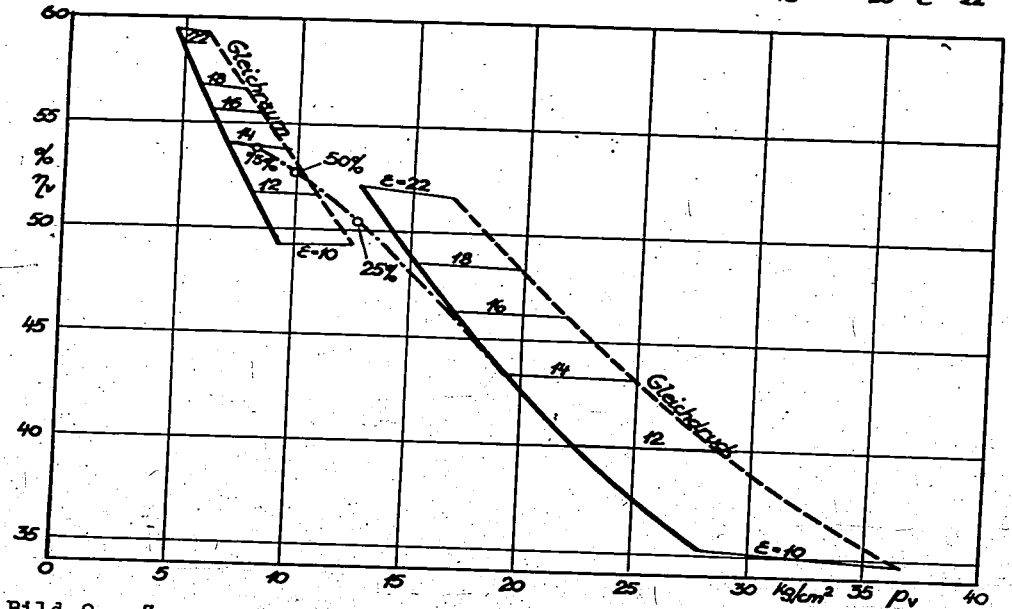
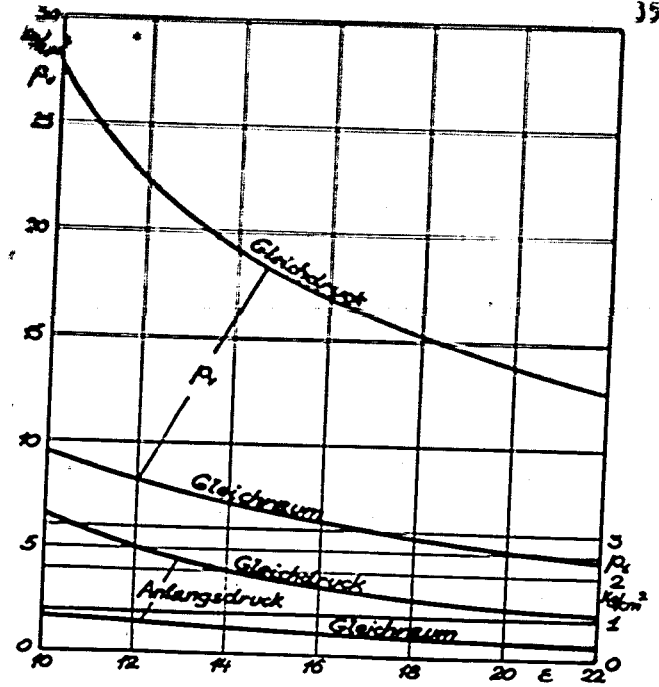


Bild 9. Zusammenhänge zwischen  $\eta_v$  und  $p_1$  für einen Höchstdruck von  $60 \text{ kg/cm}^2$  und  $80 \text{ kg/cm}^2$ . Die Zahlen bei den Punkten auf den strichpunktierten Linien ( $\epsilon = 14$ ) bedeuten den Anteil an der Gesamtwärme, der durch die Gleichraumverbrennung erzeugt wird.

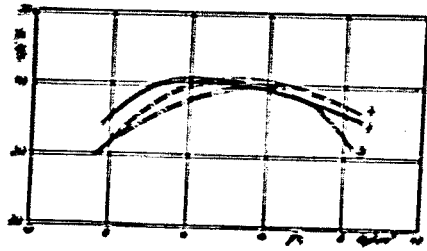


Bild 10. Innenwirkungsgrade  $\eta_i$ .

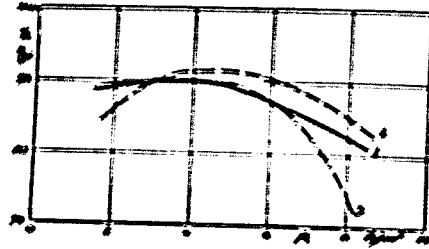


Bild 11. Gleichraumgrade  $\eta_{el}$ .

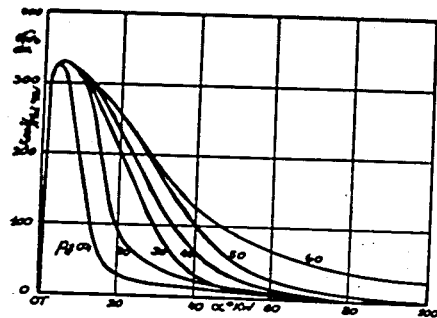


Bild 12. Brenngesetze bei Teillasten ( $p_e = 0,4 + 6 \text{ kg/cm}^2$ ). Vorkammer mit  $\epsilon = 18$ .

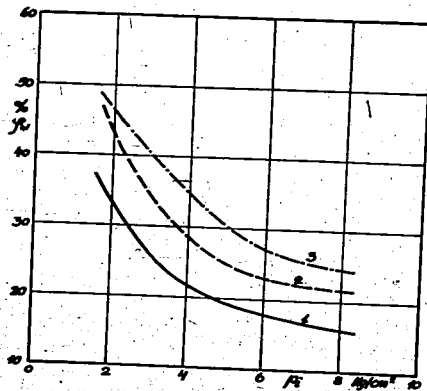


Bild 13. Während der Arbeitsvorgänge an die Wände übertragene Wärme in Bruchteilen  $\varphi_w$  der Verbrennungswärme.

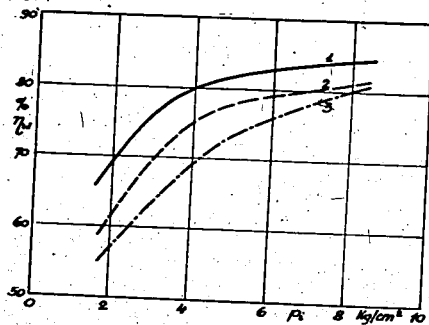


Bild 14. Wandwirkungsgrade  $\eta_w$ .

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

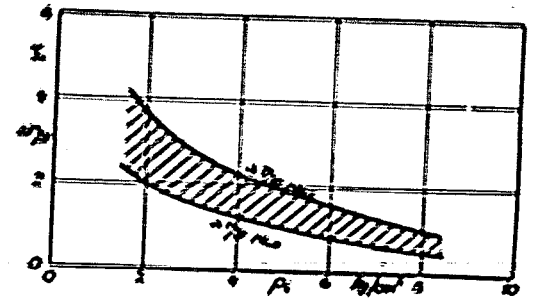
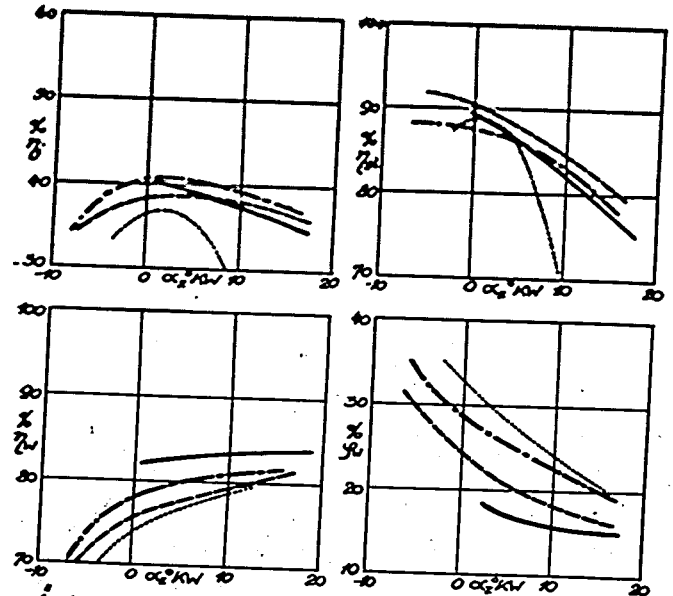
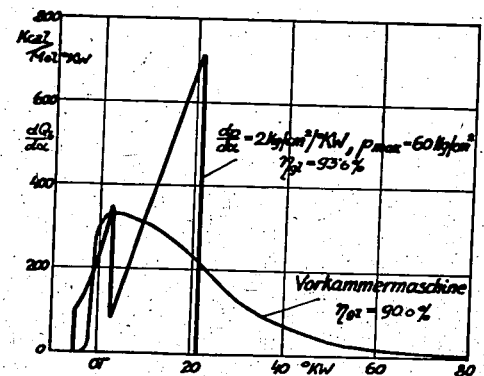


Bild 16. Teilwirkungsgrade bei Anordnung des Zündzeitpunktes.  $p_e = 4,0 \text{ kg/cm}^2$ .



Änderung des Zündzeitpunkts.  $p_e = 4,0$ . 1—Direkte Einspritzung, 2—Wirkkammer, 3—Vorkammer, 4—Luftspeicher.

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



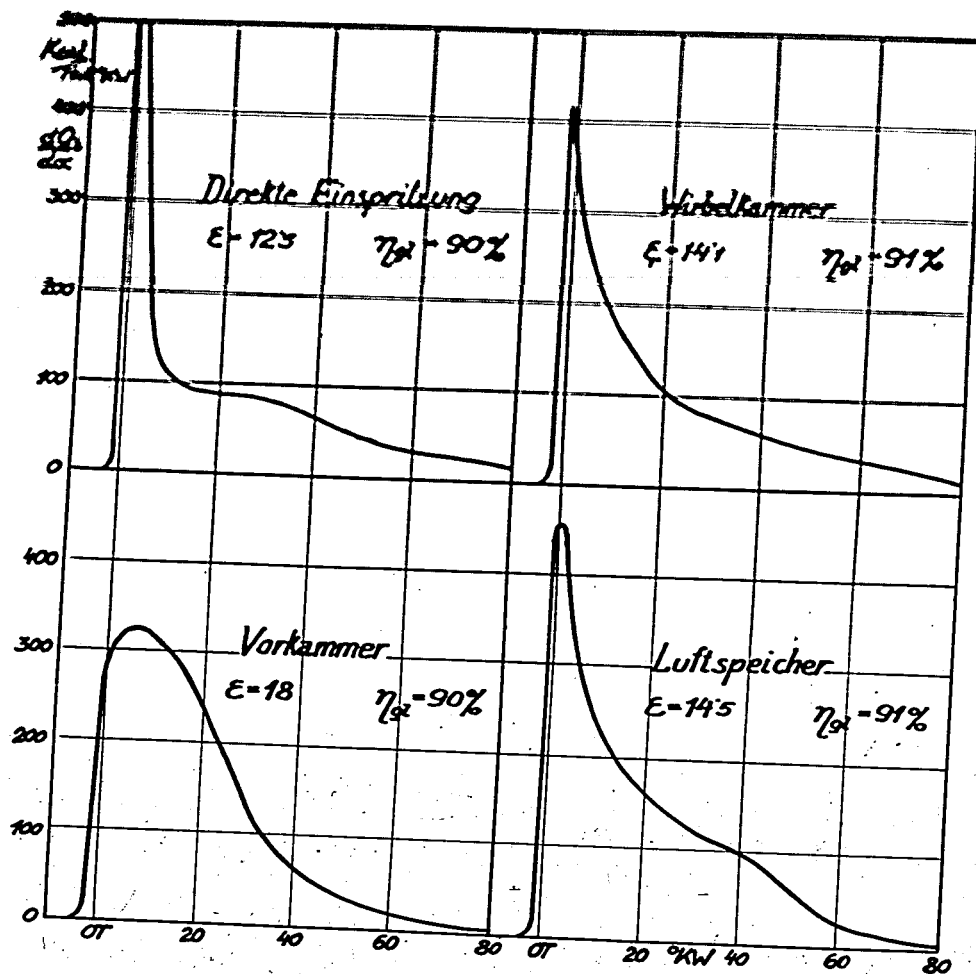


Bild 17. Brenngesetze für  $p_i = 5,8 \text{ kg/cm}^2$ .

#### 4. Überladung von Fahrzeugdieselmotoren

Von Dipl.-Ing. E r n e t

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

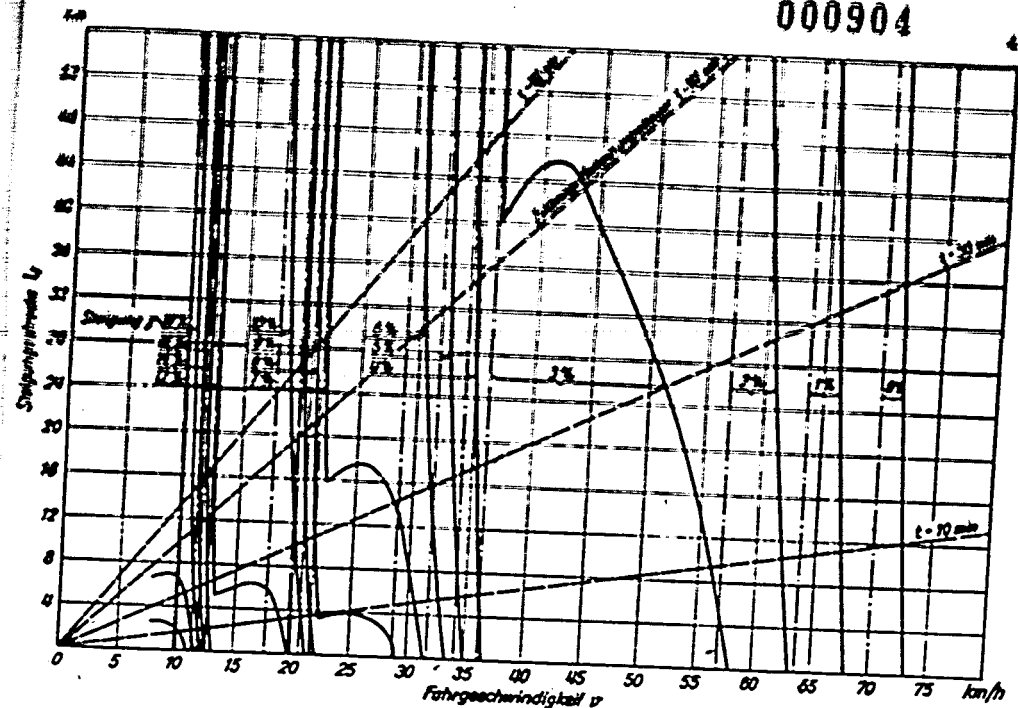


Bild 1. Geschwindigkeitserhöhung bei kurzzeitiger Leistungserhöhung.

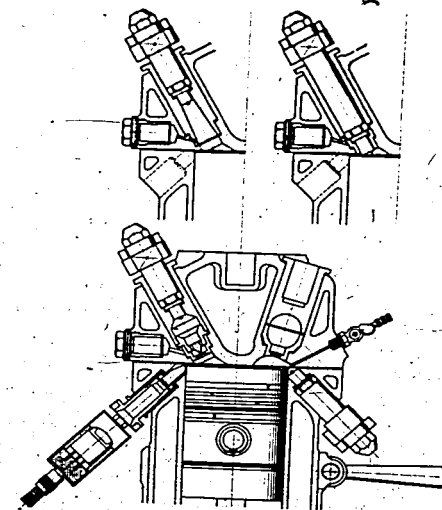


Bild 2. Verbrennungsverfahren im FKFS-Dieselprüfmotor.

## 5. Gemischbildung und Verbrennung in der Bombe

### Weg zur Beherrschung und Steuerung des Verbrennungsablaufes bei Einspritzmotoren

Von Dr.-Ing. Blume

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

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

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

Es soll deshalb gezeigt werden,

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

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

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



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

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

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

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

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

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

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

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

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

Grundsätzlich ist über die Erscheinungen beim Aufspritzen folgendes zu sagen:

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

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

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

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

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

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

Die Durchbrennzeit beim Aufspritzen in ruhender Luft ist noch um etwa 30 % größer als beim freien Strahl, da hier dem Strahl die Ausdehnung nach der Wandseite verwehrt ist. Auch zeigt sich hier wieder der Zusammenhang, daß mit kleiner werdendem Zündverzug die Durchbrennzeit ansteigt. Infolge des Zusammenhanges zwischen Zündverzug und Wandtemperatur erfolgt mit steigender Wandtemperatur eine weitere Zunahme der Durchbrennzeit. Wir sehen aus diesen Ergebnissen, daß gerade bei der Wandberührung, also besonders bei kleinen Schnellläufern und bei unterteilten Brennräumen eine schnell-

le und gesteuerte Umsetzung des Kraftstoffes bei den heute handelsüblichen Düsen nur eine Frage der Luftführung ist.

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

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

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

#### 1. beim Dieselmotor:

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

#### 2. beim Einspritzzündermotor:

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

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

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

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

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

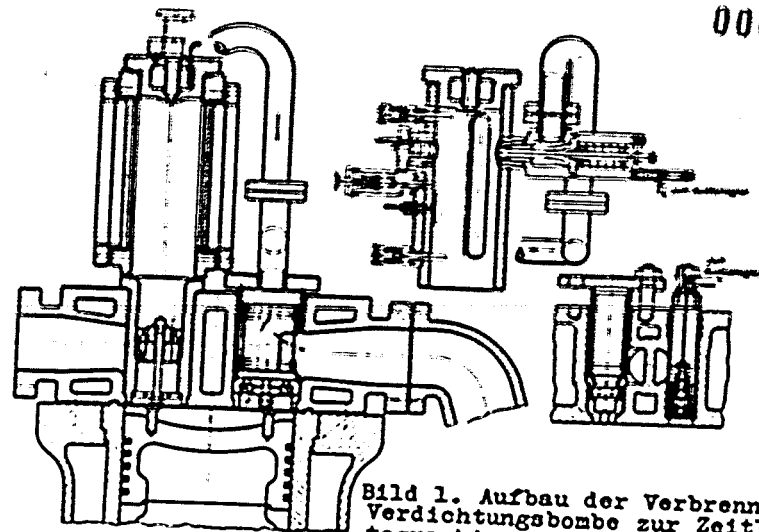


Bild 1. Aufbau der Verbrennungsbombe. Verdichtungsbombe zur Zeitlupenphotographie von Brennstoffstrahlen unter motorischen Bedingungen.

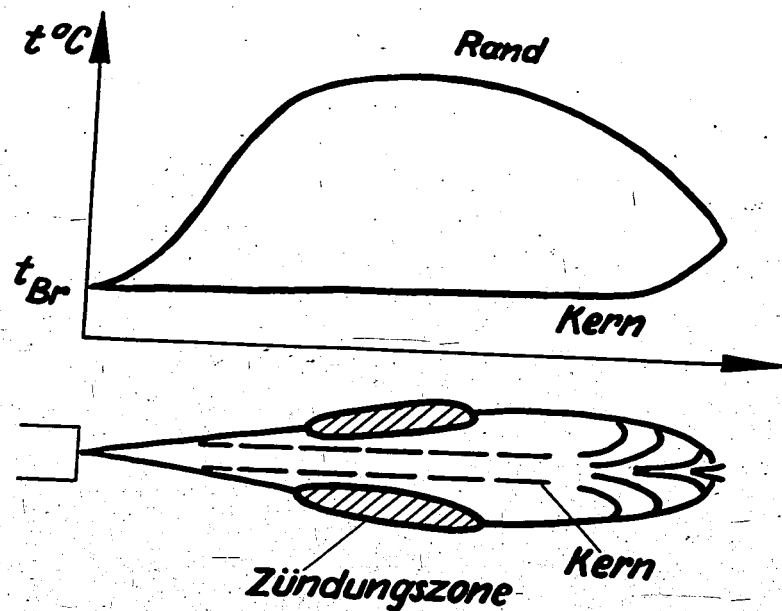


Bild 2. Temperaturverlauf am Strahl. Strahlaufbau und Zündzone am Strahl der Einlochdüse.



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



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

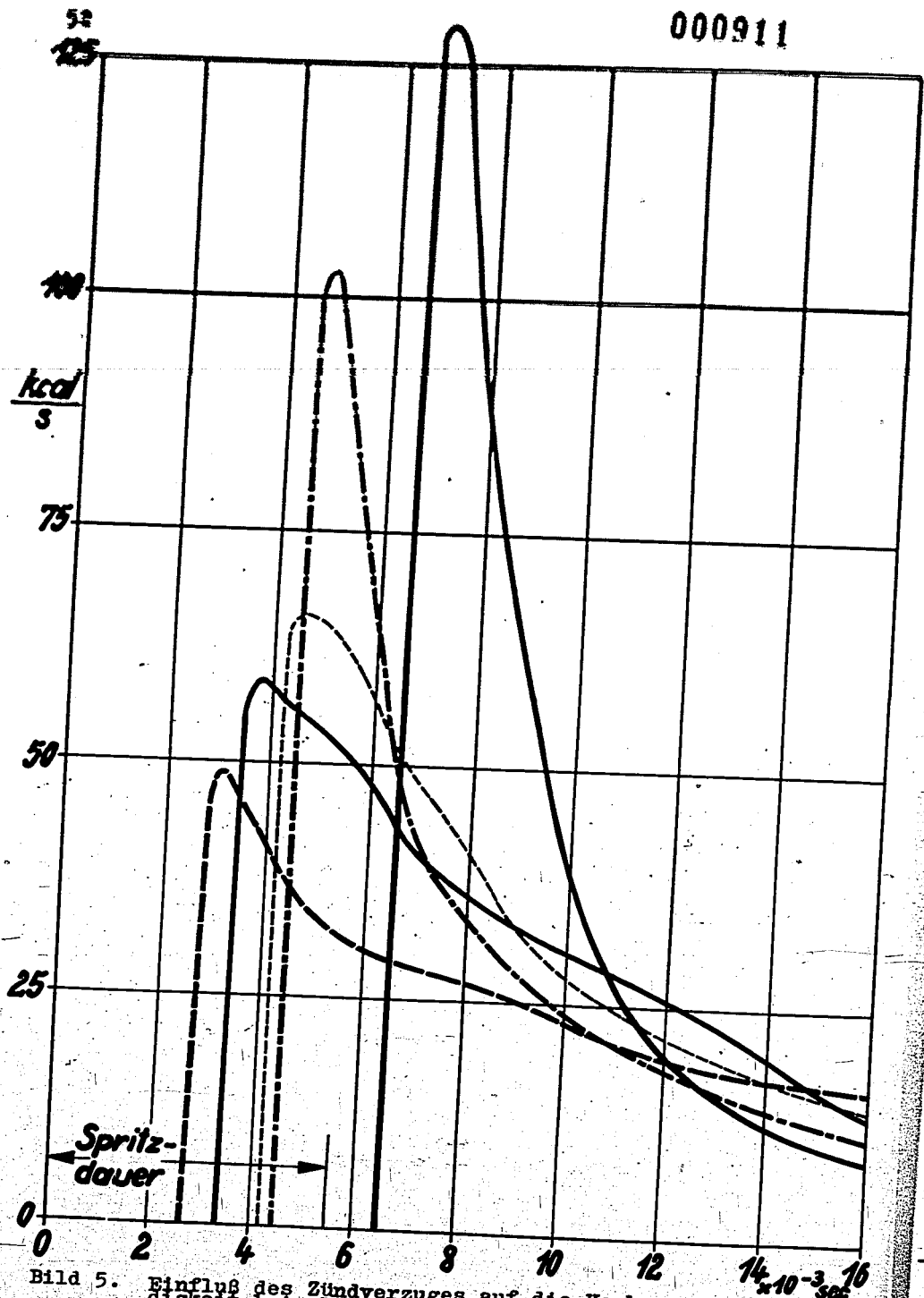


Bild 5. Einfluß des Zündverzuges auf die Verbrennungsgeschwindigkeit bei gleichem Einspritzvorgang.

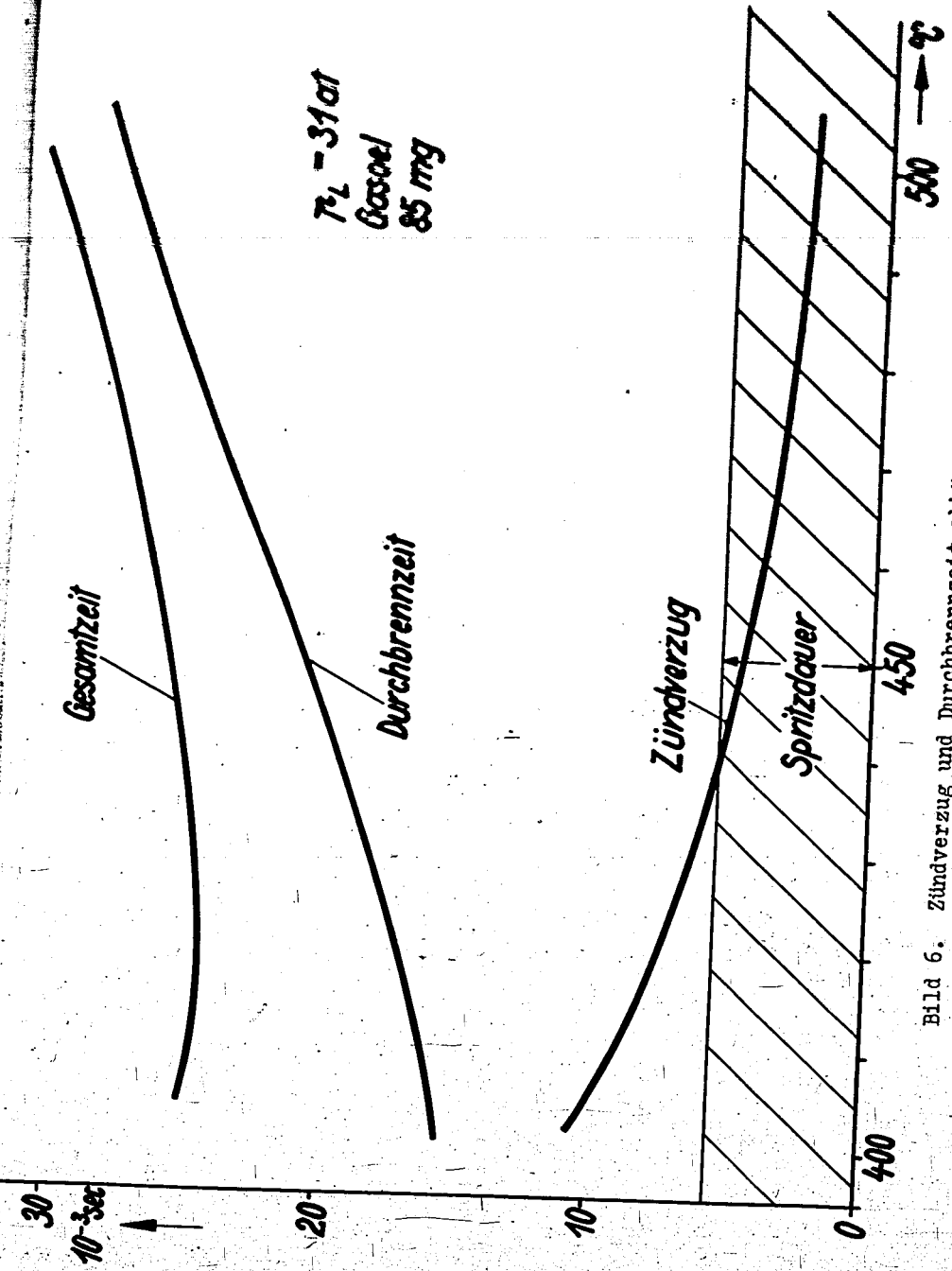


Bild 6. Zündverzug und Durchbrennzeit abhängig von der Lufttemperatur, Einlochdüse, Einspritzung in ruhende Luft.

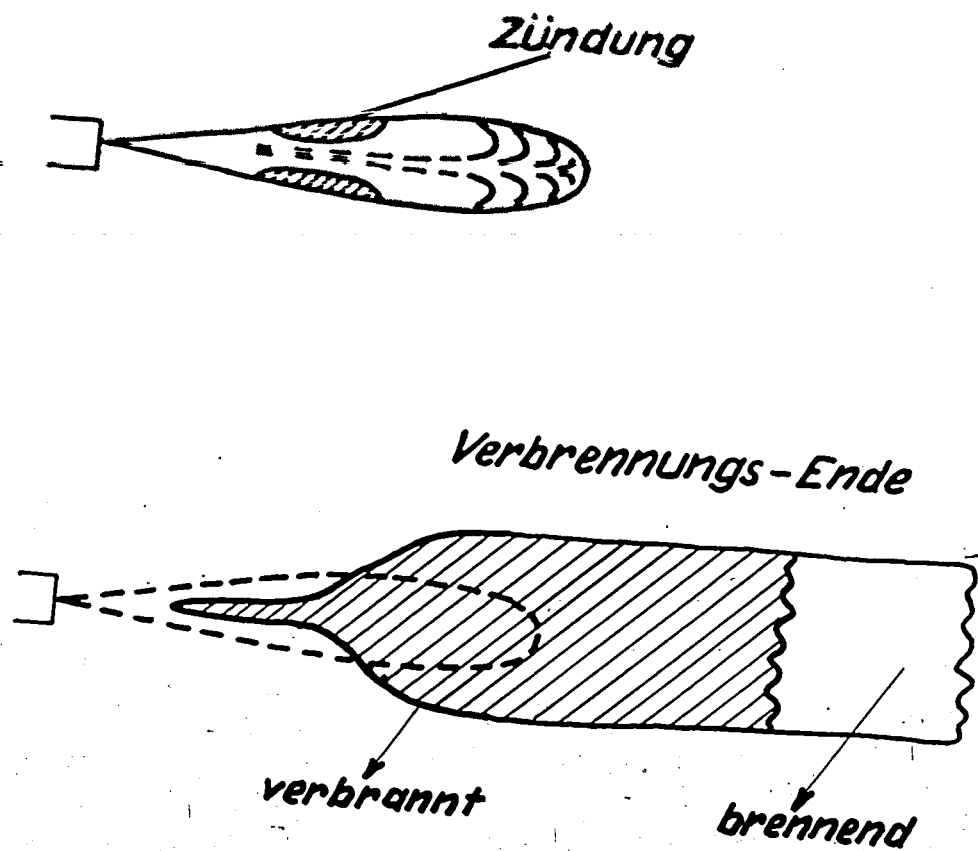


Bild 7. Lage des Verbrennungsendes am Strahl der Einlochdüse.

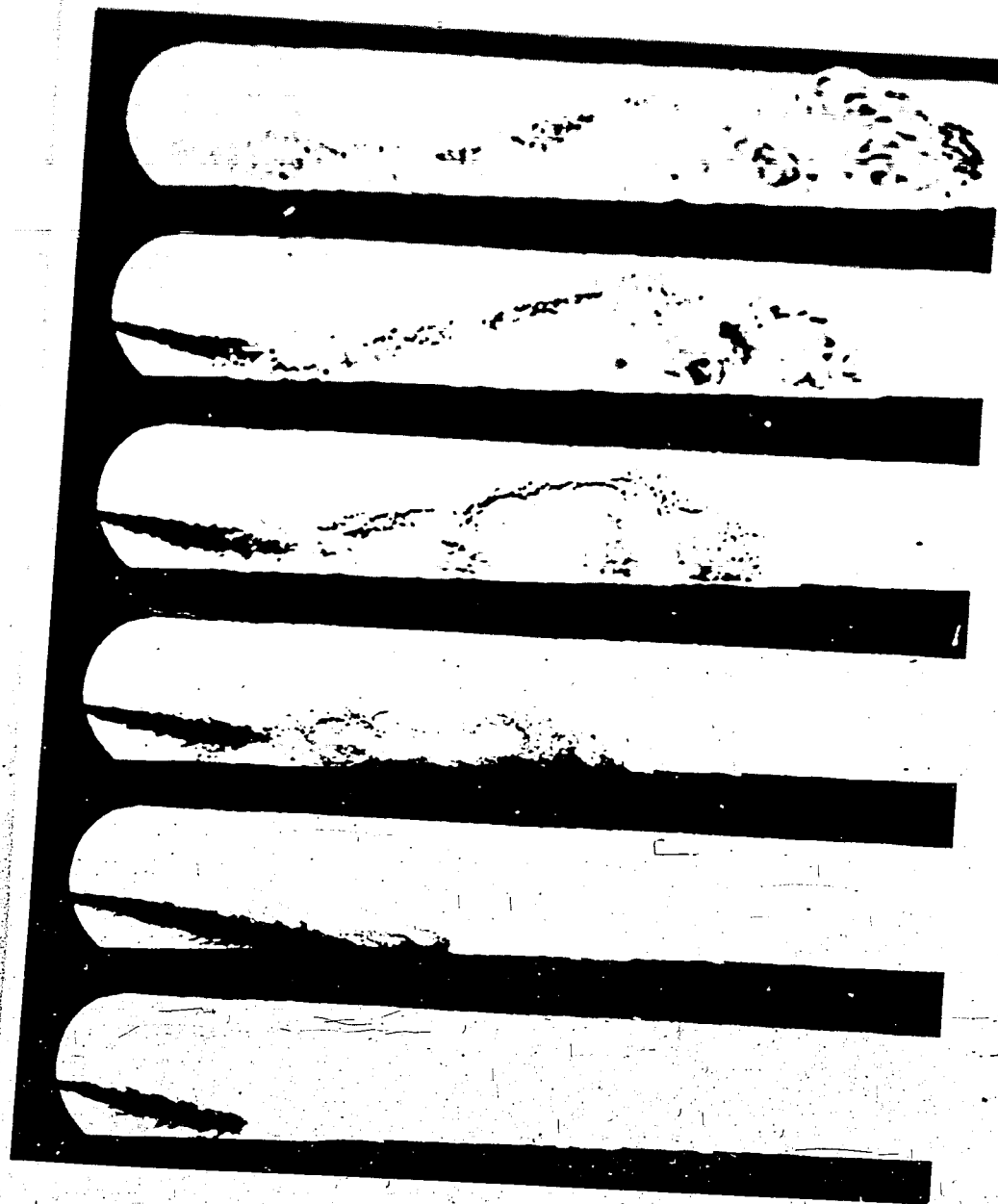


Bild 8. Aufspritzen auf eine Platte von  $700^{\circ}\text{C}$ , bei  $27,5\text{ atü}$  und  $475^{\circ}\text{C}$ , Strahllänge  $50\text{ mm}$ , Winkel  $15^{\circ}$ .

Einfluß der Wandtemperatur auf den Zündverzögerung

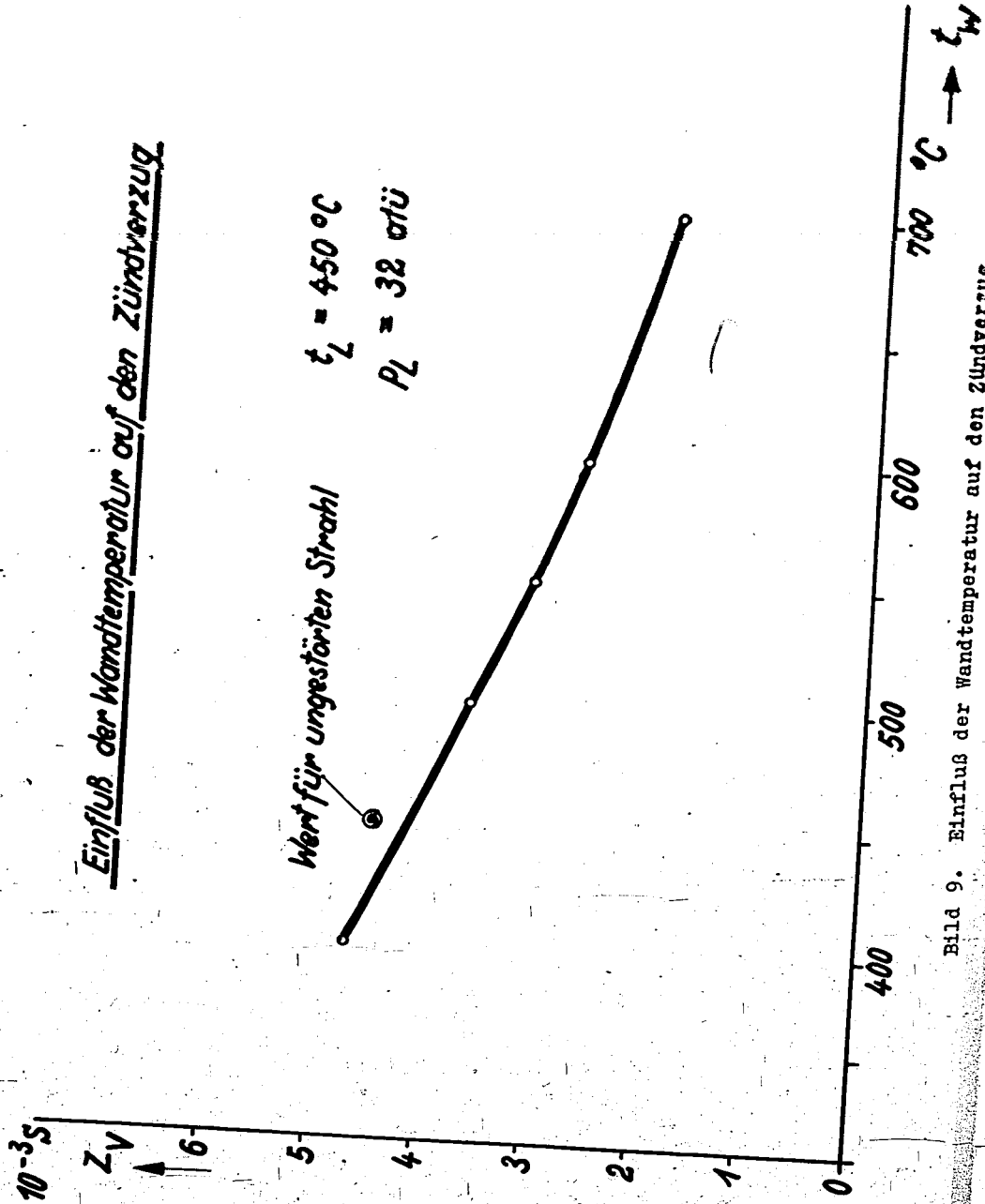


Bild 9. Einfluß der Wandtemperatur auf den Zündverzögerung.

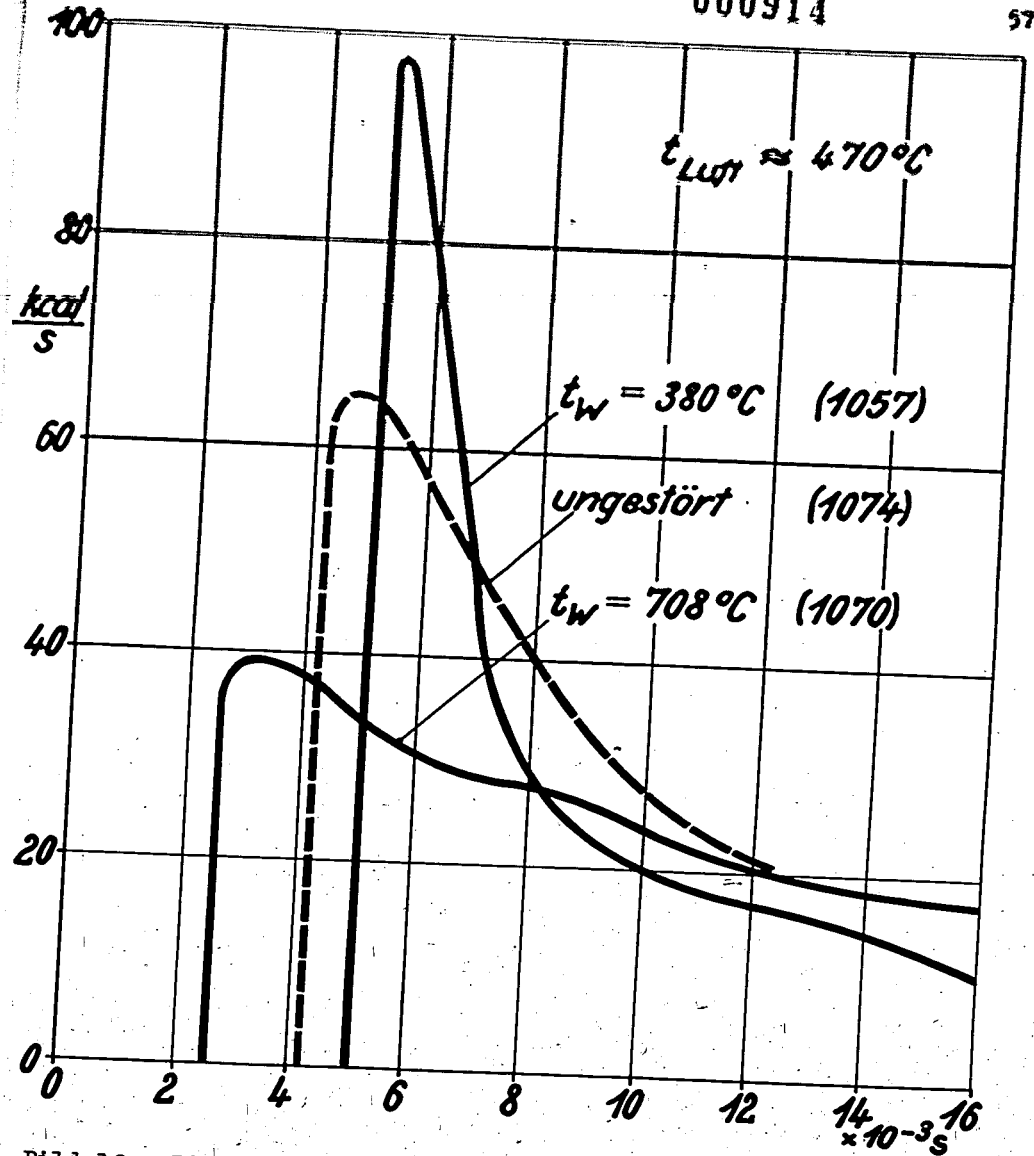


Bild 10. Einfluß der Wandtemperatur auf den Verbrennungsablauf.



Bild 11. Aufspritzen auf eine gewölbte Platte bei diesel-  
motorischem Luftzustand.

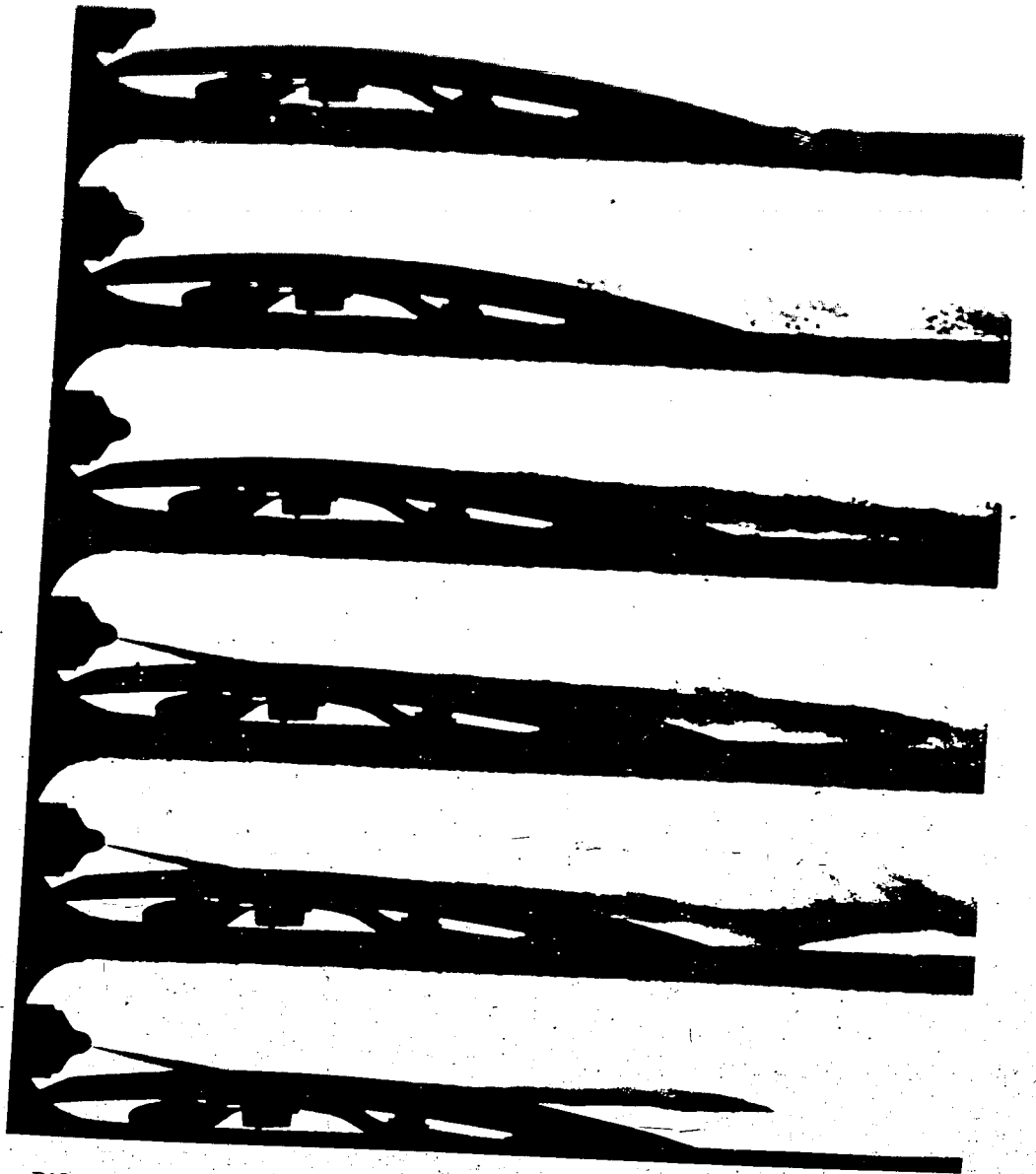


Bild 12. Aufspritzen auf eine gewölbte Platte bei Luftzustand  
des Einspritzzündermotors.



6. Die Verluste bei der Gemischbildung und Verbrennung  
in Motor und Betrachtungen über die Schnellauf-  
keit der Motoren

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

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

1. Allgemeines

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

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

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

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

$$(1) \quad b_e^* = \frac{p_e}{p_e + (P_r)_{\text{mech}}} \cdot b_e \quad \text{g/PSH}$$

Die Triebwerkreibung ergibt daher eine Zunahme des spezifischen Brennstoffverbrauches um

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

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

Die einzelnen Verluste sind in der Hauptsache folgende:

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

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

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

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

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

Um festzustellen, ob pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck ( $p_{\text{max}}$  bis zu 95 atü) die Triebwerkreibung des Motors wesentlich erhöhen, wurde die Versuchsanlage nach Bild 1 verwendet. Der zu untersuchende Kurbeltrieb erhält eine Laufbuchse mit zwei Schlitten in der Nähe des unteren Totpunktes. Durch diese Schlitten wird das Zylinderinnere mit der Atmosphäre verbunden, wenn sich der Kolben in der Nähe des unteren Totpunktes befindet. Wird weiter ein Zylinderdeckel ohne Ventile aufgesetzt, so erhält man über dem Kolben im Zweitakt pulsierende Gasdrücke, wenn mittels eines elektrischen Pendelmotors Schleppversuche durchgeführt werden. Zu Beginn der Verdichtung ist der Gasdruck im Zylinder gleich dem äußeren Luftdruck, während der Spitzendruck bei der Kolbenlage im oberen Totpunkt von dem eingestellten Verdichtungsverhältnis abhängt. Hierbei ist zu betonen, daß kein Gaswechselforgang auftritt, so daß durch die Schlitze in der Laufbuchse lediglich die an den Kolbenringen entweichende Gasmenge von außen ersetzt wird. Steigert man das Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 2$  auf  $\epsilon = 3,5$ , so erhöht sich hierbei der Gasspitzendruck über dem Kolben von 1,5 atü auf etwa 95 atü. Aus den am elektrischen Pendelmotor gemessenen Drehmomenten kann der mittlere Reibungsdruck  $p_r$  in  $\text{kg/cm}^2$  errechnet werden, der unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  verglichen werden kann. Aus Kühlwasserwärmebilanzen können Rückschlüsse auf den Anteil der Kolbenreibung an der Gesamtreibung gezogen werden. Besonders ist darauf hinzuweisen, daß der am elektrischen Pendelmotor gemessene mittlere Reibungsdruck  $p_r$   $\text{kg/cm}^2$  alle Triebwerkverluste gemeinsam enthält, da die Luftwiderstandsverluste der Pleuelwelle, der Pleuelstange und des Schwungrades mit gemessen werden. Die an anderen Instituten angestellten Schleppversuche wurden mit einer Laufbuchse ohne Schlitze und mit arbeitenden Ventilen durchgeführt. In diesem Fall werden jedoch die Pumpverluste mit gemessen, da während des Ansaug- und Auspuffhubes ein Gaswechsel vorgenommen wird. Aus dem Meßergebnis dieses in üblicher Weise mit arbeitenden Ventilen durchgeführten Schleppversuches kann daher auf die rein mechanischen Reibungsverluste nicht geschlossen werden. Insbesondere hängt der Betrag der mitgemessenen Pumpverluste vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab. Erhöht man nun das Verdichtungsverhältnis, um den Einfluß hoher pulsierender Gasdrücke festzustellen, so kann aus der Erhöhung des am elektrischen Pendelmotor gemessenen  $p_r$ -wertes noch nicht auf die Zunahme der Triebwerkreibung geschlossen werden, da sich auch die Pumpverluste geändert haben.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

vermehrten Kolbenquerkräfte verursachte Steigerung der Kolbenreibung leicht ermittelt werden kann.

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

Wird in dem Druckbehälter Atmosphärendruck eingestellt, so werden die durch die Massenkräfte verursachten Triebwerkverluste festgestellt. Auf Bild 5 zeigt Kurve 1 für das Viertaktverfahren den gemessenen mittleren Reibungsdruck  $p_r$  in  $\text{kg/cm}^2$ . Es handelt sich hierbei um einen Einzylinder-Dieselmotor von  $650 \text{ cm}^3$  Hubvolumen, dessen Daten bereits weiter oben angegeben worden sind. Werden anschließend konstante Gasdrücke im Druckbehälter eingestellt, so kann aus der am elektrischen Pendelmotor ermittelten Drehmomenterhöhung die durch einen mittleren Gasdruck verursachte Reibungszunahme  $\Delta p_r$  errechnet werden. Die Kurvenschar auf Bild 5 zeigt die Reibungszunahmen, die durch konstant eingestellte Gasdrücke von 0 bis  $18 \text{ atü}$  verursacht werden. Aus bereits erläuterten Gründen ist der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit und damit die Massenkräfte sind. Bild 6 zeigt dieselben Versuchsergebnisse, jedoch für das Zweitaktverfahren.

Bei Betrachtung der Bilder 5 und 6 ist zu bedenken, daß bei Vollastbetrieb eines Dieselmotors während des Verdichtungshubes ein mittlerer auf den Kolbenhub bezogener Gasdruck von nur etwa  $4 \text{ atü}$  herrscht, während beim Ausdehnungshub bei einem mittleren indizierten Druck von  $p_i = 10 \text{ kg/cm}^2$  dementsprechend ein mittlerer Gasdruck von  $14 \text{ kg/cm}^2$  auftritt. Demgegenüber zeigen die Kurven D auf den Bildern 5 und 6 die mechanische Reibung bei einem konstanten Gasdruck von  $12 \text{ atü}$ , wobei der Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des AusdehnungsHubes diesen hohen Wert einhält.

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

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

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

Wie schon erwähnt, wurden die vorstehenden Versuchsergebnisse an einem Einzylinderdieselmotor von  $V_h = 650 \text{ cm}^3$  ( $D = 80 \text{ mm}$ ,  $s = 130 \text{ mm}$ ) gewonnen. Die Versuche wurden aber außerdem an weiten Ein- und Mehrzylindermotoren durchgeführt, deren Zylinderes sich, bezogen auf die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, alle Maschinen, soweit sie Gleitlager besaßen, annähernd das gleiche Verhalten und die gleichen Reibungsdrücke  $p_r$  zeigten, die auf Bild 2 bis 8 eingezeichnet sind. Mit verhältnismäßig geringen Abweichungen gelten daher die Bilder 7 und 8 für die Triebwerkmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von  $258 \text{ cm}^3$  bis  $1600 \text{ cm}^3$ . Es ist daher das wichtige Ergebnis festzustellen, daß ein Motor von hoher Drehzahl und von geringem Zylinderhubvolumen im Hinblick auf die mechanischen Reibungsverluste keineswegs wesentlich ungünstiger ist, als eine Maschine von niedriger Drehzahl und entsprechend großem Zylinderhubraum. Dies gilt auch unter Berücksichtigung hoher pulsierender Gasdrücke und hoher auf den Kolbenhub bezogener mittlerer Gasdrücke, so daß der Entwicklung des kleinen rasch laufenden Dieselmotors mit einem Zylinderhubvolumen von nur  $350 \text{ cm}^3$  bis  $650 \text{ cm}^3$  von seiten der mechanischen Reibung nichts entgegensteht.

Interessant ist weiterhin, daß Versuche an Motoren mit Rollenlagern bei gleicher Kolbengeschwindigkeit wesentlich geringere Reibungsverluste ergeben haben, als an Gleitlagermaschinen festgestellt wurde. Bild 9 zeigt für das Viertaktverfahren die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb eines Einzylinder-Ottomotors mit Rollenlagern von  $V_h = 590 \text{ cm}^3$  ( $D = 80 \text{ mm}$ ,  $s = 117,5 \text{ mm}$ ), wobei die mechanischen Reibungsverluste bei Spitzendrücken bis zu  $45 \text{ atü}$  gemessen wurden, die bei einem mittleren Nutzdruck von  $p_e = 7,5 \text{ kg/cm}^2$  festgestellt wurden. Bild 10 zeigt die Triebwerksreibung bei Vollastbetrieb, jedoch für das Zweitaktverfahren. Aus einem Vergleich der Bilder 7 und 8 mit den Bildern 9 und 10 ist zu entnehmen, daß bei der Verwendung von Rollenlagern erhebliche Einsparungen an Triebwerksreibung gemacht werden können. Bei Verwendung von Wälzlagern können daher mittlere Kolbengeschwindigkeiten von  $16 \text{ m/s}$  und mehr ohne übermäßig hohe mechanische Reibungsverluste verwendet werden.

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

so erkennt man die erheblichen Druckänderungen in  $\text{at}/\text{KW}$ , die bei einem Spitzendruck von 99 atü auftreten. Druckanstiege von 3  $\text{at}/\text{KW}$  werden dabei leicht erreicht. Auch andere Versuche ergaben, daß erst bei ausgesprochen hartem Gang mit zusätzlichen Reibungsverlusten zu rechnen ist. Alle obigen Versuchsergebnisse gelten daher auch für verhältnismäßig starke Druckanstiege je  $\text{KW}$ .

### 1. Die hydraulischen Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung

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

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

Die Versuche wurden durchgeführt an dem schon mehrfach erwähnten Einzylinder-Dieselmotor von einem Hubvolumen von  $V_h = 650 \text{ cm}^3$  ( $D = 80 \text{ mm}$ ,  $s = 130 \text{ mm}$ ). Auf Bild 12 wurden die für das Vorkammerverfahren gemessenen Reibungsdrücke  $p_r$  über der Kolbengeschwindigkeit aufgetragen. Die Werte gelten für ein Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 18$  und für eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes einnimmt. Die Vorkammerkonstante  $K$  wurde errechnet nach der Formel (Annahme:  $\mu = 1$ ):

$$(3) \quad K = \frac{\mu \cdot p \cdot \sqrt{T_0}}{n \cdot V_h}$$

die von Prof. Fischinger angegeben wurde. In die Formel ist einzusetzen der Maulquerschnitt  $f$  in  $\text{cm}^2$ , die Gastemperatur  $T_0$  zu Beginn der Kompression in  $^\circ\text{C}$ , die Drehzahl  $n$  in  $\text{U}/\text{min}$  und das Zylinderhubvolumen  $V_h$  in l. Die Versuche wurden mit verschiedenen großen Vorkammermäulern angestellt, wobei die Vorkammerkonstante, bezogen auf  $n = 2800 \text{ U}/\text{min}$ , von  $14,6 \cdot 10^{-3}$  bis

$0,585 \cdot 10^{-3}$  variiert wurde. Es ist zu erkennen, daß die Verluste mit kleiner werdendem Maulquerschnitt beträchtlich zunehmen. Bei zur Zeit gebauten Vorkammermotoren ist bei höchster Drehzahl eine Vorkammerkonstante von  $K = 1,60$  bis  $1,90 \cdot 10^{-3}$  üblich. Bild 12 zeigt, daß bei Vorkammerkonstanten dieser Größe beträchtliche hydraulische Verluste auftreten, da die für diese beträchtliche  $K$ -geltenden Reibungsdrücke  $p_r$  wesentlich höher liegen als die bei glatten zylindrischen Brennraum gemessenen  $p_r$ -Werte. In der oben angegebenen Formel tritt der Überströmquerschnitt und das Zylinderhubvolumen auf. Naturgemäß muß aber außerdem bekannt sein, wie groß der Anteil des abgeschnürten Volumens von dem gesamten Kompressionsvolumen ist, da bei gleichem Wert der Vorkammerkonstanten  $K$  die hydraulischen Verluste um so beträchtlicher sind, je größer der Anteil des abgeschnürten Volumens am gesamten Kompressionsvolumen ist. Die auf Bild 12 eingezeichneten Versuchsergebnisse beziehen sich auf eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes besitzt. Bei Verwendung einer auf den gesamten Verdichtungsraum bezogenen größeren Vorkammer (z. B.  $0,5 \cdot V_0$ ) ist daher mit entsprechend größeren Verlusten zu rechnen, als auf Bild 12 angegeben worden ist. Da mit der Versuchsanlage nach Bild 1 auf jede Kurbelwellenumdrehung ein Verdichtungs- und ein AusdehnungsHub erfolgt, so gelten die Bilder 12 und 13 für das Zweitaktverfahren. Da die hydraulischen Verluste der Brennraumzerklüftung durch den Abstand gekennzeichnet sind, der für einen bestimmten Maulquerschnitt geltenden Kurve von der Kurve für einen bestimmten glatten zylindrischen Brennraum, so stellt dieser Abstand auch die hydraulischen Verluste des Viertaktverfahrens dar.

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

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

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

Anwachsen der Wärmeverluste bei Brennraumverklüftung. Die auf Bild 17 und 18 gezeigten Versuchsergebnisse enthalten außer den hydraulischen Verlusten auch die Arbeitsverluste, die verursacht werden durch die Wärmeverluste infolge der Oberflächenvergrößerung des Brennraumes und die Zunahme der Wärmeverluste infolge der Erhöhung der Wärmeübergangszahlen durch die Gasgeschwindigkeit.

Naturngemäß können mit Versuchen an der Anlage nach Bild 1 lediglich diejenigen Arbeitsverluste infolge des Wärmeüberganges ermittelt werden, die bei Gaspitzen Temperaturen von etwa 600°C auftreten, da die Versuche mit Brennraumverklüftungen bei einem Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 10$  angestellt wurden. Da bei Vollastbetrieb viel höheren Gastemperaturen vorhanden sind, so ist daher bei Vollastbetrieb gegenüber den gezeigten Versuchsergebnissen infolge der hohen Gastemperaturen mit beträchtlich höheren Arbeitsverlusten durch erhöhte Wärmeverluste beim Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren zu rechnen. Das Auftreten hoher Luftgeschwindigkeiten ist daher sowohl mit nennenswerten hydraulischen Arbeitsverlusten als auch mit beträchtlichen Verlusten infolge erhöhten Wärmeüberganges (Oberflächenvergrößerung des Brennraumes, durch Gasgeschwindigkeit erhöhte Wärmeübergangszahlen) verknüpft.

#### 4. Die Verluste infolge des Wärmeüberganges

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

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

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

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

#### 5. Die Verluste infolge der großen Durchbrennzeit

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

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

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

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

#### 6. Betrachtungen über die Schnellläufigkeit der Motoren

Um die Literleistung der Verbrennungsmotoren zu erhöhen bzw. um das Leistungsgewicht zu senken, wird insbesondere bei nicht zu hohen Leistungen ein geringes Zylinderhubvolumen bei hoher Drehzahl angestrebt. Da bei den handelsüblichen Dieselmotoren für Lastkraftwagen nur in wenigen Fällen das Zylinderhubvolumen weniger als 1 l beträgt, so sind für die Entwicklung von Dieselmotoren kleinerer Leistung (z. B. Personenwagendiesel) bei einem Zylinderhubvolumen von 400 cm<sup>3</sup> bis 700 cm<sup>3</sup> in dieser Richtung durchgeführte Versuche wertvoll.

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

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

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

Reibungsverluste bei Vollaastbetrieb von  $P_{r1} = 1,64 \text{ kg/cm}^2$  auf  $P_{r2} = 1,85 \text{ kg/cm}^2$  anwachsen. Diese Reibungsunahme von  $\Delta P_r = 0,21 \text{ kg/cm}^2$  ist unerheblich, wenn man bedenkt, daß hierbei die Drehzahl von  $n = 2040 \text{ U/min}$  auf  $n = 3020 \text{ U/min}$ , also um fast 45% erhöht wurde. Für das Zweitaktverfahren zeigt Bild 8, daß hierbei der Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die mechanische Reibung nicht vorhanden ist, da die mechanische Reibung bei mittleren und hohen Kolbengeschwindigkeiten annähernd konstant verbleibt. Zahlenmäßig fast das gleiche Verhalten haben Motoren von einem Zylinderhubraum von 270 cm<sup>3</sup> bis 1600 cm<sup>3</sup> gezeigt, so daß für Maschinen innerhalb dieser Grenzen des Zylinderhubraumes aus- gesagt werden kann, daß die mechanischen Reibungsverluste keinen Hinderungsgrund für eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit auf annähernd 13 m/s darstellen.

b) Die Pumpverluste beim Ansaug- und Auspuffhub wachsen bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9 m/s auf 13 m/s von  $(P_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0,30 \text{ kg/cm}^2$  auf  $(P_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0,52 \text{ kg/cm}^2$ , wie Bild 15 zeigt, wobei bei  $c_m = 13 \text{ m/s}$  noch ein Liefergrad von  $\eta_l = 80\%$  erreicht wurde. Bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit ist daher den Pumpverlusten eine gesteigerte Aufmerksamkeit zu schenken.

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

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

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

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

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

Von seiten der zu erwartenden Verluste kann folgendes ausgesagt werden:

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

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

c) Die Wärmeübergangsverluste können beim Schnellläufer von geringem Zylinderhubvolumen nur unwesentlich höher sein als beim Langsamläufer. Werden alle Abmessungen eines Motors auf den a-ten Teil verringert, so nehmen die für den Wärmeübergang maß-

gebenden Flächen auf den  $a^2$ -ten Teil ab, während das Gewicht des arbeitenden Gases auf den  $a^3$ -ten Teil sinkt. Da für die Wärmeübergangsverluste das Verhältnis von Wärmeübergangsfläche zu dem arbeitenden Motor gilt

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

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

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

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



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

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

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

### 7. Zusammenfassung und Ausblick

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

schenkt werden muß. Zur Zeit ist die zu große Durchbrennzeit ein Haupthindernis für die wirtschaftliche Erreichung hoher Drehzahlen bei Dieselmotoren.

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

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

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

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

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

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

### Versuchsanlage III.

Im Zweitakt pulsierende Gasdrücke bei betriebigem Spitzendruck. Die Pumpverluste sind ausgeschaltet u. der Wärmeverlust durch Abfall ist gering.

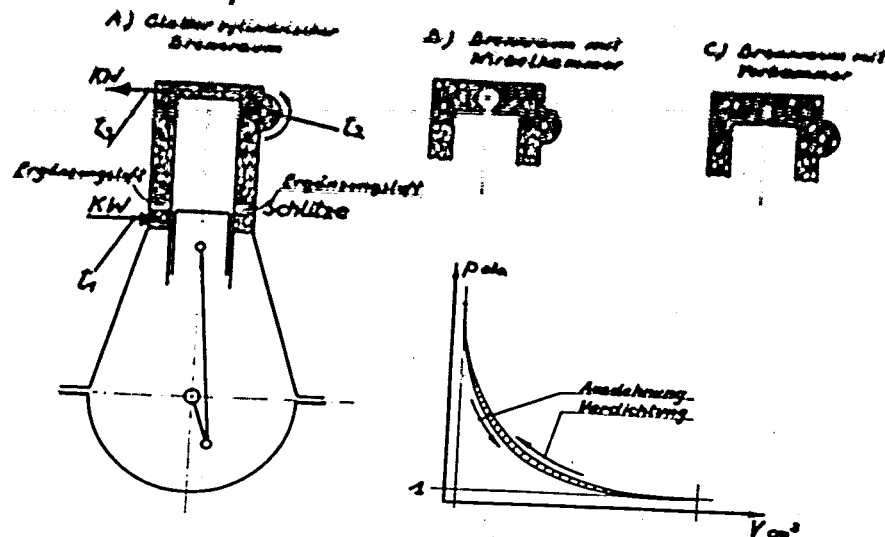


Bild 1

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

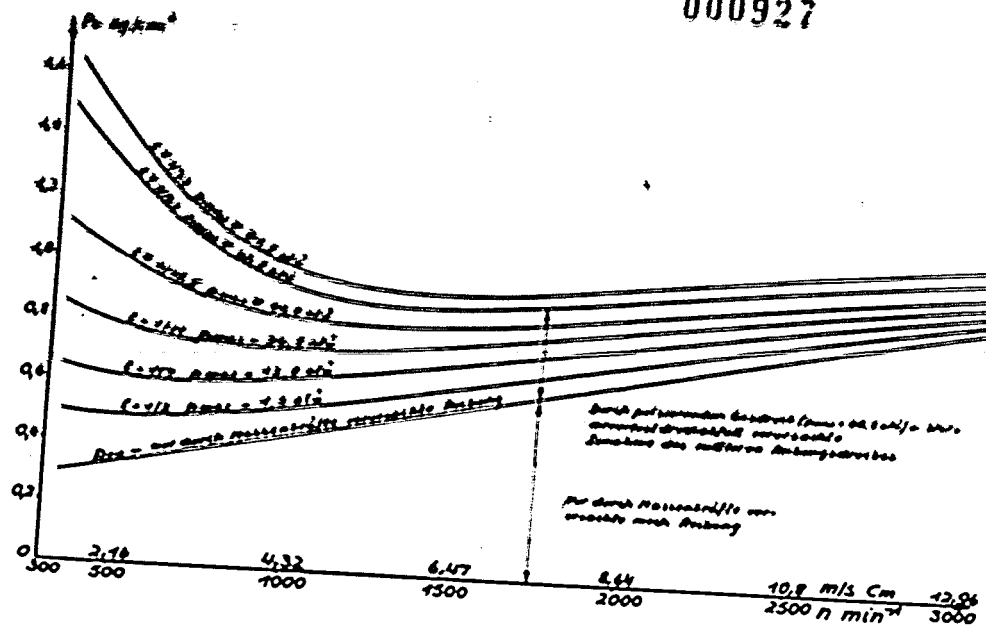


Bild 2

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  vom Gasspitzen- und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Der mittlere Reibungsdruck  $p_r$  ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$ . Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Die Kurve  $p_{r0}$  gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzen- und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .

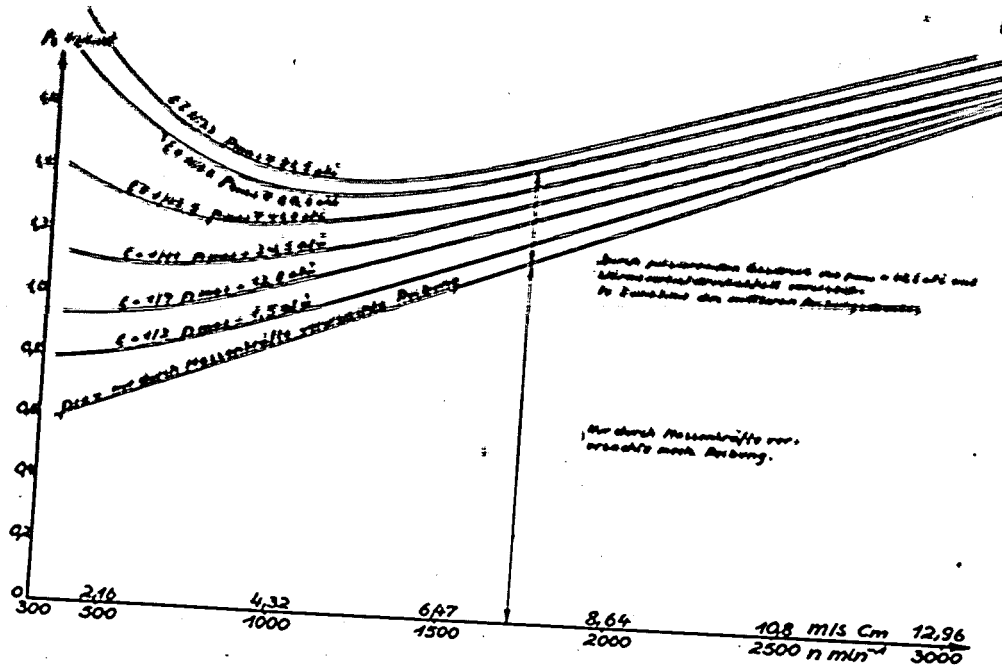


Bild 3

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  vom Gasspitzen- und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Der mittlere Reibungsdruck  $p_r$  ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$ . Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Die Kurve  $p_{r0}$  gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzen- und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .

**Versuchsanlage I**  
 Pumpenvertrieb verschiedener Arten  
 Kolben-Kolbenringe mit konstantem Gasdruck belastet

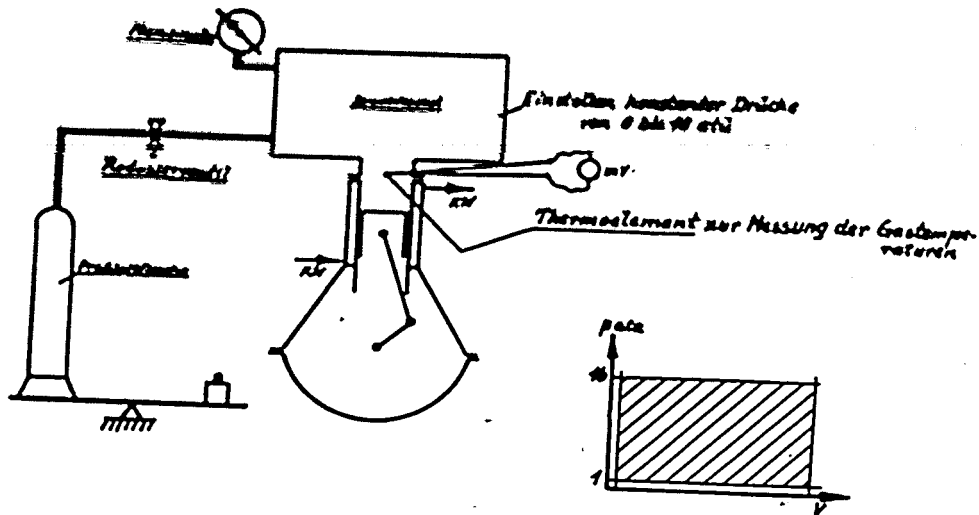


Bild 4

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

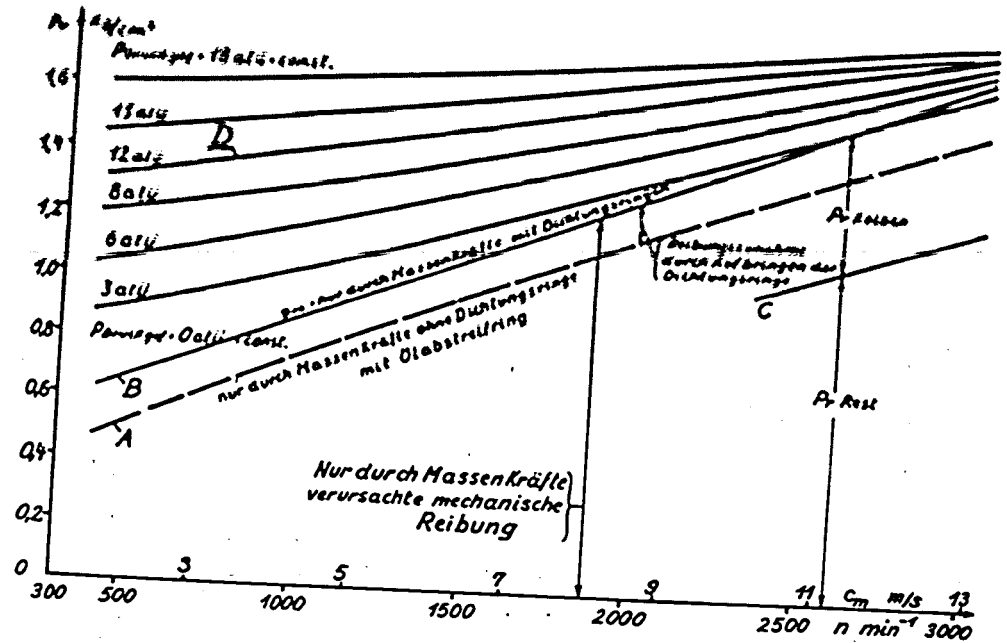


Bild 5

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

000929

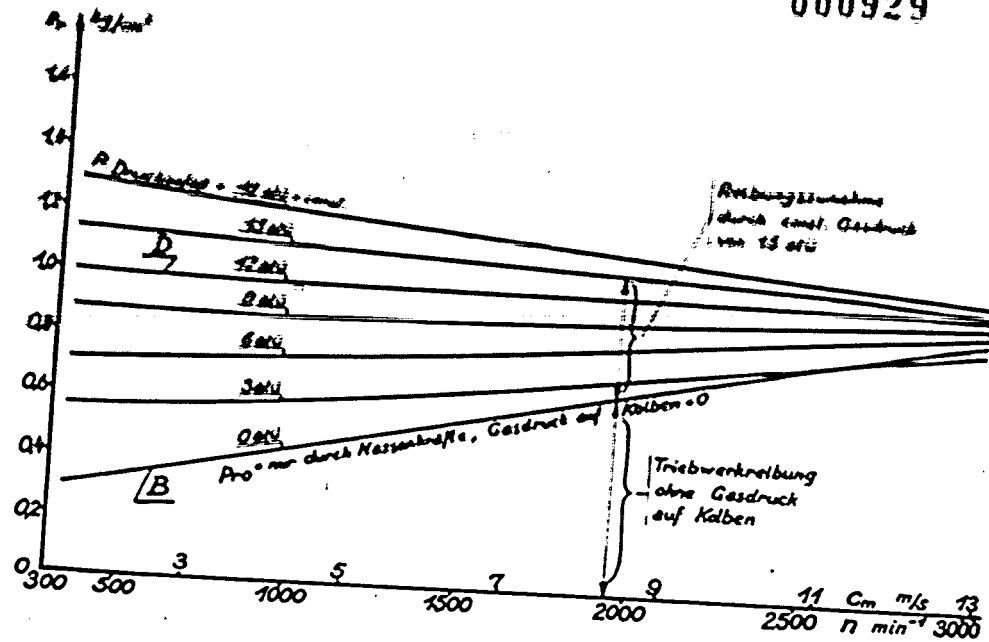


Bild 6

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

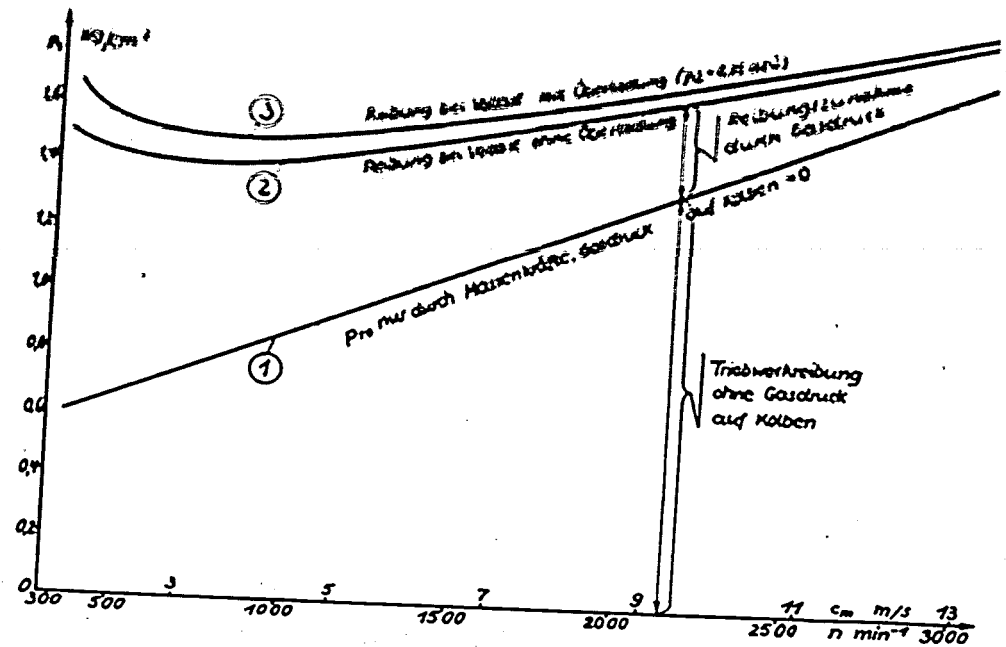


Bild 7

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

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

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

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von  $P_{\bar{u}} = 0,25$  atü wieder.

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

000930

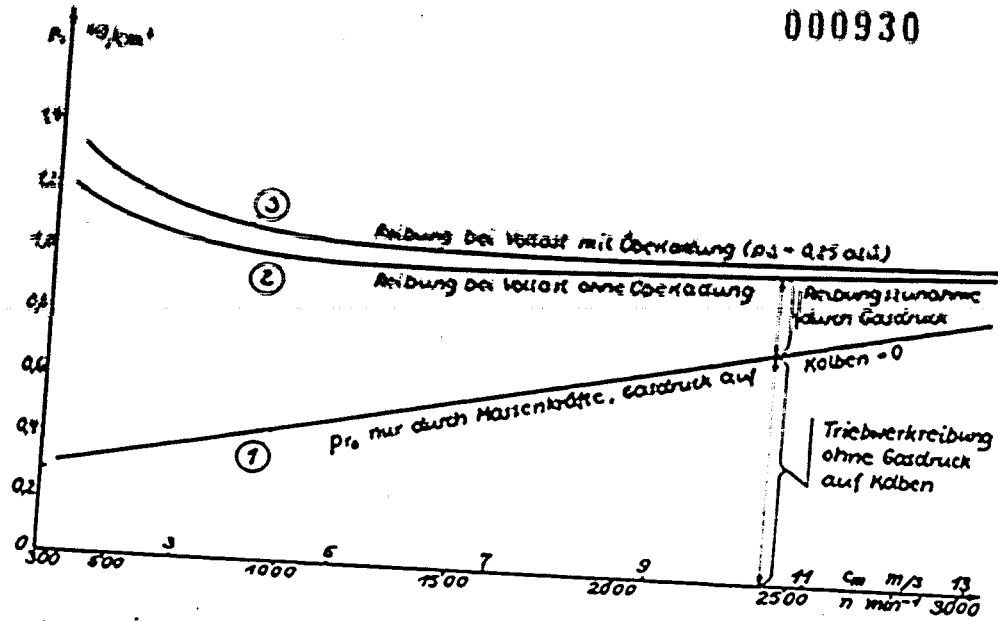


Bild 8

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

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

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

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von  $p_u = 0,25 \text{ atü}$  wieder.

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

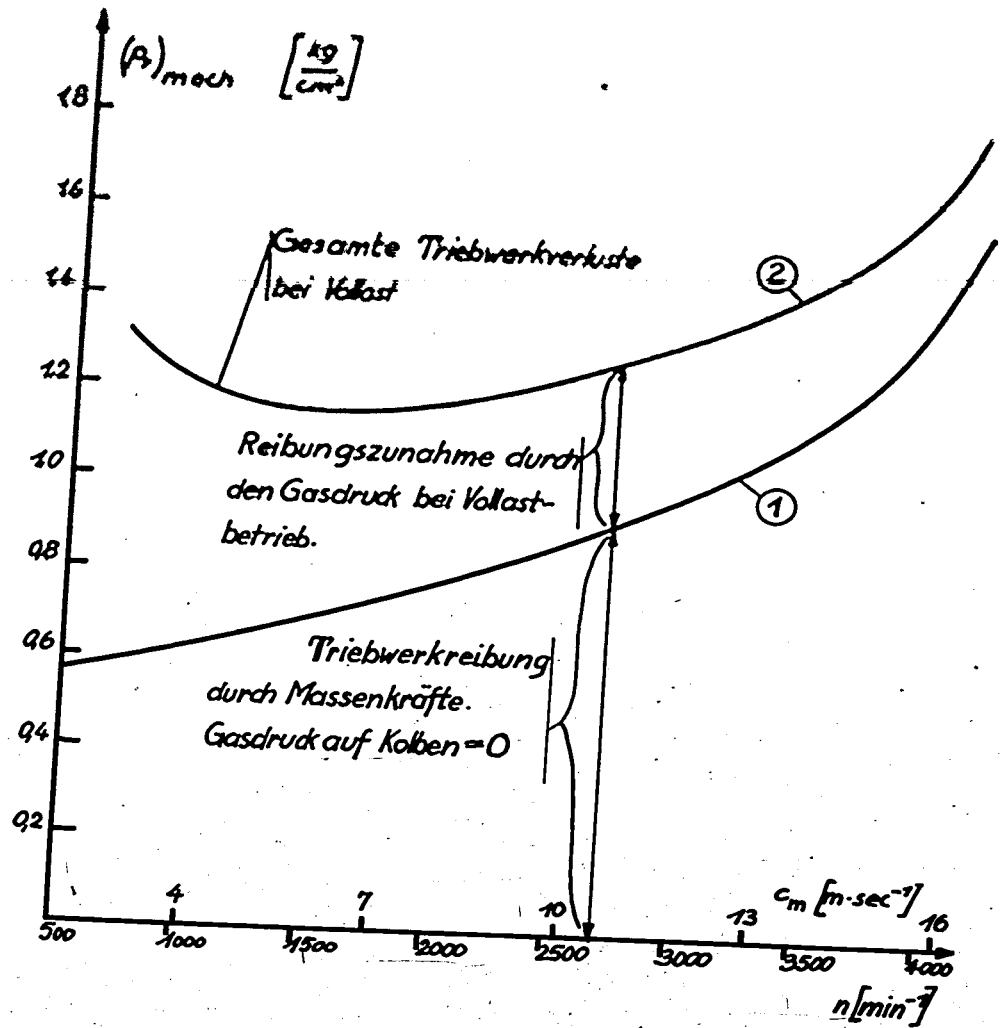


Bild 9

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

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

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

000931

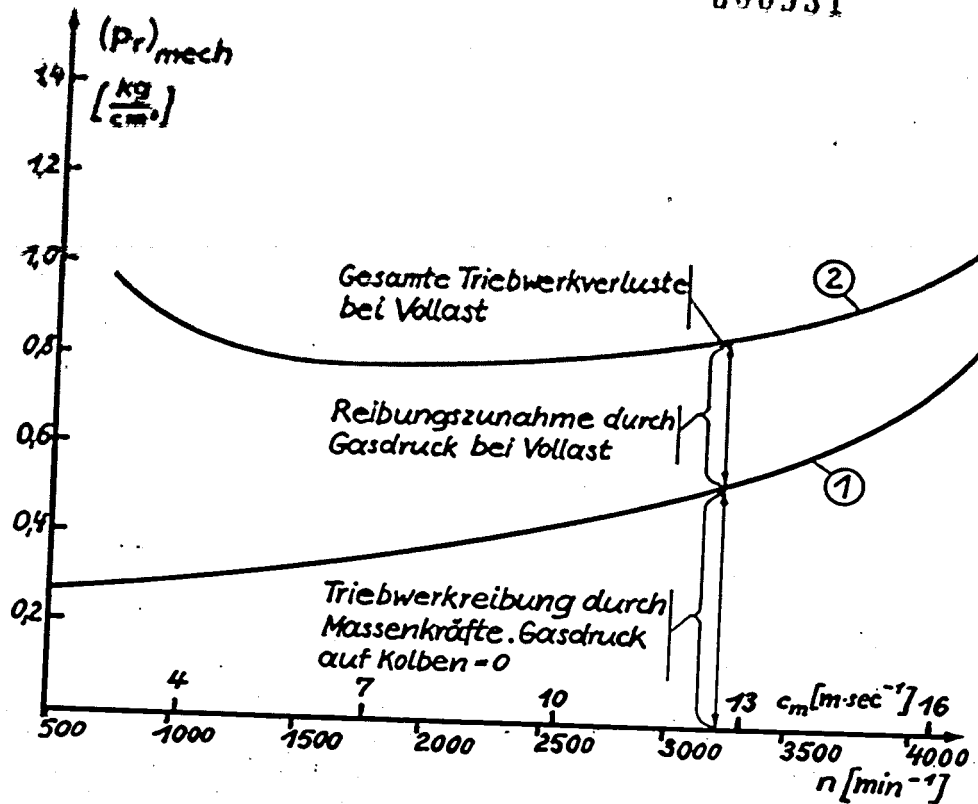


Bild 10

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

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

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

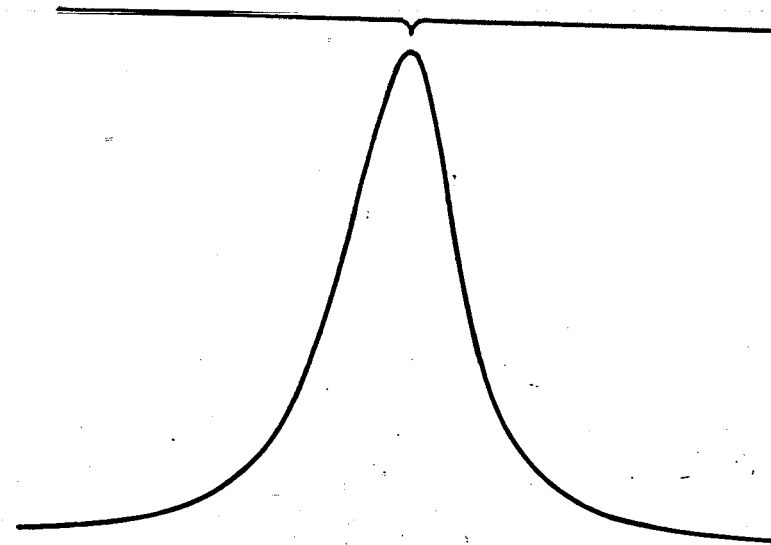


Bild 11

Ausschnitt aus einem beim Schleppversuch mit dem piezoelektrischen Druckmeßverfahren gewonnenen Druck-Zeit-Diagramm. Das Diagramm wurde an der Versuchsanlage nach Bild 1 gewonnen. Die starken Druckanstiege sind deutlich zu erkennen.

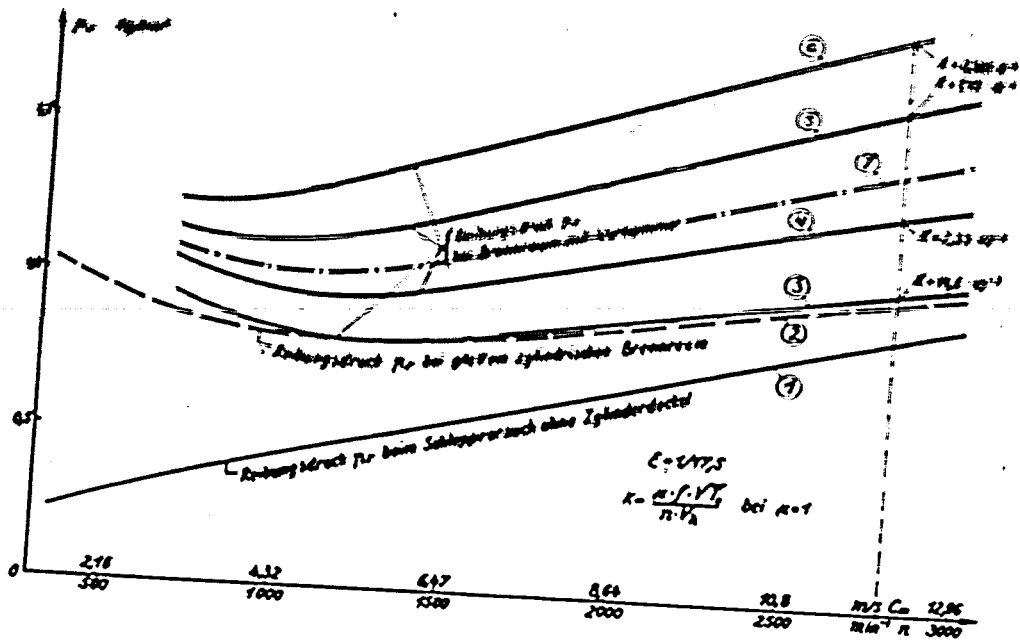


Bild 12

Abhängigkeit der durch die Vorkammer verursachten hydraulischen Überschiebverluste vom Maulquerschnitt der Vorkammer und von der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel wieder (Massenkraftreibung).

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischem Brennraum an (Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 17,5$ ).

Kurven 3, 4, 5, 6 geben die durch eine Vorkammer mit vier verschiedenen Maulquerschnitten verursachten hydraulischen Verluste an. Das Vorkammervolumen beträgt 30 % des gesamten Verdichtungsraumes. Die Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurven 3, 4, 5, 6 von Kurve 2.

Kurve 7 stellt die bei handelsüblichen Motoren mit  $V_{vor} = 0,3 \cdot V_G$  zu erwartenden hydraulischen Verluste dar, da bei diesen Motoren üblicherweise eine Vorkammerkonstante von  $K = 1,60$  bis  $1,90 \cdot 10^{-3}$  verwendet wird. Die zugehörigen Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurve 7 von Kurve 2, wobei der abgelesene  $\Delta p_r$ -Wert unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  verglichen werden kann.

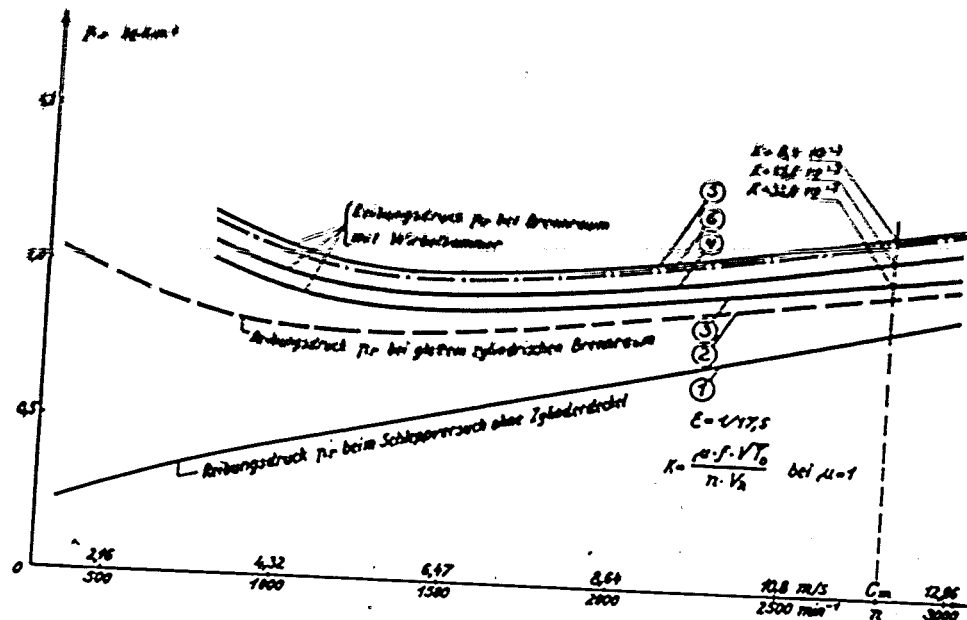


Bild 13

Abhängigkeit der durch die Wirbelkammer verursachten hydraulischen Überschiebverluste vom Maulquerschnitt der Wirbelkammer und von der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel wieder (Massenkraftreibung).

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischem Brennraum an (Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 17,5$ ).

Kurven 3, 4, 5 geben die durch eine Wirbelkammer mit drei verschiedenen Maulquerschnitten verursachten hydraulischen Verluste an. Das Wirbelkammervolumen beträgt 75 % des gesamten Verdichtungsraumes. Die Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurven 3, 4, 5 von Kurve 2.

Kurve 6 stellt die bei handelsüblichen Motoren mit  $V_{wir} = 0,75 \cdot V_G$  zu erwartenden hydraulischen Verluste dar, da bei diesen Motoren üblicherweise eine Wirbelkammerkonstante von  $K = 8 - 10 \cdot 10^{-3}$  verwendet wird. Die zugehörigen Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurve 6 von Kurve 2, wobei der abgelesene  $\Delta p_r$ -Wert unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  verglichen werden kann.



000933

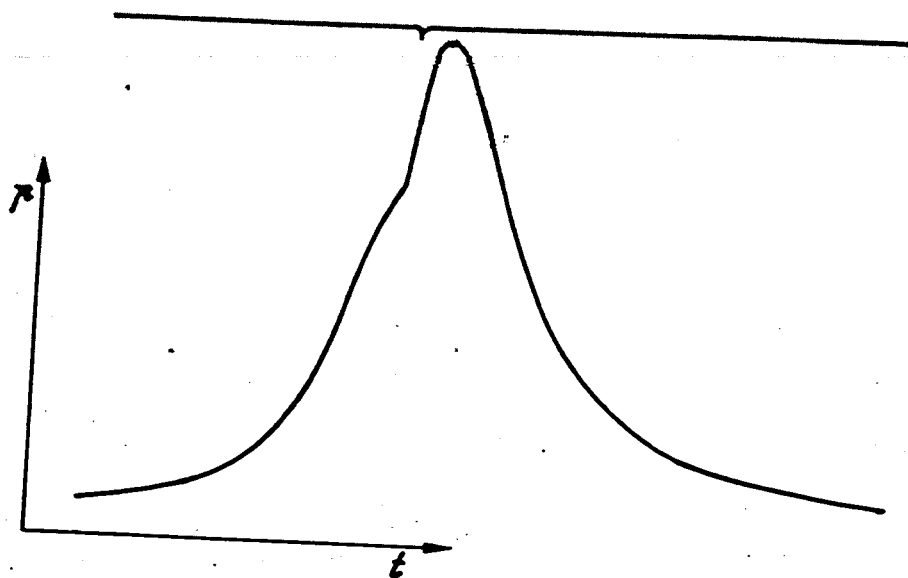


Bild 14

Ausschnitt aus einem an einem Dieselmotor bei Vollastbetrieb gewonnenem Druck-Zeit-Diagramm. Obgleich das Diagramm einen raschen Druckanstieg im oberen Totpunkt zeigt und in der Nähe des Druckmaximums gut füllig ist, ist trotzdem bei diesem Motor eine zu große Durchbrennzeit vorhanden, die den spezifischen Brennstoffverbrauch ungünstig beeinflusst.

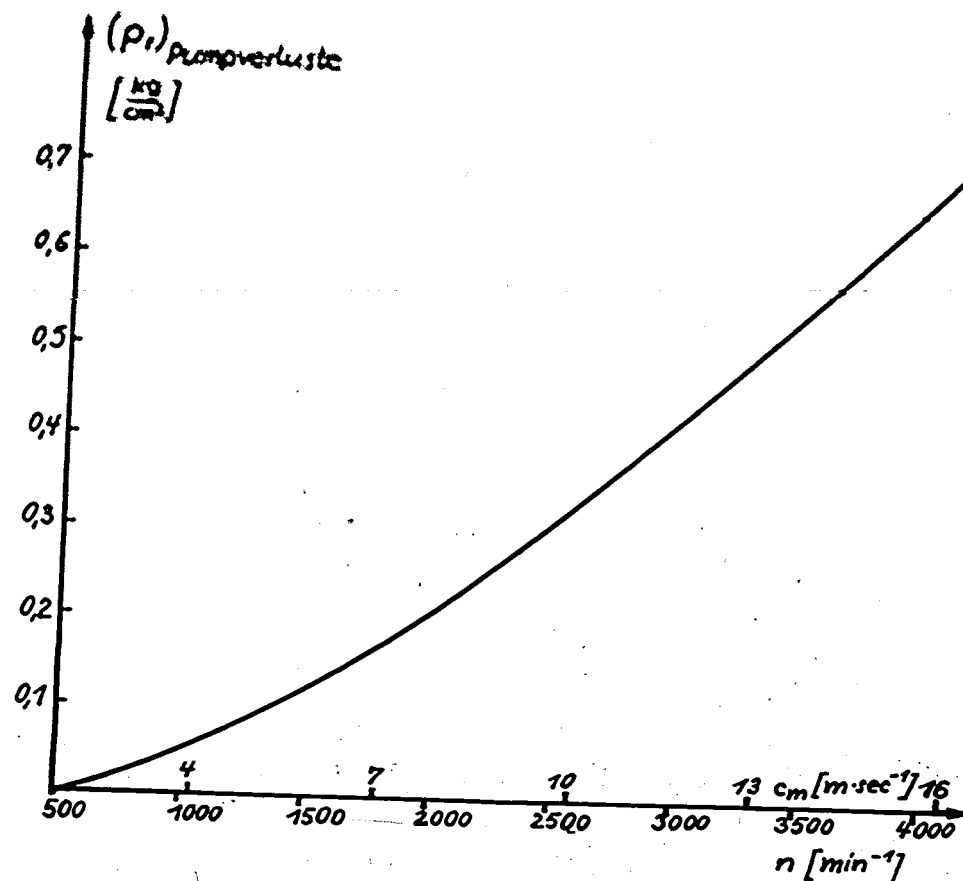


Bild 15

Abhängigkeit der Pumpverluste ausgedrückt durch  $(p_r)$  Pumpverlust von der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  bzw. von der Drehzahl  $n$ . Es ist zu erkennen, daß bei höheren Drehzahlen bzw. Kolbengeschwindigkeiten mit einem raschen Anwachsen der Pumpverluste zu rechnen ist.

## 7. Neuere Erkenntnisse über Strahlbildung und Strahlzerfall

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

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

Die Brennstoffdüse nimmt eine hervorragende Stellung innerhalb des Gemischbildungs- und Verbrennungsvorganges der kompressorlosen Dieselmachine ein. Von dem Zusammenwirken der drei Vorgänge: Brennstoffeinspritzung, Gemischbildung und Durchbrennen, die sich im Motor teilweise überlagern, hängt unter Berücksichtigung noch verschiedener Nebeneinflüsse im wesentlichen die Wirtschaftlichkeit des Arbeitsverfahrens der Dieselmachine ab. Es erschien daher angezeigt, zunächst unabhängig von Motor, Strahl und Düse in einer mit kalter, ruhender Luft gefüllten Bombe zu untersuchen.

In der Versuchsdurchführung war man bestrebt, außer dem Einfluß von Luftbewegung und Temperatur alle sonst im Verbrennungsraum auftretenden Einflüsse auf den Flüssigkeitsstrahl mit zu erfassen. Die Versuche sollten aufzeigen:

1. den Einfluß der Anfangsstörung der Düse;
2. den Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit (Oberflächenspannung, Dichte, Viskosität);
3. den Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft (Luftdichte, Luftzähigkeit);
4. den Einfluß der Strahlgeschwindigkeit (Abspritzdruck) auf die Strömungsform des Strahles, den Strahlzerfall und die Brennstoffverteilung innerhalb des Strahles. Es sollten ferner Aufschlüsse über die Tropfenbildung und Tropfengröße in Abhängigkeit von den unter 1. bis 4. genannten Einflüssen gewonnen werden.

Die folgenden Ausführungen bringen nur das wesentlichste der Versuche und ihrer Ergebnisse in Form eines gedrängten Überblickes 1)

Die Untersuchungen wurden hauptsächlich mittels funkenfotografischer Aufnahmen durchgeführt. Es wurde ein fotografisches Lupenvergrößerungsverfahren für Strahlaufnahmen entwickelt, das den Erfolg der Untersuchungen überhaupt erst sicherstellte. Bild 1 zeigt die Versuchsanlage.

Neben den Strahlaufnahmen wurden Brennstoffmengenmessungen im Strahlkern vorgenommen, um vergleichsmäßige Aufschlüsse über die Brennstoffverteilung im Strahlquerschnitt zu erhalten. In gleichbleibender Entfernung von der Düse gemachte Plastilinabdrücke vom Strahl ergänzten die Versuche.

1) Ausführlicher Bericht siehe Heft 57 der Deutschen Kraftfahrtforschung.

Für die Untersuchungen wurde eine Versuchsmethode angewendet, die es gestattet, die oben angeführten, auf den Strahl einwirkenden Einflüsse, teils getrennt und teils relativ zueinander zu erfassen, um auf diese Art die Ergebnisse einer vergleichenden Beurteilung unterziehen zu können. Die Untersuchung des Einflusses der Anfangsstörung der Düse in ihren Zusammenwirken mit den molekularen Flüssigkeitskräften verlangte die Ausschaltung der von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräfte. Daher wurden unter Verwendung von Düsen verschiedener Anfangsstörungen die sich durch einstellenden Strömungsformen des Strahles zunächst bei Verwendung ein und derselben Spritzflüssigkeit (in diesem Falle Gasöl) im Vakuum (bei rd. 30 - 40 mm Hg) untersucht. Vergleichsweise wurden dieselben Untersuchungen dann mit Flüssigkeiten verschiedener physikalischer Eigenschaften wiederholt, wodurch sich der Einfluß der unterschiedlichen Flüssigkeitseigenschaften auf die Strömungsform des Strahles bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen erkennen ließ. Die Bilder 2 a und 2 b zeigen die für die Untersuchungen verwendeten Düsen. Auf Bild 2 a und 2 b ist die Düsennadel stets in angehobenem Zustand gezeichnet. Die gestrichelten Linien stellen Stromfäden der ausfließenden Spritzflüssigkeit dar.

Ausgehend von der Strömungsform des Strahles wurde sodann durch Variation des Gegendruckes und der Strahlgeschwindigkeit in der Bombe der Einfluß der Luftdichte auf den Strahlverlauf und den Strahlzerfall untersucht. Bild 3 zeigt die Luftdichte in Abhängigkeit vom Druck bei konstanter Lufttemperatur von 20°C an. Demnach entspricht die im Dieselmotor bei Kompressionsende erreichte Luftdichte etwa einem Druck von 15 ata in der Bombe.

Zum Kenntlichmachen des Einflusses der Gasfähigkeit wurden dieselben Versuche bei den gleichen Gasdichten mit einem Gas von gegenüber Luft kleinerer Gasfähigkeit wiederholt. Die Bombe wurde mit Äthan gefüllt, das bei 20°C etwa die halbe Fähigkeit gegenüber Luft besitzt.

Die Versuche wurden alle bei gleichbleibender Spritzmenge von 30 mg/Hub sowie gleichem Einspritzsystem (Pumpe, Leitung) und gleicher Pumpendrehzahl von  $n = 1000$  U/min durchgeführt, so daß das Einspritzgesetz weitgehend konstant gehalten und somit ein zusätzlicher fälschender Einfluß von dieser Seite her vermieden wurde.

Im folgenden seien kurz die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit wiedergegeben:

### 1. Untersuchung der Strömungsform des Strahles im Vakuum

Die Basis, auf der alle weiteren Untersuchungen aufbauen, ist die Strömungsform des Strahles. Die aus der Hydrodynamik der Rohrströmung bekannten Ausdrücke laminar und turbulent kann man auf den frei in Luft sich bewegenden Strahl nicht übertragen, da hier das Reynolds'sche Ähnlichkeitsgesetz nicht anwendbar ist. Denn die Strömungsform des sich frei in Luft bewegenden Strahles ist in Düsennähe stets eine Funktion der Anfangsstörung. Es zeigt sich, daß man abhängig von der Anfangsstörung beim frei sich bewegenden Strahl unterscheiden muß zwischen geballter (Bild 4)

und aufgelockerter Strömung (Bild 5). Auf den geeigneten Strahlphotos befindet sich links auf dem Bilde die Düse. Der Strahl bewegt sich also stets von links nach rechts.

Als eine besondere Form des Strahlzerfalles kann man die Auflösungserscheinung eines Flüssigkeitshäutchens bezeichnen. Der Zerfall setzt hier im Vakuum bereits unter dem Einfluß der Oberflächenspannung der Spritzflüssigkeit ein (Bild 6).

Aus den Bildern 4 bis 6 ist schon deutlich ersichtlich, daß die Anfangsstörung auch maßgebend für die Flüssigkeitsverteilung im Strahl ist. Eine weitere Strahlauflösung findet im Vakuum in Folge Fehlens der äußeren, strahlauflösend wirkenden Luftkräfte nicht statt. Es tritt lediglich eine geringe Tropfenbildung auf, die jedoch nur auf den Einfluß der Oberflächenspannung zurückzuführen ist. Man kann daraus schließen, daß nur die äußeren Luftkräfte für die eigentliche Strahlauflösung und damit für intensive Tropfenbildung verantwortlich sind. Es wird damit sachlich richtiggestellt, daß die Düse selbst nicht zerstäubt. Die Düse schafft lediglich durch Erzeugen der Strömungsform des Strahles die wichtigste Voraussetzung für das mehr oder weniger rasche Aufteilen und Zerstäuben der Spritzflüssigkeit, dessen Durchführung jedoch ausschließlich den von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften (dynamischen Luftkräften) vorbehalten bleibt. Dies wird durch die später folgenden Ausführungen noch weiter belegt werden.

Die Zähigkeit der Flüssigkeit wirkt sich hemmend und verzögernd auf Strahlbildung und Strahlzerfall aus (Vergleich zwischen Bild 7 und Bild 8), während die Oberflächenspannung der Spritzflüssigkeit die Strahlauflösung und die Tropfenbildung in Zusammenarbeit mit den Luftkräften fördert.

### 2. Untersuchung des Einflusses der Luftdichte und Luftfähigkeit auf den Strahl

Der weitaus stärkste Einfluß auf die Strahlbildung und die Strahlauflösung ist der Luftdichte bzw. dem Gegendruck der Luft zuzuschreiben. Zur Ermittlung des Einflusses der Luftdichte auf den Strahl wurden Mengemessungen im Strahlkern vorgenommen. Das Bild 9 zeigt den Aufbau eines aus einer Lochdüse gespritzten Strahles. Danach kann der Strahl zerlegt werden in einen kompakteren Strahlkern, um den herum sich ein aus abgespalteten Brennstoffteilchen bestehender Strahlmantel befindet. Auffangmessungen im Strahl haben Aussicht auf Genauigkeit  $n \approx r$  im Strahlkern, wie sich aus oberflächlicher Überlegung bereits ergibt. Der prozentuale Anteil der aufgefangenen Kernmenge an insgesamt pro Hub eingespritzten Brennstoff vermittelt ein anschauliches Bild über die Strahlauflösung und damit über den Einfluß der äußeren Luftkräfte auf den Strahl. Die Auffangversuche wurden mit einer dem Strahlkerndurchmesser angepaßten Rohrsonde in gleichbleibender Entfernung von der Düse ausgeführt. Die Anordnung war so getroffen, daß der Strahl durch die Sonde in keiner Weise gestört oder beeinflusst wurde. Bild 10 zeigt Ergebnisse der Auffangversuche.

Bei geballter wie auch bei aufgelockerter Strömung tritt mit vom Vakuum an zunehmender Luftdichte ein Zusammendrücken des

Strahles auf, das für Gasöl bei etwa 5 ata Luftdruck das Maximum erreicht (Bild 10). Die im Strahlkern befindliche Flüssigkeits-Tropfenbildung am Strahlrand - nicht statt. Bis zu diesem Punkt überwiegt der Einfluß des statischen Luftdruckes. Die dynamischen Luftkräfte, die durch die Relativgeschwindigkeit Strahl-Luft erzeugt werden, sind noch nicht groß genug, um die inneren molekularen Flüssigkeitskräfte zu überwinden und damit eine Strahlauflösung herbeizuführen. Erst mit von 5 ata an wachsende dynamische Luftkräfte durch die Relativgeschwindigkeit Strahl-Luft erzeugt, die eine zunehmende Strahlauflösung herbeiführen.

Diese Erscheinung der Strahlkernzunahme und -abnahme läßt sich durch Plastilinabdrücke vom Strahl anschaulich bestätigen.

Die tiefere Ursache für diese Abhängigkeit der Strahlauflösung von der Luftdichte ist in dem Größenverhältnis der inneren Flüssigkeitskräfte zu den von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften zu suchen, das sich mit steigender Luftdichte verändert.

Die bei gleicher Einspritzmenge pro Hub durchgeführten Messungen ergeben ferner, daß die Anfangsstörung der Düse entscheidenden Anteil an der Brennstoffverteilung im Strahl besitzt (Bild 10). Beispielsweise betrug die bei ungünstigster Luftdichte (5 ata) und sonst gleichen Bedingungen im Strahlkern aufgeflossene Brennstoffmenge bei geballter Strömung etwa 68 %, bei aufgelockelter Strömung etwa 23 % der insgesamt pro Hub eingespritzten Menge. Der jeweilige Rest von 32 % bzw. 77 % befindet sich in Form von bereits abgespalteten Flüssigkeitsteilchen im Strahlmantel und kann allgemein als Maßstab für die Beurteilung der Brennstoffverteilung im Strahlquerschnitt angesehen werden. Das hiermit aufgezeigte unterschiedliche Verhalten der beiden Strömungsarten ist im Hinblick auf die Verbrennung im Motor von großer Bedeutung.

Auch bezüglich der Tropfenbildung unter Luft einfluß zeigen beide Strömungsformen ein unterschiedliches Verhalten, wie aus den zwei folgenden Bildern 11 und 12 hervorgeht. Die aufgelockerte Strömungsform des Strahles zeigt ein sofortiges intensives Einsetzen der Tropfenbildung.

Interessant ist auch das volumenmäßige Verhalten der beiden Strömungsformen des Strahles unter dem Luftdichte einfluß (Bild 13). Die aufgelockerte Strömung zeigt eine ausgeprägtere Abhängigkeit des Strahlvolumens von der Luftdichte als die geballte. Sie ist jedoch volumenmäßig der geballten Strömung überlegen.

Unter Zugrundelegung des zur Verbrennung erforderlichen theoretischen Luftbedarfes, also für  $\lambda = 1$ , enthält der aufgeflockerte Gasölstrahl bei 15 ata in der Bombe (also bei dieselmotorischer Luftdichte) 70 %, der Strahl mit geballter Strömung nur 38 % der nötigen Luftmenge.

Die bei gleichbleibender Luftdichte, jedoch verschiedener Strahlgeschwindigkeit durchgeführten Auffangmessungen zeigen, daß es für die geballte Strömung eine für die Strahlauflösung günstigste Strahlgeschwindigkeit gibt (Bild 14).

Diese Tatsache wird mit dem Übergang von dynamischer zu statischer Oberflächenspannung und der dadurch mit steigender Strahlgeschwindigkeit eintretenden Verschiebung des Verhältnisses der inneren zu den äußeren Strahlkräften erklärt. Bei aufgelockelter Strömung ist diese ausgeprägte Abhängigkeit der Strahlauflösung von der Strahlgeschwindigkeit nicht vorhanden, da diese Strömungsform weit günstigere Voraussetzungen für die Strahlauflösung mit sich bringt, als es bei der geballten Strömung der Fall ist.

Bild 15 zeigt die Abhängigkeit der Luftzähigkeit von der Temperatur. Die im Motor bei rd. 650°C Kompressionsendtemperatur vorhandene Zähigkeit der Luft (Punkt B) ist rd. 4,5 mal so groß als die von Äthan bei 20°C (Punkt C). Die Äthanzähigkeit ist etwa halb so groß als die der Luft bei 20°C (Punkt A). Bild 16 gibt die Ergebnisse der Auffangmessungen bei geballter Strömung in Äthan und Luft wieder. Diese Ergebnisse lassen den Schluß zu, daß die im Dieselmotor während des Einspritzvorganges herrschende Luftzähigkeit die Strahlauflösung stark behindert. (Die Streuung der Meßpunkte der Äthankurve von etwa 6 ata an hat besondere Gründe, auf die hier nicht näher eingegangen sei.)

Die Versuche und ihre Ergebnisse zeigen die grundsätzliche Richtung auf, in der von seiten der Düse her das Problem des Erreichens guter Gemischbildung im Motor anzufassen ist. Es ist damit ferner erwiesen, daß dem konstruktiven Aufbau der Düse, in erster Linie den Nadelsitz- und Ausflußverhältnissen der Düse ausschlaggebende Bedeutung bezüglich der Brennstoffverteilung im Strahl und vor allem auch im Hinblick auf die weitere, durch die Luftkräfte erfolgende Strahlauflösung zukommt.

Unter Zugrundelegung der hier aufgezeigten grundsätzlichen Ergebnisse der Strahluntersuchung sind Versuche am Motor selbst geplant, die zunächst das Ziel haben, die in der Bombe erhaltenen Erkenntnisse auf ihre Gültigkeit im Motor zu prüfen. Das unterschiedliche Verhalten der einzelnen Strahlen wird sich dabei sehr klar bei hohen Drehzahlen zeigen. Als wichtigster Vergleichsmaßstab für das Verhalten der einzelnen Düsen und Strahlen im Motor ist die Dauer der Verbrennung unter sonst gleichen Bedingungen anzusehen. Die ermittelte Verbrennungszeit zusammen mit Druckindizierung werden die gewünschten Aufschlüsse ergeben.

Das Endziel dieser motorischen Untersuchungen ist es, die im Motor zu leistende Gemischbildungsarbeit mehr und mehr der Düse selbst zuzuschreiben und so nur mit einem unbedingt notwendigen Minimum an Luftbewegung im Verbrennungsraum auszukommen. Dadurch würde die bisher in verschiedenen Motortypen vom Motor selbst noch zu leistende Gemischbildungsarbeit, die beträchtliche Werte annehmen kann, wegfallen bzw. der Nutzleistung zugute kommen. Es ist ferner in diesem Zusammenhang erstrebenswert, die Verbrennungszeit bei hohen Drehzahlen so weit als möglich zu verkürzen, um dadurch die Wirtschaftlichkeit des motorischen Arbeitsverfahrens zu erhöhen. Denn nur die in der Nähe des oberen Totpunktes umgesetzte Brennstoffenergie hat maßgeblichen Anteil am thermodynamischen Wirkungsgrad der Maschine.

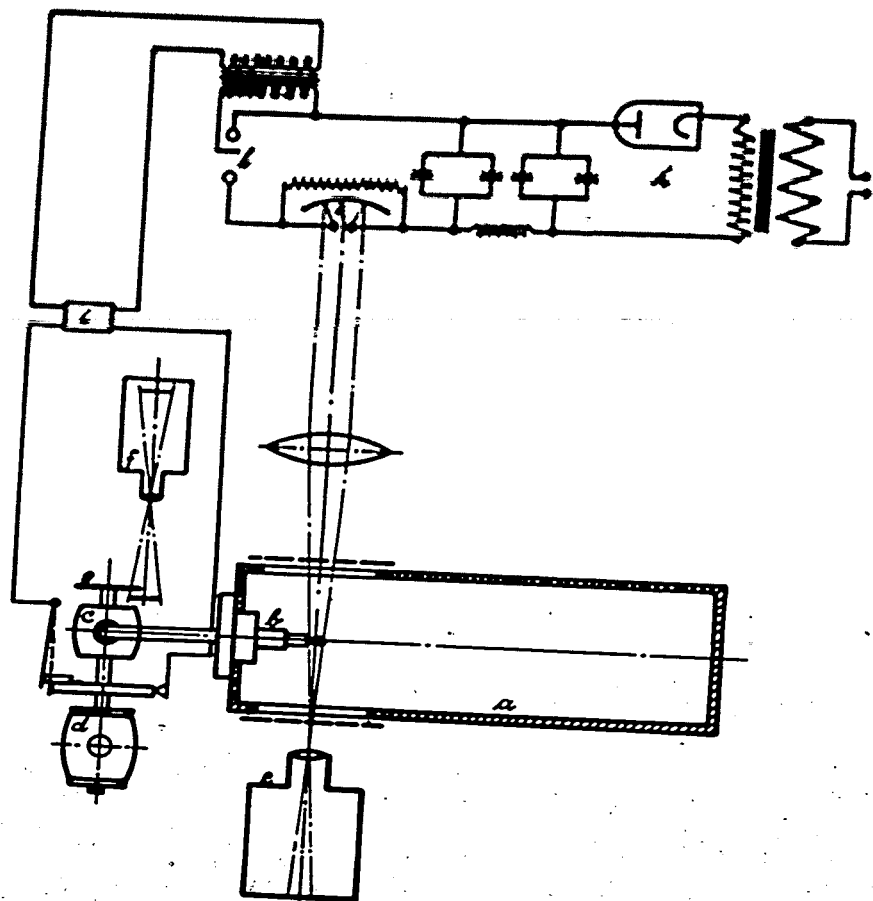


Bild 1. Versuchseinrichtung für Strahluntersuchungen.

- a) Einspritzpumpe
- b) Düsenhalter mit Düse
- c) Einspritzpumpe
- d) Elektromotor
- e) Photographische Kamera zur Aufnahme der Strahlen
- f) Photographische Kamera zur Aufnahme der mitrotierenden Kurbelwinkelmarke g
- g) Marke zwecks Ermittlung der mit e photographierten Strahlstadien
- h) Elektrische Anlage zur Erzeugung der Belichtungsfunken
- i) Steuergerät für den Belichtungsfunken
- k) Belichtungsfunkenstrecke
- l) Steuerfunkenstrecke

Zapfendüse

Nadeldüse

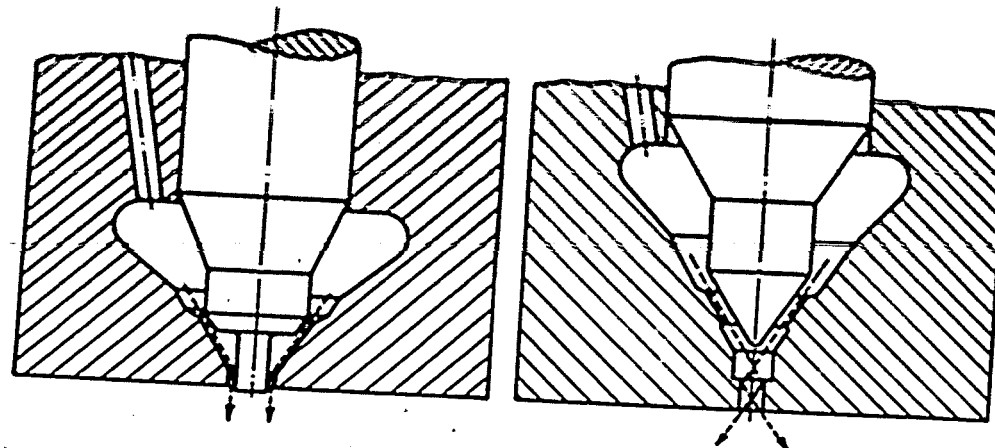


Bild 2a. Einspritzdüsen.

Flachsitzdüse

Zapfendüse mit Kegel

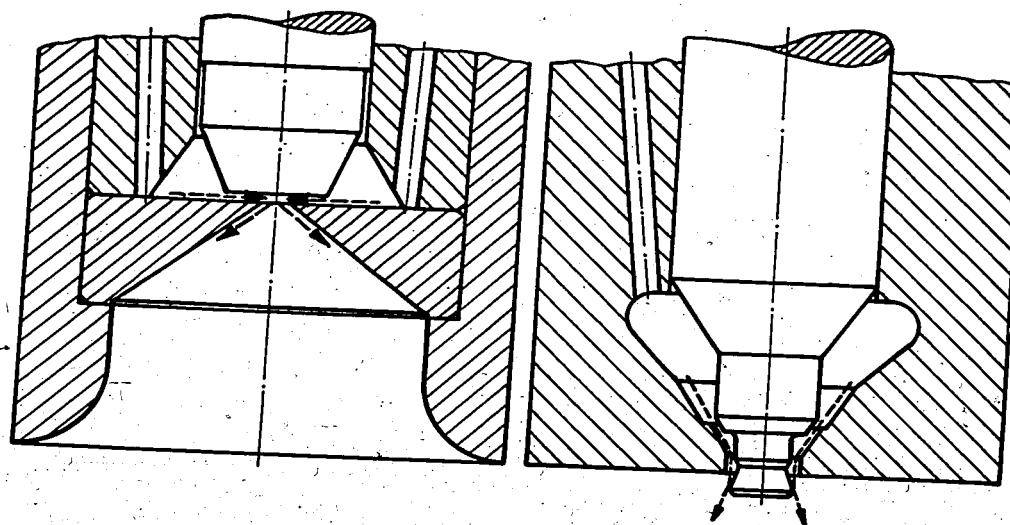


Bild 2b. Einspritzdüsen.

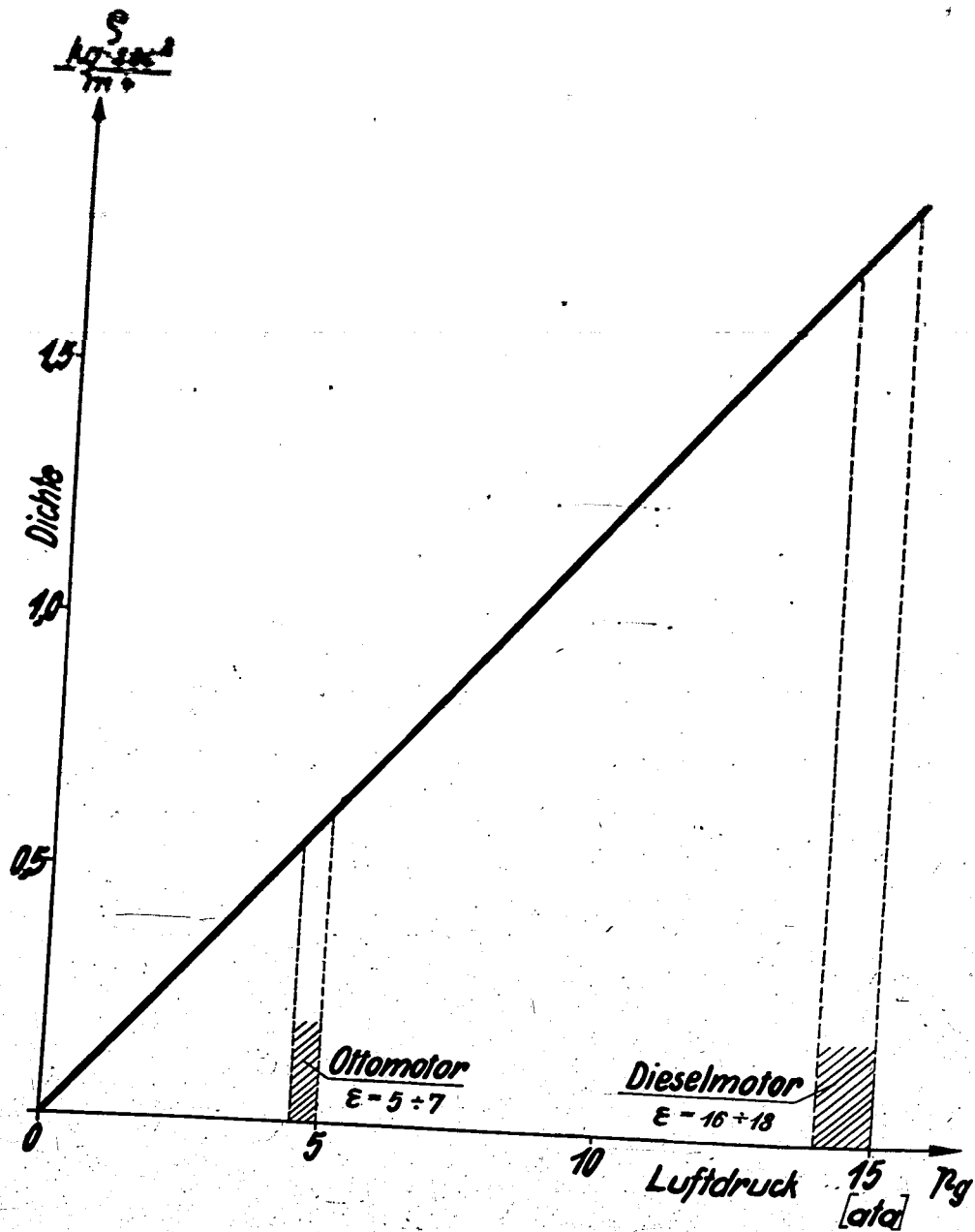


Bild 3. Abhängigkeit der Luftdichte vom Druck. ( $t_1 = 20^\circ \text{C}$ )

Bild 4. Geballte Strömung, Zapfendüse Bild 2a, Gasöl, Vakuum. Bildmaßstab 8 : 1.

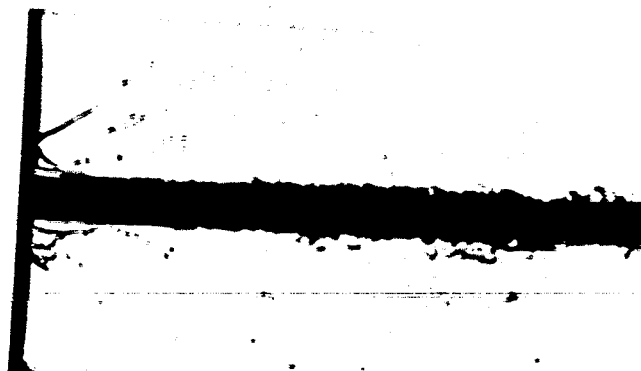


Bild 5. Aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Bild 2b, Gasöl, Vakuum. Bildmaßstab 8 : 1.



Bild 6. Häutchenbildung und -zerfall, Gasöl, Vakuum. Bildmaßstab 8 : 1.

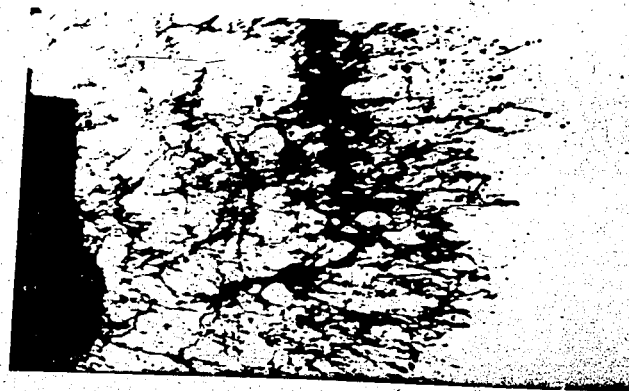




Bild 7. Zapfendüse mit Kegel Abb. 2b, sehr zähes Schmieröl, Vakuum, Spritzbeginn. Bildmaßstab 2 : 1.

Die Spritzflüssigkeit verläßt infolge ihrer großen Zähigkeit die Düse in Form eines zusammenhängenden kreiskegelförmigen Häutchens.



Bild 8. Düse wie Abb. 7, Vakuum, Spritzbeginn, jedoch Gasöl als Spritzflüssigkeit. Bildmaßstab 8 : 1.

Das verwendete Gasöl besitzt eine vielfach kleinere Zähigkeit gegenüber dem Schmieröl Abb. 7. Daher kann sich - deutlich wahrnehmbar auf dem Bild - die Oberflächenspannung der Flüssigkeit voll auswirken. Unter ihrem Einfluß zerfällt die aus der Düse austretende Spritzflüssigkeit in einzelne Kerne, welche ihrerseits zur Zertrüpfung führen. Die große Zähigkeit des in Abb. 7 verwendeten Schmieröls verhinderte dort das Auftreten dieser Erscheinung.

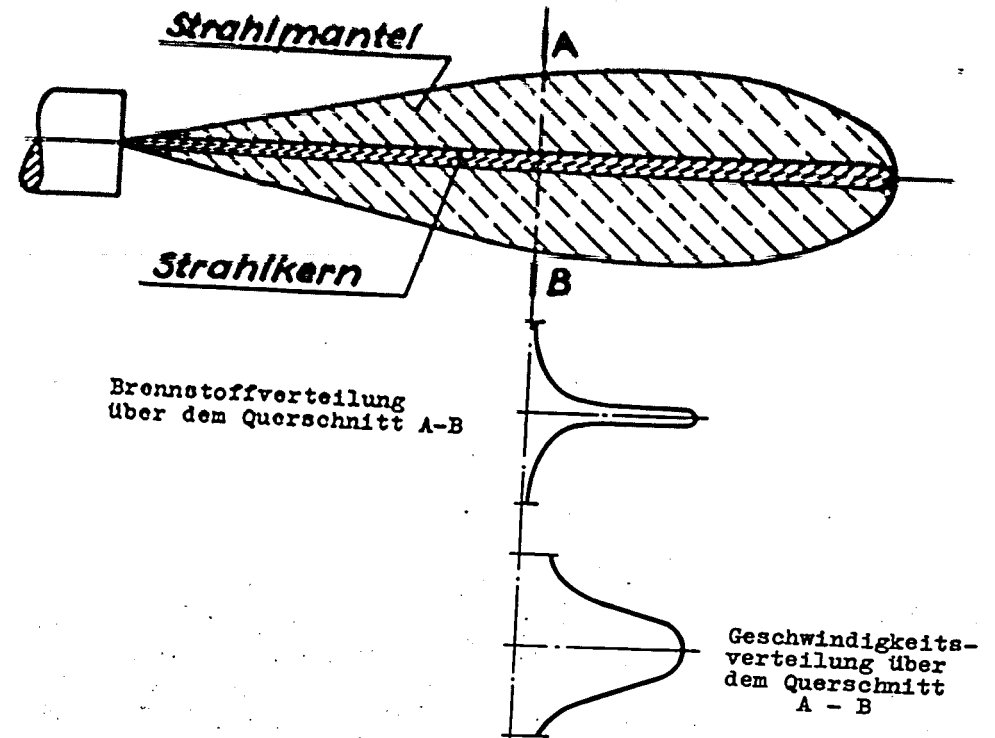


Bild 9. Strahllaufbau (Lochdüse).

# Mengenmessung im Strahlkern

000940

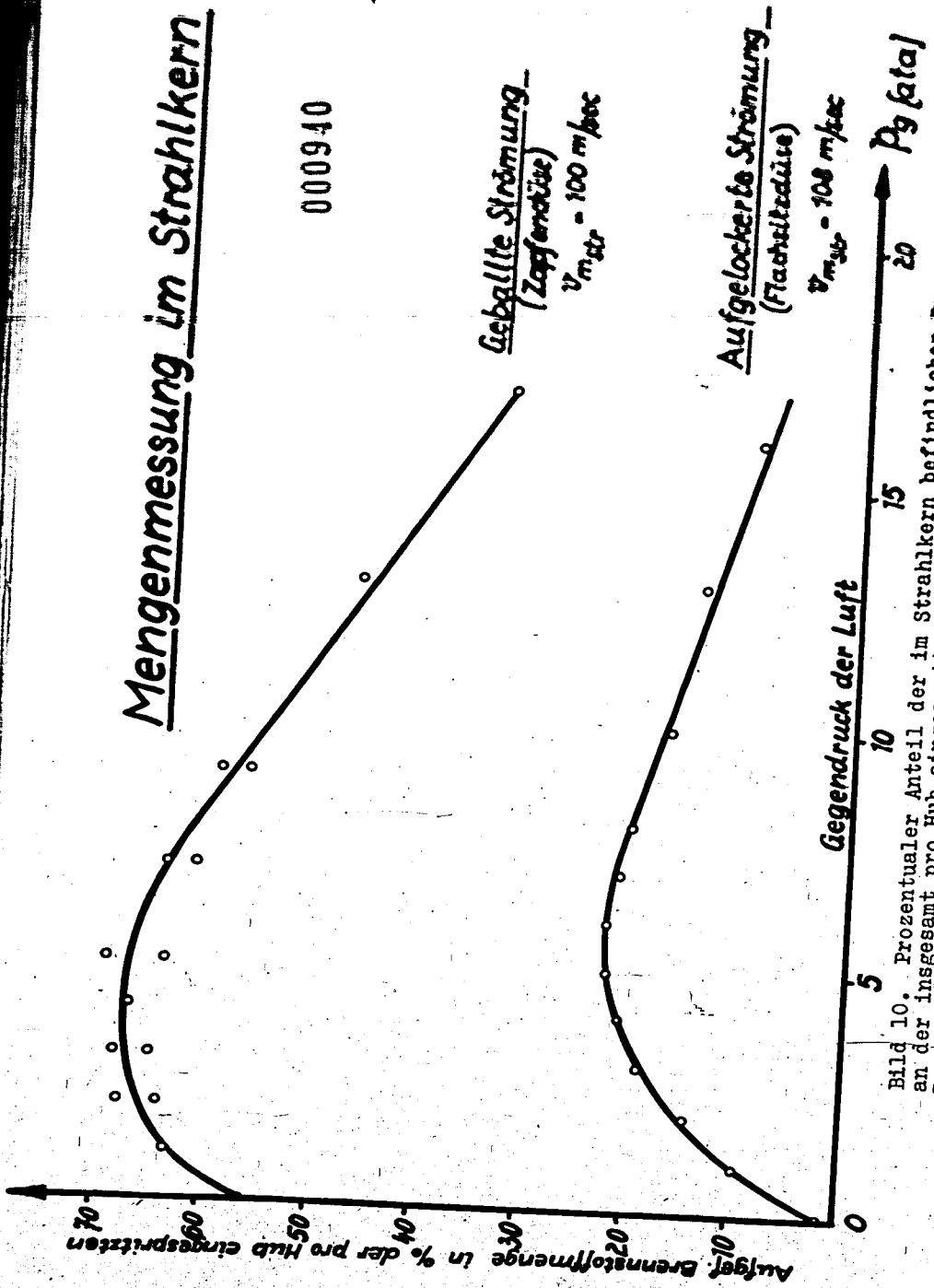


Bild 10. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Brennstoffmenge an der insgesamt pro Hub eingespritzten in Abhängigkeit vom Gegendruck  $P_g$  der Luft (Aufangversuch).  
 Kurve a: aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, mittlere Strahlgeschwindigkeit  $v_m = 108 \text{ m/s}$ .  
 Kurve b: geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a,  $v_m = 100 \text{ m/s}$ .

000941



Bild 12. Aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, Gasöl, Gegendruck der Luft 16 ata. Bildmaßstab 8 : 1.

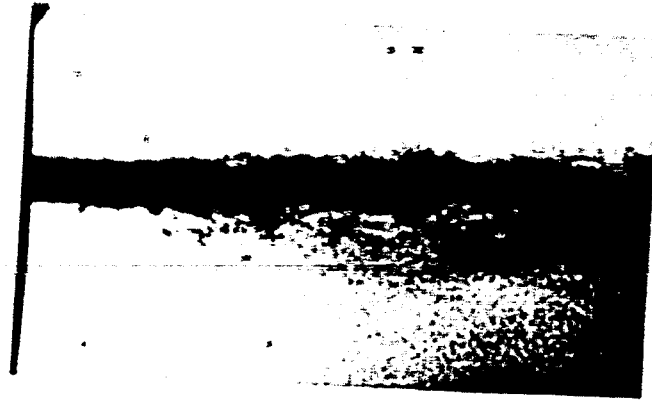


Bild 11. Geballte Strömung, Zapfendüse Abb.-2a, Gasöl, Gegendruck der Luft 16 ata. Bildmaßstab 8 : 1.



000942

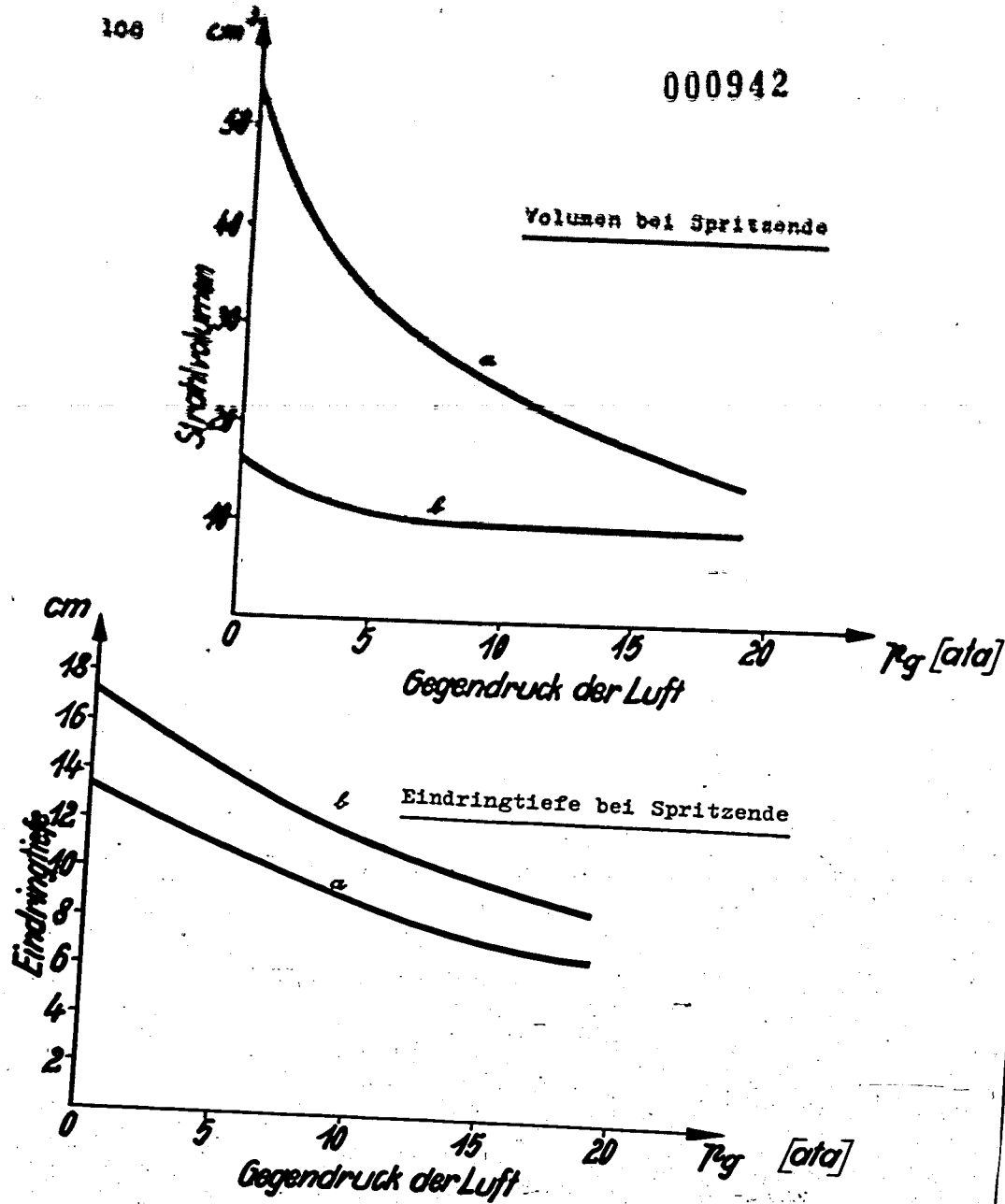


Bild 13. Strahlvolumen und Eindringtiefe bei Spritzende in Abhängigkeit vom Gegendruck  $p_g$  der Luft in der Bombe.  
 Kurve a: aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, mittlere Strahlgeschwindigkeit  $v_m = 125$  m/s.  
 Kurve b: geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a,  $v_m = 119$  m/s.

Mengenmessung im Strahlkern

000943

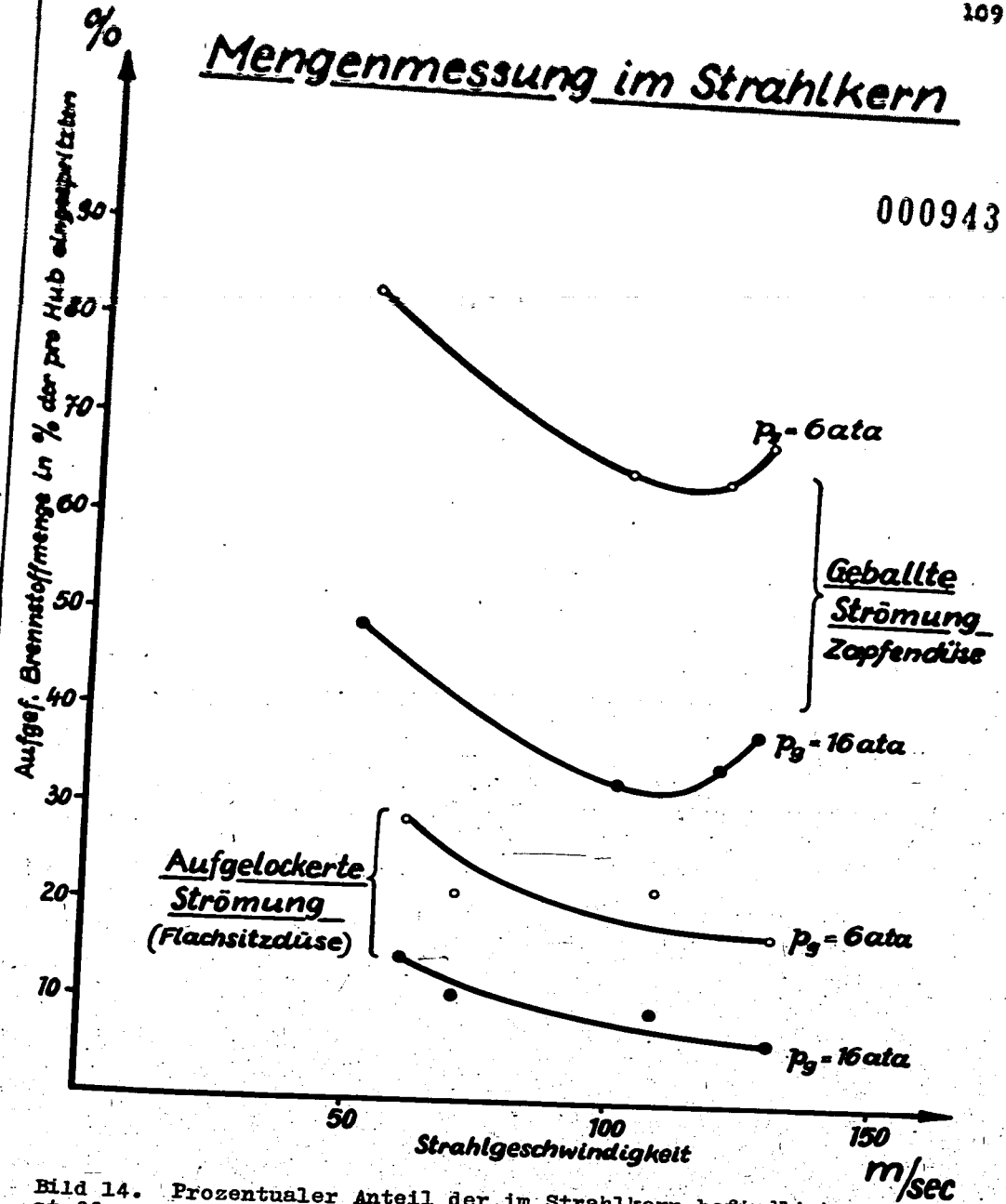


Bild 14. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Brennstoffmenge an der insgesamt pro Hub eingespritzten in Abhängigkeit von der Strahlgeschwindigkeit, gemessen für 2 Gegendrucke  $p_g$  der Luft sowie bei geballter und aufgelockelter Strömung (Auffangversuch).

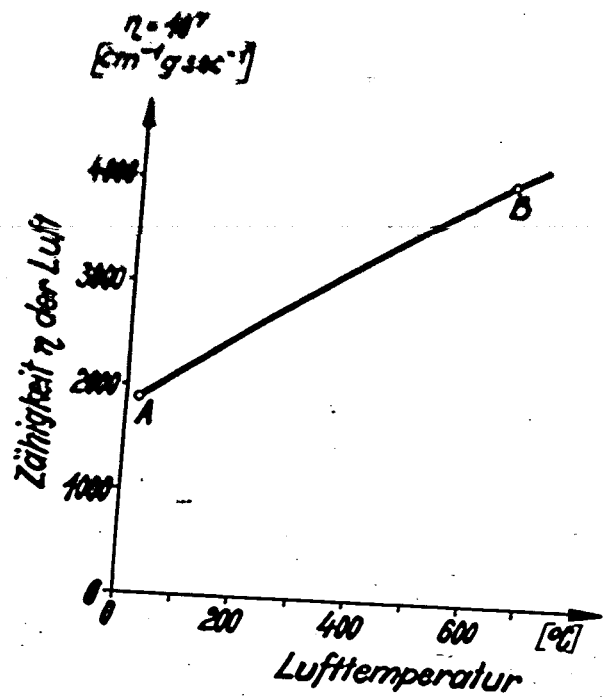


Bild 15. Abhängigkeit der Luftzähigkeit von der Lufttemperatur.

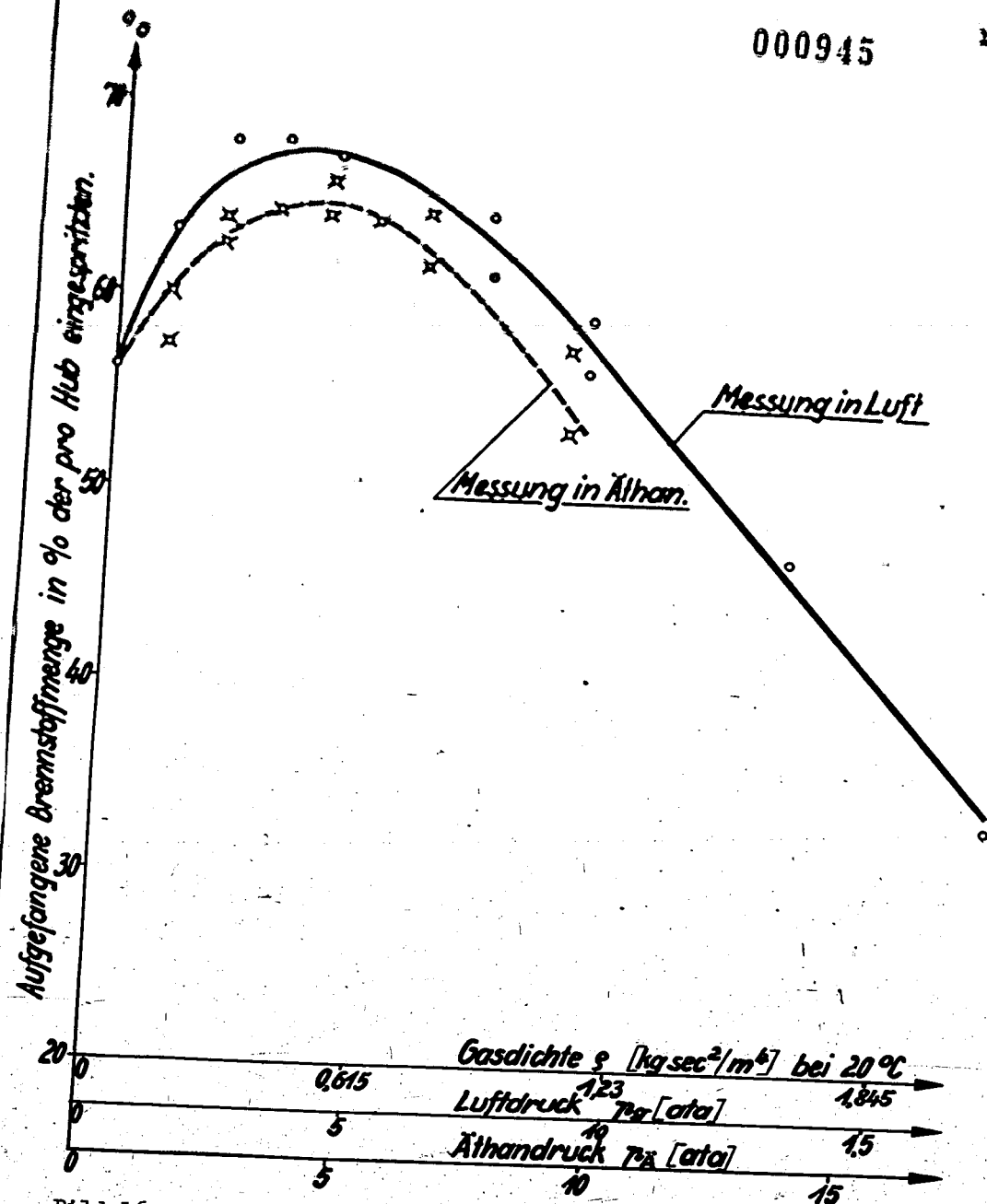


Bild 16. Einfluß unterschiedlicher Gaszähigkeit auf die im Strahlkern befindliche Brennstoffmenge. Auffangmessung in Luft (Kurve a) und Äthan (Kurve b) bei geballter Strömung;  $v_m = 100$  m/s.

## 6. Zündverzugsmessung und Kraftstoffbewertung

Von Dipl.-Ing. E r n s t

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

### Meßverfahren

Für die Aufnahme des Zündverzugs im Motor kommen folgende  
Meßverfahren in Betracht:

1. Messung des Druckverlaufs
2. Aufnahme der Flammenjonisation
3. Aufnahme der Ausstrahlung des Brennraums
4. Lichtbildaufnahmen der Verbrennung.

Die Druckanzeige ist für einen einheitlichen Brennraum weitgehend unabhängig vom Meßort, sofern das Meßgerät unmittelbar am Brennraum angesetzt werden kann. Die Aufnahme des Jonisationsstroms beim Durchgang durch die Flamme ist eine ausgesprochen örtliche Messung, also wesentlich abhängig vom Meßort. Die Aufnahme der Ausstrahlung des Brennraums ist von der Form und der Lage des durch die Aufnahmevorrichtung gebildeten Sichtkegels abhängig. Schwierigkeiten bereitet hier mitunter die Schwächung der Empfindlichkeit durch Verrussen des Aufnahmefensters. Durch geeignete Ausbildung und Anordnung des Dämpfers kann das Verrussen weitgehend verzögert werden. Für Lichtbildaufnahmen gelten im wesentlichen die Bedingungen der Strahlungsmessung.

Zur Klärung der Verwendungsmöglichkeiten der einzelnen Meßverfahren wurden an einem Lanova-Einzyliermotor Zündverzugsbestimmungen durchgeführt, wobei hauptsächlich die Strahlungsmessung mit Fotozellen eingehender untersucht wurde. Die Fotozellen wurden an drei verschiedenen Stellen des Brennraums gegen die Speichermündung, gegen den Speicher selbst und an der Auslaßseite des Brennraums auf die Einspritzdüse zu angesetzt (Bild 1).

Im allgemeinen tritt der kleinste Zündverzug und daher die erste Entzündung des Kraftstoffs im Hauptbrennraum in der Gegend der Speichermündung auf (Bild 2). Der Kraftstoff trifft hier auf seinem Weg von der Einspritzdüse her durch den Brennraum hindurch auf die heiße Mündungszone des Speichers, wo er sich entzündet. Begünstigt durch die Luft- und Kraftstoffstrahlbewegung in Richtung auf den heißen Speicher schlägt die Flamme zunächst in diesen hinein und erst dann greift die Entflammung auf den Hauptbrennraum über. Der Verbrennungsablauf wird wesentlich vom Spritzbeginn beeinflusst. Bei frühem Spritzbeginn greift die Entflammung sehr rasch um sich, die Einsatzpunkte an den verschiedenen Meßstellen liegen dichter beieinander. Bei später Einspritzung dagegen breitet sich die Entflammung deutlich langsamer aus.

Es zeigt sich also, daß die Genauigkeit der Messung wesentlich davon abhängt, an welcher Stelle des Brennraums der Zündverzögerung bestimmt wird.

Allgemein läßt sich weiter feststellen, daß aufeinanderfolgende Umsetzungs Vorgänge trotz gleicher äußerer Bedingungen erhebliche Ungleichförmigkeiten im Verbrennungsablauf aufweisen können.

Für den Lanova-Luftspeichermotor (Bild 3) zeigen 2 Aufnahmen der Ausstrahlung des Brennraums bei gleichen motorischen Betriebsverhältnissen, daß sowohl der Höchstwert als auch der Verlauf der Ausstrahlung deutliche Unterschiede aufweisen. Der Verlauf des Verbrennungsdruckes ist wesentlich gleichförmiger, da er sich aus Einzelvorgängen zusammensetzt, die sich teilweise wieder ausgleichen.

Es zeigt sich also weiter, daß man Gesetzmäßigkeiten für den Zündverzug im motorischen Betrieb zweckmäßig durch Mittelwertbildung feststellt.

#### Verbrennungsverfahren

Die Zündverzugsbestimmung insbesondere für die Zwecke der Kraftstoffprüfung wird im allgemeinen bei unmittelbarer Einspritzung durchgeführt. Die einzelnen motorischen Verbrennungsverfahren zeigen jedoch bekanntlich unterschiedliches Verhalten beim Anlassen und beim Betrieb des Motors, ebenso auch verschiedene Kraftstoffempfindlichkeit. Von der unterschiedlichen Ausbildung des Brennraums muß man hauptsächlich insofern einen Einfluß auf den Zündverzug erwarten, als bei gleicher Gesamtverdichtung Temperatur und Druck an der Zündstelle bei den einzelnen Verfahren verschieden sein können. Bei Untersuchungen am FKFS-Dieselprüfmotor ergab sich jedoch (Bild 4), daß für ein handelsübliches Gasöl mit drei verschiedenen Verbrennungsverfahren bei gleichem Spritzbeginn über dem ganzen Verdichtungsgebiet Unterschiede im Zündverzug von nur 1°KW auftraten.

Bei Vergleichsmessungen mit Kraftstoffen verschiedener Herkunft von größerer und geringerer Zündwilligkeit wurden größere Unterschiede bis zu 2°KW festgestellt. Die kleineren Zündverzögerungen wurden dabei vom Vorkammer- und Luftspeicherverfahren erreicht.

Das Verbrennungsverfahren hat demnach auf den Zündvorgang einen verhältnismäßig kleinen Einfluß, der jedoch bei den einzelnen Kraftstoffarten verschieden ist. Die auf eine Verkürzung des Zündverzugs hinwirkenden Eigenschaften werden durch entgegengesetzte Einflüsse weitgehend ausgeglichen. Sind feststellbare Unterschiede vorhanden, so ergeben stets die Verfahren mit unterteiltem Brennraum die kleineren Zündverzögerungen.

#### Einfluß inerte Gase

Im allgemeinen sind in der verdichteten Frischluft des Brennraums nur geringe Mengen bereits verbrennter Gase enthalten. Diese Anteile können jedoch bei schlechtem Zustand des Motors größer werden. Der Abgasanteil ist beim Zweitaktmotor größer als beim Viertaktmotor. Bei unterteilten Brennräumen enthält der ab-

geschaurte Teil ebenfalls mehr Abgas, da er nicht genügend ausgepült wird.

Eine versuchsmäßige Veränderung der Einzelanteile des angesaugten Sauerstoff-Stickstoffgemisches ergab, daß von einem Sauerstoffgehalt von mehr als 50 % an nur eine geringe Abnahme des Zündverzugs zu erwarten ist, während unterhalb 10 % Sauerstoffgehalt der Zündverzug stark ansteigt. Die Wirksamkeit der einzelnen Gase ist unterschiedlich. Durch Zusatz von Kohlensäure zur angesaugten Luft wird gegenüber Stickstoff ein erheblich steilerer Anstieg des Zündverzugs erreicht.

#### Kraftstoffbewertung

Die Zündwilligkeit des Kraftstoffs wird bekanntlich mit Hilfe des Zündverzugs bewertet. Im allgemeinen erfolgt diese Bewertung bei einem Betriebszustand, also auch bei einer Verdichtung. Es zeigt sich nun, daß die Zündwilligkeit über ein größeres Druck- und Temperaturgebiet für verschiedene Kraftstoffe einen unterschiedlichen Verlauf ergeben kann. Damit können sich bei der Bewertung des gleichen Kraftstoffes bei verschiedenen Verdichtungen auch verschiedene Cetenzahlen ergeben, da die Bewertung im Vergleich mit Eichkraftstoffen erfolgt. Bei einer praktischen Auswertung dieses Verhaltens für die Kraftstoffprüfung erhält man in der vorliegenden Darstellung (Bild 6) für jeden Kraftstoff über den Verlauf der Verdichtung Kennlinien, denen die jeder Verdichtung entsprechenden Cetenzahlen entnommen werden können.

Bei Verwendung eines Kraftstoffs im Ottomotor wird seine Bewertung nach der Klopfestigkeit durchgeführt. Die allgemein gebräuchlichen Prüfverfahren bestimmen hierzu die Klopfgrenze unter festgelegten Bedingungen mit Hilfe des Springstabs.

Nach den heute vorliegenden Erkenntnissen ist das Klopfen als reiner Selbstzündungsvorgang in Form einer Druckzündung anzusehen. Die Klopfestigkeit des Kraftstoffs kann daher auch als Widerstand gegen die Selbstzündung oder als Zündträchtigkeit und damit als begriffsgleich mit der Zündwilligkeit aufgefaßt werden.

Auf Grund dieser Erkenntnisse ist es naheliegend, auch den Otto-Kraftstoff nach dem Druck-Zündungsverfahren, also unmittelbar nach seiner im Zündverzug sich ergebenden Zündwilligkeit zu bewerten.

Das Ergebnis einer Meßreihe mit Mischungen aus Eichbenzol und -Benzin (Bild 7), bei der zunächst der Zündverzug als Cetenzahl und dann aus dem vorher festgestellten Zusammenhang zwischen Ceten- und Oktanzahl die zugehörige Oktanzahl ermittelt wurde, zeigt im Vergleich zu den nach dem Springstabverfahren im IG-Prüfmotor sich ergebenden Werten eine brauchbare Übereinstimmung bei der Meßverfahren. - Die Unterschiede im unteren Teil des Verlaufs sind wahrscheinlich auf Eigenarten der Springstabmessungen zurückzuführen. Die aus dem Zündverzug ermittelte Klopfestigkeit liegt um 1 - 2 Einheiten der Oktanzahl höher, da sich bei der angewandten Prüfweise die höhere Verdampfungswärme des Ottokraftstoffs im Sinne einer Oktanzahlerhöhung auswirkt.

Bei Anwendung dieses Verfahrens für Otto-Kraftstoffe ist es zweckmäßig, zur Verhinderung von Meßfehlern und Störungen durch Dampfblasenbildung eine Benzineinspritzanlage oder eine Kraftstoffkühlanlage einzubauen.

Das vorgeschlagene Verfahren kann noch keinen Anspruch darauf erheben, den gesamten Bereich der flüssigen Kraftstoffe zu umfassen, da ausreichende Erfahrungsgrundlagen noch nicht vorliegen. Die bisherigen Ergebnisse zeigen jedoch, daß es aussichtsreich erscheint, in Anbetracht der Vorteile gegenüber den üblichen Prüfungen, die Anwendung dieses Verfahrens weiter zu klären.

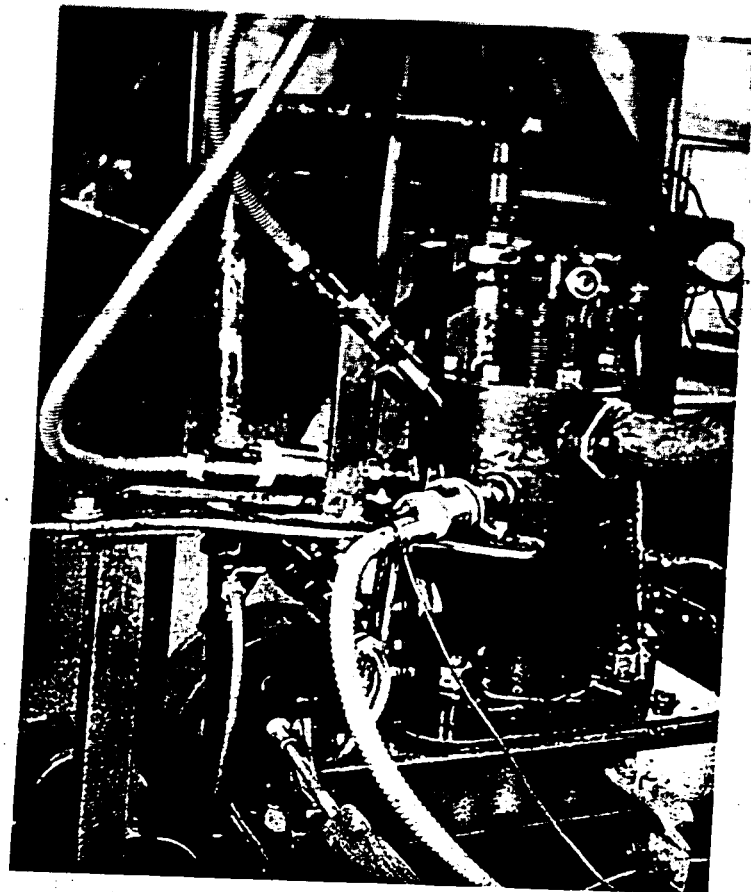


Bild 1. Anordnung der Photozellen am Lanova-Motor.

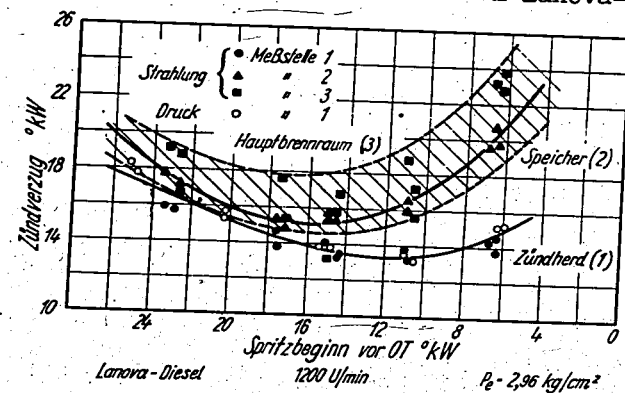


Bild 2. Zündverzug aus Druck- und Strahlungseinsatz.

000950

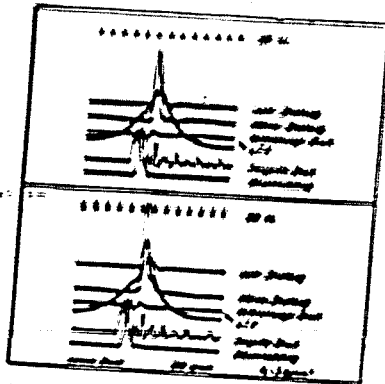


Bild 3. Ungleichförmigkeiten im Verbrennungsablauf bei gleichen äußeren Bedingungen.

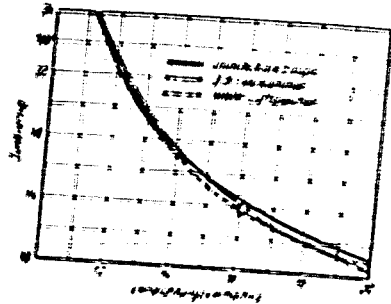


Bild 4. Zündverzögerung und Verbrennungsverfahren.

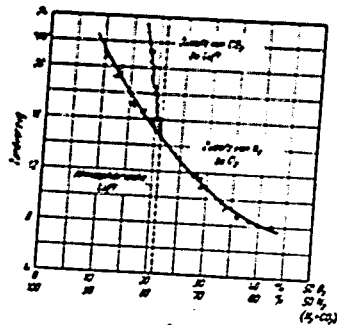


Bild 5. Zündverzögerung und Zusammensetzung der Luft.

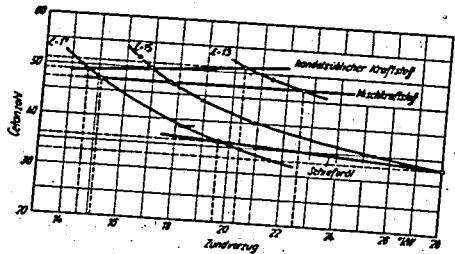


Bild 6. Kraftstoffbewertung bei verschiedener Verdichtung.

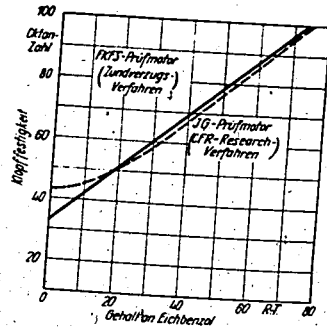


Bild 7. Oktanzahlbestimmung nach dem Zündverzögerung.

### 9. Der Dieselmotor mit seitengesteuerten Ventilen

Von Dipl.-Ing. Ernst

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

Die Anordnung seitengesteuerter Ventile beim Verbrennungsmotor bietet allgemein gegenüber der kopfgesteuerten Bauart Vorteile baulicher, wirtschaftlicher und betriebstechnischer Art.

Man erhält einen einfachen und gut zugänglichen Oberteil mit kleiner Bauhöhe, einfachere Ausbildung und geringere bewegte Massen der Steuerungsteile. Diesen Vorteilen verdankt die seitengesteuerte Bauart des Ottomotors ihre Verbreitung auf dem Gebiet des Gebrauchswagens.

Nachteilig wirken sich die längeren Gaswege und die größere Brennraumoberfläche aus, ebenso die ungünstigere Temperaturverteilung infolge unsymmetrischer Anordnung des Brennraums. Die Erhöhung der Verdichtung stößt insofern auf Schwierigkeiten, als der Raum über den Ventilen wegen der notwendigen Ventiltellerabmessungen und des Ventilhubes eine bestimmte Mindestgröße haben muß.

Trotz dieser ungünstigen Eigenschaften konnten am seitengesteuerten Ottomotor bemerkenswerte Leistungen erreicht werden. Aus Arbeiten von Drucker sind Hubraumleistungen bis zu 50 PS/l bekannt. Bei Entwicklungsarbeiten des Stuttgarter Instituts mit dem Ziel einer möglichst weitgehenden Senkung des Verbrauchs konnten spezifische Verbräuche unter 220 g/PS<sub>h</sub> erreicht werden.

Im Dieselmotorenbau findet bis heute ausschließlich die kopfgesteuerte Bauart Verwendung, da sich die bereits beim hochgezüchteten Ottomotor bekannten Schwierigkeiten, das notwendige Verdichtungsverhältnis baulich mit den erforderlichen Strömungsquerschnitten zu vereinbaren, hier in verstärktem Maße bemerkbar machen. Demgegenüber ist die beim heutigen deutschen Fahrzeugdieselmotor nahezu allgemein angewandte Unterteilung des Brennraums bei der seitengesteuerten Bauart ohne jegliche zusätzliche bauliche Maßnahme bereits vorhanden.

#### Bauliche Gestaltung (Bild 1)

Die Einspritzdüse sitzt auf der dem Hubraum abgekehrten Seite des Ventilraums in der Mitte zwischen beiden Ventilen und spritzt gegen die vom Kolben übergeschobene und im Ventilraum wirbelnde Verbrennungsluft. Bei den gegebenen Verhältnissen konnte von einer Einstrahldüse nicht die für gute Verbrennung notwendige Gemischbildung erwartet werden, deshalb war die Verwendung von Mehrlochdüsen, Schlitz- oder Fächerdüsen erforderlich. Wesentliche Schwierigkeiten beim Entwurf des Motors lagen in der Forderung, einerseits die für den Dieselmotor notwendige Verdichtung zu erreichen und andererseits die in den Ventil- und Überströmquerschnitten höchstens zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten

nicht zu überschreiten, um sowohl eine sichere Zündung als auch ausreichende Füllungsgrade zu gewährleisten. Zur Erreichung dieser Ziele mußten sämtliche Abmessungen, welche diese beiden Größen beeinflussen, sorgfältig aufeinander abgestimmt werden.

Bei 80 mm Bohrung und 140 mm Hub beträgt der Hubraum 0,7 l; die Höchstzahl ist 2500 U/min bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 11,5 m/s.

Die Brennraumform wurde nach verschiedenen Gesichtspunkten ausgeführt (Bild 2). Eine erste Form (Bild 2 rechts) wurde mit möglichst großem Übergangsquerschnitt vom Ventil- zum Hubraum ausgebildet zur Erzielung eines möglichst hohen Füllungsgrades. Bei der zweiten Form (Bild 2 links) sollte über jedem Ventil ein Luftwirbel erzeugt werden, der von den Kraftstoffstrahlen nahezu senkrecht geschnitten wird, wodurch bekanntlich die beste Vermischung von Kraftstoff und Luft möglich ist. Form 3 (Bild 3 rechts) wurde mit luftgekühltem Kopf ausgeführt, um durch die höheren Temperaturen die Wärmeverluste herabzusetzen und gegebenenfalls günstigere Zündverhältnisse zu schaffen. Bei der 4. Form (Bild 3 rechts) sollte das Gleiche auf anderem Wege erreicht werden. Der ganze obere Teil des Ventilraums wird hier von einer durch ein Luftpolster vom übrigen Kopf getrennten Schale gebildet.

Mit dieser Ausführung des Motors konnten Verdichtungen bis über 17 erreicht werden. Bei Vergrößerung des Hubraums ist eine weitere Erhöhung der größtmöglichen Verdichtung zu erwarten.

#### Ergebnisse

Die günstigsten Ergebnisse wurden mit dem in Richtung auf möglichst hohen Füllungsgrad gebauten Zylinderkopf erreicht. Die Maßnahmen zur Erhöhung des Füllungsgrades hatten also unter den vorliegenden Bedingungen gegenüber denen zur Erzeugung einer guten Vermischung und denen zur Herabsetzung der Wärmeverluste den größeren Einfluß.

Unter den verschiedenen, untersuchten Düsenarten ergab die Mehrlochdüse mit drei Einzelstrahlen in Fächerform die günstigsten Werte, während sich bei den übrigen Düsenarten im allgemeinen ein weicherer Gang des Motors zeigte.

Hinsichtlich Leistung und Verbrauch wurden mit der Verdichtung 14 die besten Werte erreicht. Eine höhere Verdichtung war infolge des größeren Leistungsaufwandes zur Verdrängung der Luft zwischen Kolben und Zylinderkopf ungünstiger.

Die im folgenden aufgeführten Werte (Bild 4) wurden bei Vollast an der Rauchgrenze mit handelsüblichem Kraftstoff ermittelt. Die indizierte Hubraumleistung betrug 23 bis 24 PS/l, der spezifische Kraftstoffverbrauch 150 g/PSih. Der Druckverlauf im Ventilraum (Bild 5) ließ erkennen, daß sowohl hinsichtlich Drucksteigerung wie auch im weiteren Druckablauf keine motorischen Schwierigkeiten zu erwarten sind. Der Höchstdruck über den Ventilen betrug bis zu 65 atü, der über dem Kolben wirksame Druck bleibt bis zu 5 atü hinter diesem Wert zurück. Der

Verlauf des Zündverzugs zeigt die bekannte Zunahme mit der Drehzahl, er liegt größenordnungsmäßig im Bereich üblicher Werte.

Die Verbrennungsgerausche sind bei Höchstleistung noch stark, doch ist es zweifellos möglich, sie durch entsprechende Maßnahmen auf das beim Dieselmotor übliche Maß zu vermindern.

Das Anlaßverhalten des Motors entspricht durchaus dem eines Motors mit unterteiltem Brennraum und gleicher Hubraumgröße.

Den Ergebnissen ist zu entnehmen, daß mit dem Versuchsmotor, bei dem die Brennraumabmessungen sorgfältig aufeinander abgestimmt wurden, Leistungs- und Betriebswerte erreicht wurden, die denen handelsüblicher kopfgesteuerter Dieselmotoren entsprechen. Die indizierten Leistungs- und Verbrauchswerte lassen nutzbare Werte im Mehrzylindermotor von 16 bis 18 PS/l Hubraum und Verbrauchswerte von ungefähr 200 g/PSih erwarten.

000952

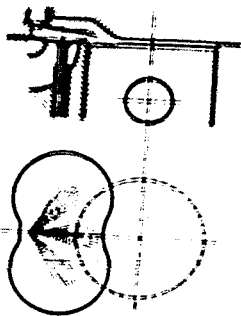


Bild 1. Seitengesteuerter Dieselmotor.

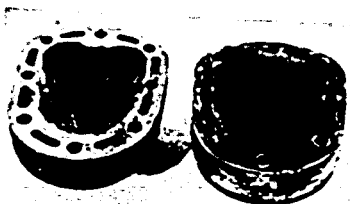


Bild 2. Brennraumform für seitengesteuerten Dieselmotor.



Bild 3. Brennraumform für seitengesteuerten Dieselmotor.

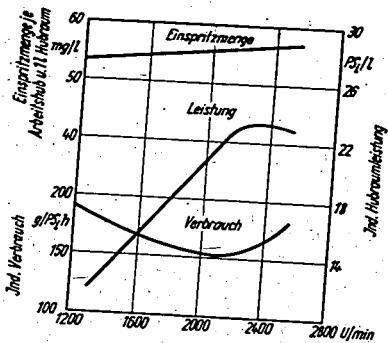


Bild 4. Kennwerte für seitengesteuerten Dieselmotor.

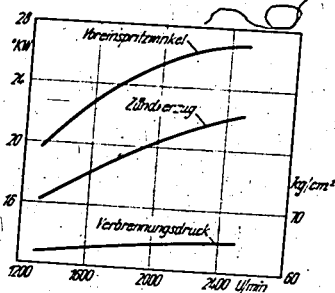


Bild 5. Kennwerte für seitengesteuerten Dieselmotor.



Nur zum Dienstgebrauch im Ge-  
schäftsbereich des Empfängers

S G 4

000953

# 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

000954

# 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 Ver-  
schluß zu halten.

B e r i c h t

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

000956

8. Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt, Dresden:

Zur Theorie der motorischen Lündungsvorgänge

9. Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt, Dresden:

Verbrennung von Flüssigen 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.

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 c 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 ).

1. Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung ..... Dr.-Ing. Oschats ..... 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 Dieselholzgass-Betrieb ..... Obering. Kohlepp ..... 47
4. Motorische Verbrennung beim Diesegasverfahren ..... 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 Dieselfahren ..... Dr.-Ing. habil. Dreyhaupt. 89

## 1. Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf

### Strahlform und Strahlaufbereitung

Von Dr.-Ing. V. O s c h a t s

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 Überschiebverlusten, die durch die grossen Luftgeschwindigkeiten im engen Ueberströmkanal hervorgerufen werden. Diese sogenannten Gemischbildungsverluste können je nach Drehzahl bis zu 10 % und mehr des Nutzdruckes 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 D ü s e 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 verdeutlicht. Die Ergebnisse sind im Kraftfahrttechnischen Forschungsheft 67 abgedruckt.

Aus ihnen geht vor allem hervor, dass der *A n f a n g s s t ö r u n g* der *D ü s e* und dem Einfluss der von aussen auf den Strahl einwirkenden *L u f t k r ä f t e* 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. Ausdämpfercheinungen 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, angeraute 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 auflöckernden Querkkräfte 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 Gegen-  
druck der Luft. Die Luftdichte bei 16 ata, 20°C entspricht  
der, wie sie im Dieselmotor im Zeitpunkt der Einspritzung vor-  
zufinden ist. Das Bild zeigt sehr spärlich einsetzende Tropfen-  
bildung 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 Kraftstoff-  
verteilung über ein grosses Volumen. Die Eindringtiefe dieses  
Strahles ist geringer als die des Strahles in Bild 8 mit ge-  
ballter Strömung.

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

Für die motorische Untersuchung des Verbrennungsvorganges  
war es nun notwendig, einen Düsentyp zu schaffen, der es ge-  
stattet, bei im Prinzip gleichem Aufbau der Düse und somit  
gleichen äusseren Bedingungen den Kernanteil des pro Hub einge-  
spritzten Kraftstoffes, die Eindringtiefe, das Strahlvolumen  
und die Zerstörungintensität zwischen je zwei extremen Gren-  
zen 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 unzerstör-  
tem 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 ( $f(\alpha, d)$  = Abzisse) sind aufgetragen die Eindringtiefe  $K$  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 voraus 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 zunehmen  $P$  überwinden. Der Krümmungsdruck  $P = \gamma \frac{1}{R}$  nimmt mit kleiner werdendem 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 Strahlbau 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 mm  $\frac{3}{4}$  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 Zersthubungsintensität 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 Zersthubungsintensität.

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 Zersthubung 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 werdenden Lochdurchmesser nähert sich die Strahlform - ausgehend von grösster Auflockerung - mehr und mehr vollkommener Ballung.

Dabei bleibt - und das erscheint gefühllos als wichtig - selbst 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 Nadelstichwinkel  $\alpha$  in Grad.) die charakteristische Rauigkeit der Strahl-oberfläche erhalten, die für den Angriff der zerstückelnden 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, 25, 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 Luftgegenndruck gemachten Strahlaufnahmen Bild 16, 19, 23, 28, 34, 40 zeigen, wie mit zunehmender Verlagerung des Kraftstoffes in den Strahlkern das Einsetzen der Zerstäubung in Düsennähe 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 günstiges Mass, die Eindringtiefe dabei zu verkleinern, 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.

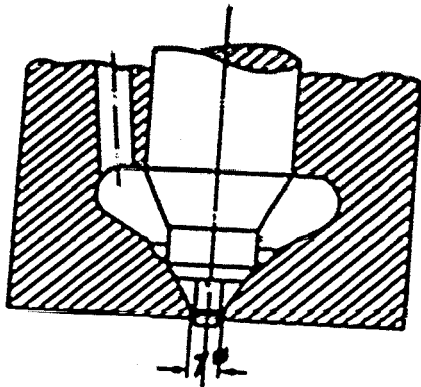
Bild 44 zeigt die Eindringtiefe der verschiedenen Strahlen. Der Strahl mit der geringsten Eindringtiefe (Düse 20/120) besitzt dabei die gleichmässige Brennstoffverteilung und das grösste Volumen. Die Eindringtiefen der Düsen 08/150 und 08/90, die nicht im Schaubild Bild 44 verzeichnet sind, decken sich 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 volumemässige Überlegenheit gegenüber dem Strahl der Düse 08/90.

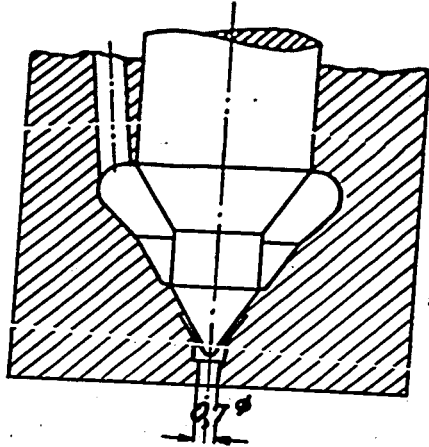
Aus diesem Schaubild ist der grosse Einfluss der Luftdichte auf das Strahlvolumen deutlich ersichtlich. Bild 46 verdeutlicht nochmals den vorerwähnten Einfluss der Hubbegrenzung auf das Strahlvolumen der Düse 08/60.

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.

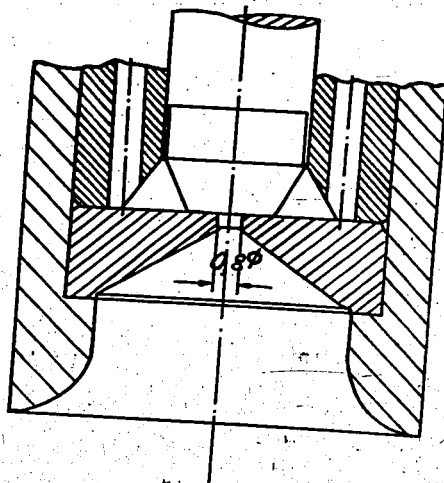




Zapfendüse



Nadeldüse



Flachsitzdüse

Bild 1

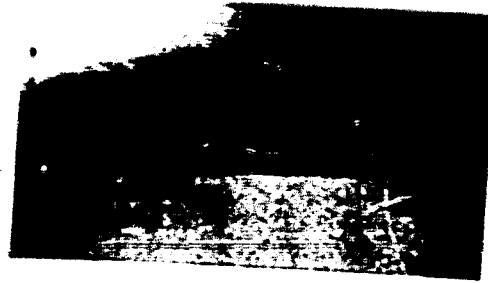


Bild 2: Geballte Strömung, glatte Oberfläche, Vacuum, Gasöl, Flachsitzdüse 0,3 mm  $\phi$ , Maßstab 6 : 1

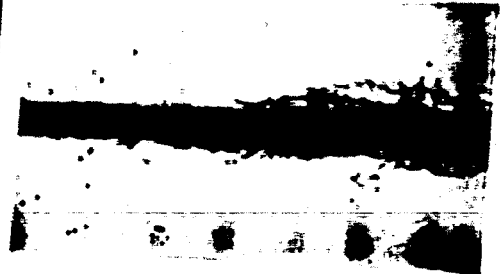


Bild 3: Geballte Strömung, aufgerauhte Oberfläche, Vacuum, Gasöl, Zapfendüse, Maßstab 6 : 1.



Bild 4



Bild 5

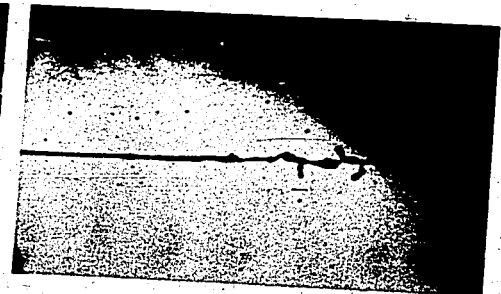


Bild 6

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.

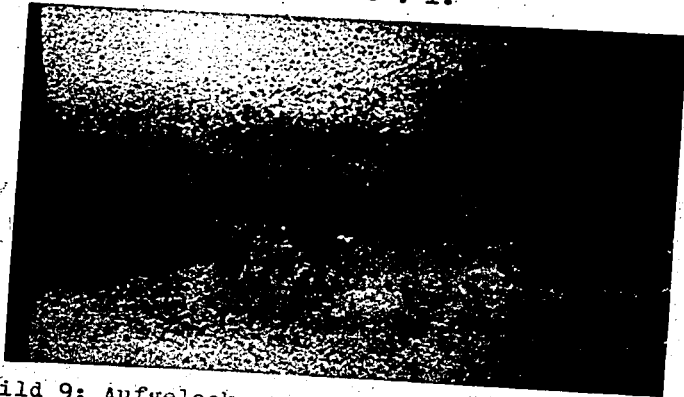
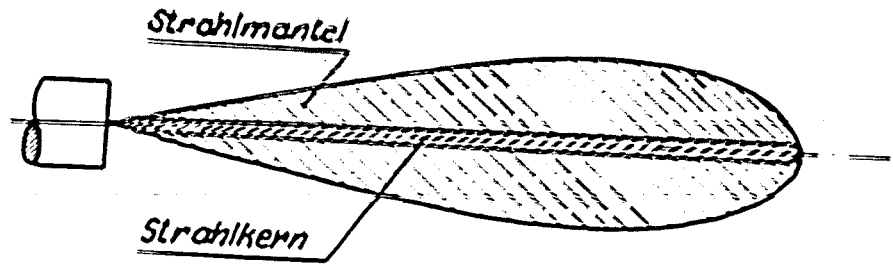


Bild 9: aufgelockerte Strömung, 16 ata Gegendruck der Luft, Gasöl, Maßstab 8 : 1.



Strahl Aufbau (Lochdüse)

Bild 10

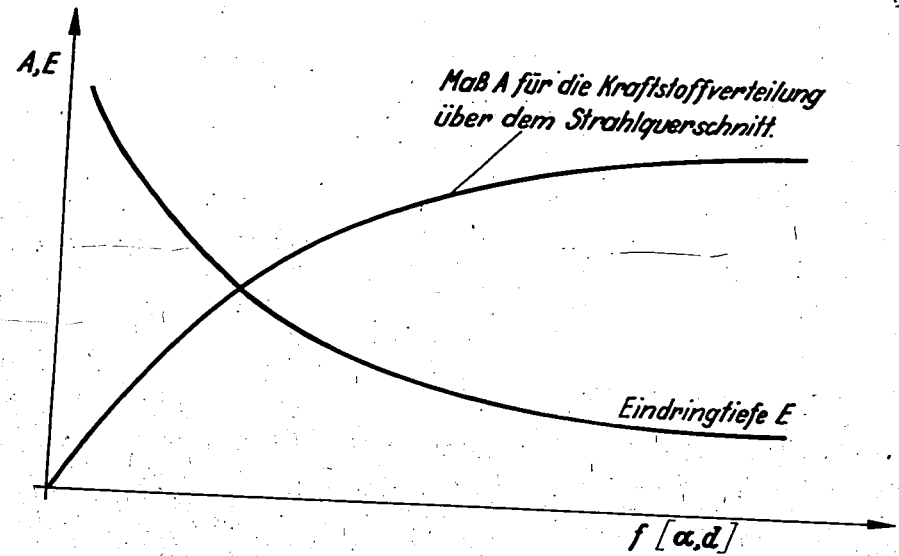


Bild 11

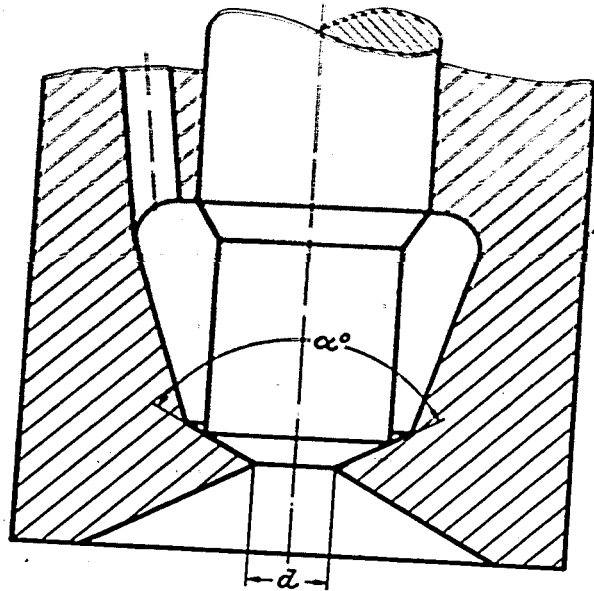
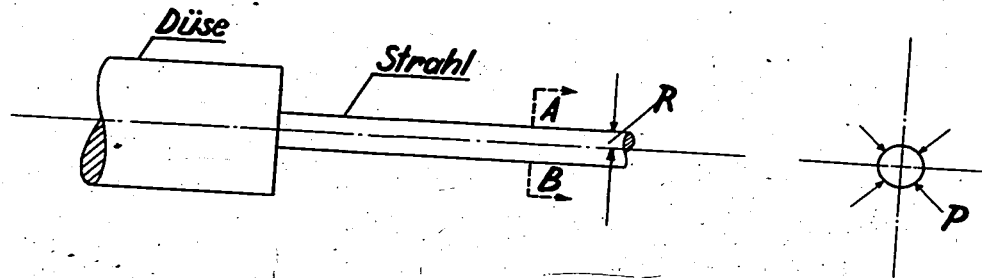


Bild 12



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

Bild 13

Bild 14 - 16: Düse Bild 12,  $\alpha = 120^\circ$ ,  $d = 2 \text{ mm}$ , Pumpendrehzahl  $n = 1000 \text{ U/min}$ . Spritzmenge  $b = 40 \text{ mm}^3/\text{Hub}$ , Gasöl.

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

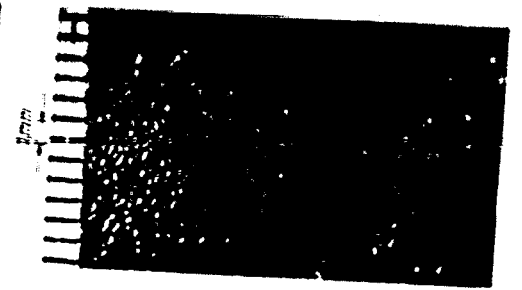
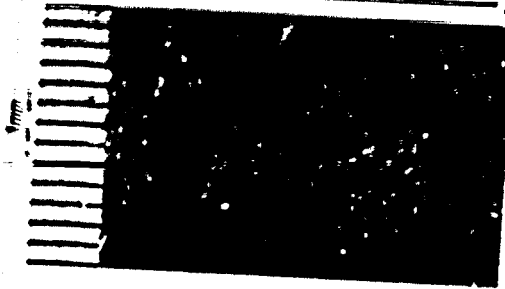


Bild 14: Plastilinabdruck in 50 mm Entfernung von Vorderkante Düse angefertigt. 500 Aufspritzungen.

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.

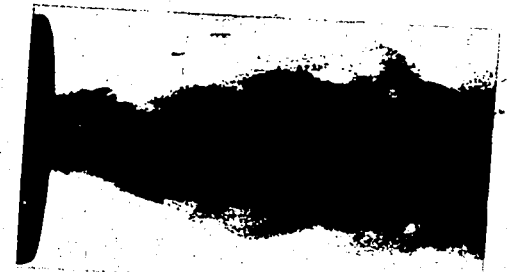


Bild 16: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

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

Bild 20 - 23: Duse Bild 12,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $d = 0,8 \text{ mm } \beta$   
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: Duse Bild 12,  $\alpha = 150^\circ$ ,  $d = 0,9 \text{ mm } \beta$ ,  
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.

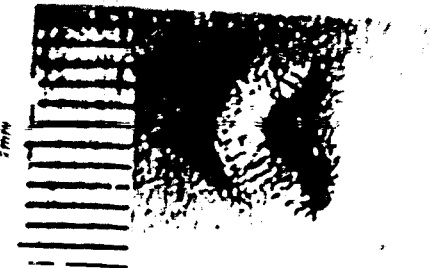


Bild 24: Plastilinabdruck  
des Strahles im  
Vacuum, 35 Auf-  
spritzungen.



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

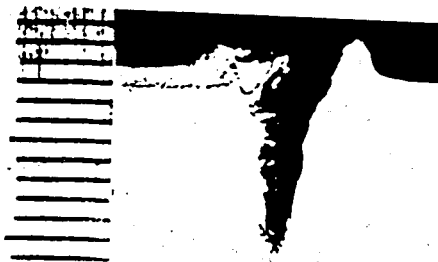


Bild 26 und 27: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata  
Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.

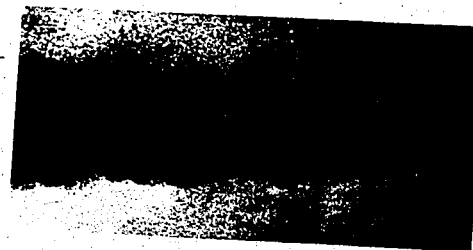


Bild 28: Strahl bei 15 ata Gegen-  
druck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

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

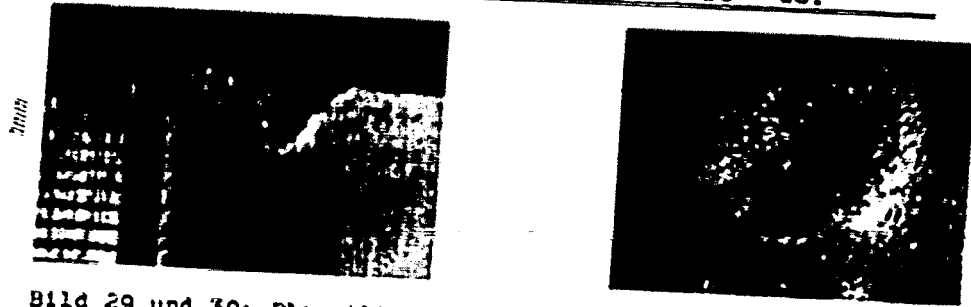


Bild 29 und 30: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum,  
35 Aufspritzungen.

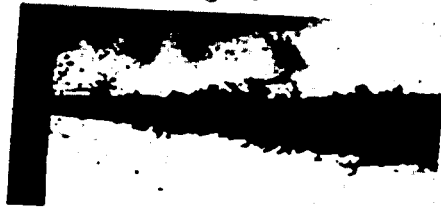


Bild 31: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

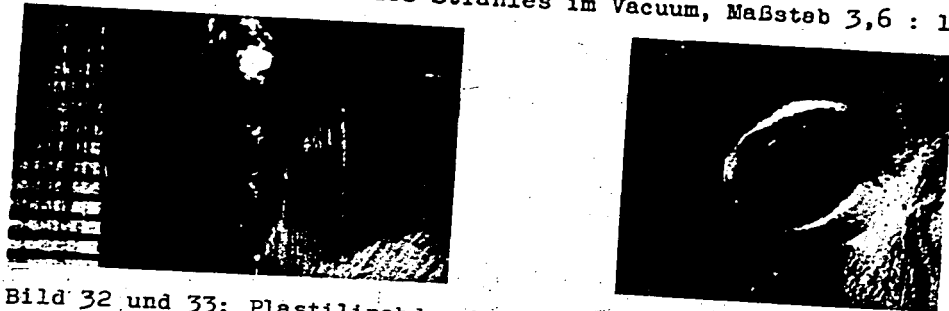


Bild 32 und 33: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegen-  
druck der Luft, 35 Aufspritzungen.



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.

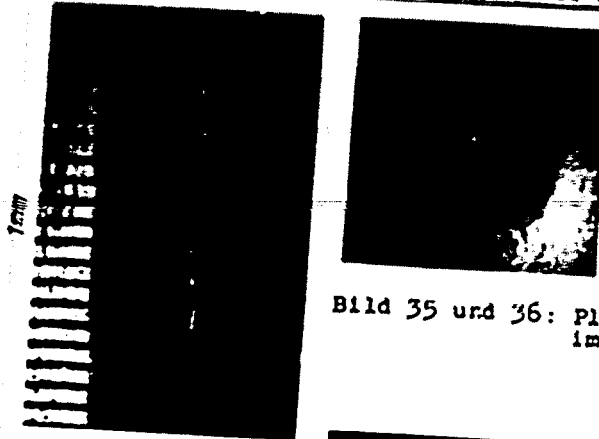


Bild 35 und 36: Plastilinabdruck des Strahles  
im Vacuum, 35 Aufspritzungen



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.

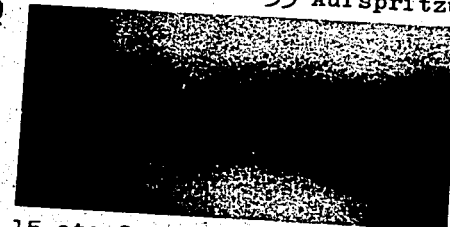


Bild 40: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 41 - 43: Düse Bild 12,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $d = 0,6 \text{ mm}$ ,  
 Hubbegrenzung. Vergl. hierzu Abb. 20-23.



Bild 41: Plastilinabdruck des Strahles in 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.

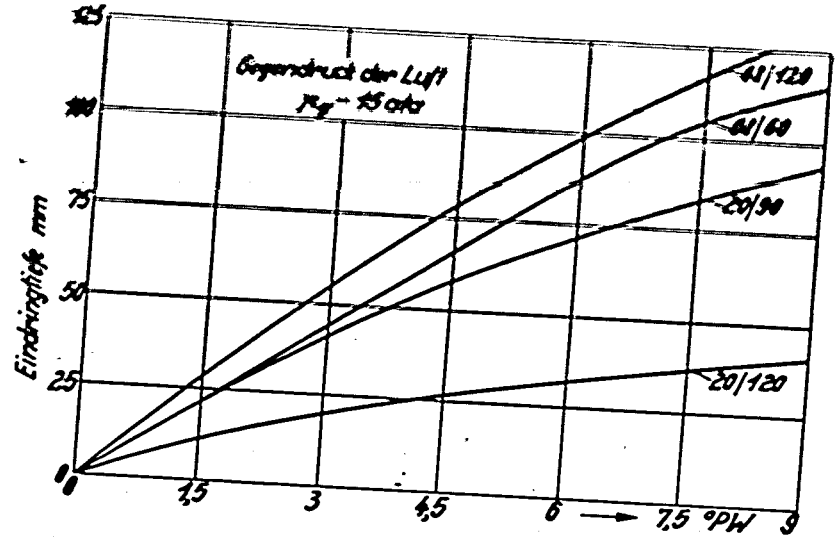


Bild 44

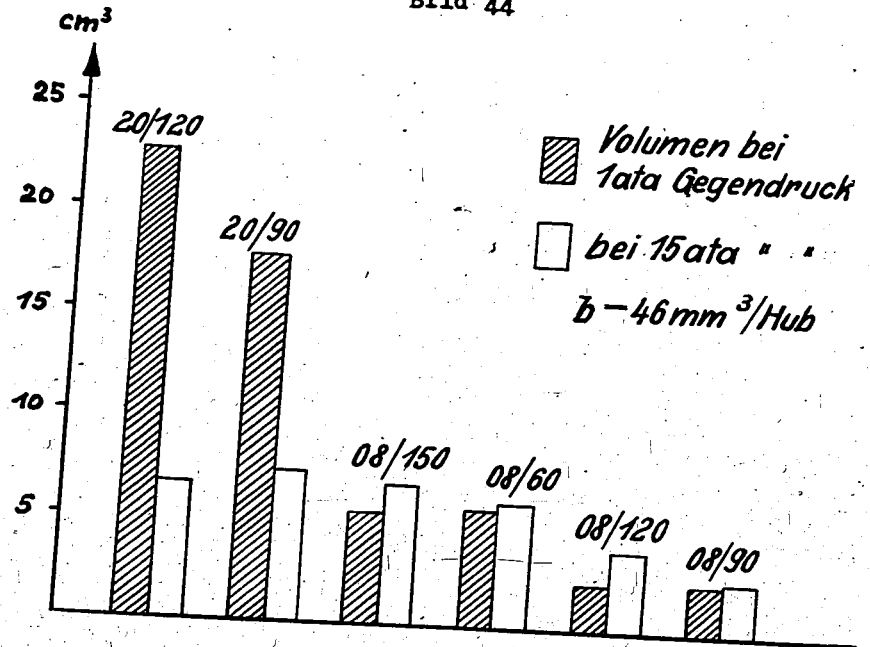


Bild 45

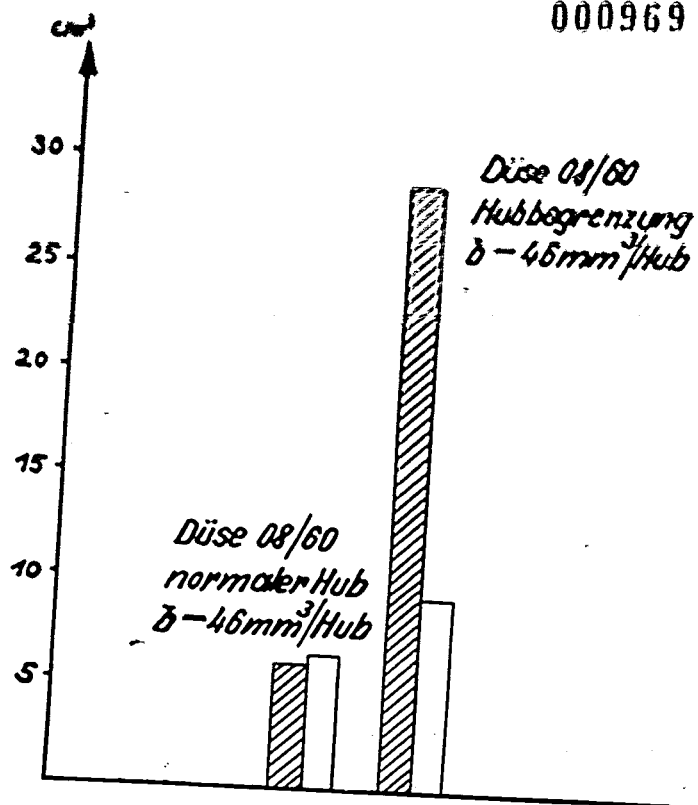


Bild 46.

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.

## E. 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

#### 1. Allgemeine Betrachtungen über die Verluste bei Gemisch- bildung 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

000970  
 Tagung des Arbeitskreises aufgestellt. (a. "Deutsche Kraftfahrtsforschung" Zwischenbericht Nr. 91, Seite 68-70, und 90-91).

Bild 2 zeigt die Uberschiebverluste des Vorkammer- und Wirbelkammerverfahrens über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  (m/sek) aufgetragen. Die Uberschiebverluste wurden durch den mittleren Verlustdruck  $\Delta p_r$  (kg/cm<sup>2</sup>) ausgedrückt, so dass 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 Kammernkonstante  $K$  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  $M = 1$ ):

$$K = \frac{M \cdot f \cdot \sqrt{V_0}}{n \cdot \eta}$$

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 Uberschiebverluste 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 Uberschiebverluste einen fühlbaren Anteil der Nutzleistung ausmachen können. Eine Senkung der Uberschiebverluste 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 von 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 nach 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 Uberschieb- 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 Uberschieb- 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 Uberschieb- 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 Uberschieb- 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



000970  
 Tagung des Arbeitskreises aufgezogen. (s. "Deutsche Kraft-  
 fahrtforschung" Zwischenbericht Nr. 91, Seite 68-70, und 90-91).

Bild 2 zeigt die Uberschiebverluste des Vorkammer- und Wirbelkammerverfahrens über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  (m/sek) aufgetragen. Die Uberschiebverluste wurden durch den mittleren Verlustdruck  $\Delta p_r$  (kg/cm<sup>2</sup>) ausgedrückt, so dass 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 Pischinger 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 Uberschiebverluste 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 Uberschiebverluste einen fühlbaren Anteil der Nutzleistung ausmachen können. Eine Senkung der Uberschiebverluste 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 Uberschieb- und Wärmeübergangsverluste noch einen verhältnismässig guten spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  heranzuholen 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 Uberschieb- 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 Uberschieb- 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 Uberschieb- 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 (Verlusteileitung). Inbesondere 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 Grosserienbau verwendet wird, während bei anderen Werken Wirbelkammermaschinen sich in der Entwicklung befinden. Es wurde ein kleiner rasch laufender Motor von nur  $650 \text{ cm}^3$  (Bohrung = 80 mm, Hub  $s = 130 \text{ mm}$ ) Zylinderhubraum gewählt, mit dem eine maximale Drehzahl von  $n = 3000 \text{ U/min}$  erreicht werden konnte, wobei die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m = 13,1 \text{ m/sek}$  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 ( $V_h = 700 \text{ cm}^3$ ) hohe mittlere Nutzdrücke

$P_e$   $\text{kg/cm}^2$  und niedrige spezifische Brennstoffverbräuche  $b_e$   $\text{g/PSH}$  zu erreichen. Ein  $P_e$  max von  $7,0 \text{ kg/cm}^2$  und ein  $b_e$  max von  $200 \text{ g/PSH}$  müssen bei so kleinen Motoren schon als sehr günstige Werte bezeichnet werden. Erschwerend kam weiterhin die Forderung der wirtschaftlichen Erreichung der hohen Drehzahl von  $n = 3000 \text{ U/min}$  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 Verdichtungsstages 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 aufgelockerter 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 Düsengestaltung 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 Versuchsergebnisse 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 richtig dosierte 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 Uberschiebverluste 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  $n = 2800 \text{ U/min}$ ,  $f = f_n = 1,0 \text{ cm}^2$ ,  $v_n = 0,652 \text{ l}$ ,  $M = 1,0$  und  $T_0 = 330^\circ \text{ K}$  erhalten wir für die Ueberströmkonstante

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

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 Nutsdrücke  $p$  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  $\text{g/PSH}$  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  $t = 390-465^\circ \text{ C}$  und  $p = 31 \text{ ata}$  gefüllt war. In einem Abstand von  $40 \text{ mm}$  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 Motoretwas näher zu betrachten. Das Volumen der heissen Bombe beträgt  $5 \text{ Liter}$ , die Lufttemperatur  $t_L = 465^\circ \text{ C}$ , 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 Feuerngasen 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 örtlich noch wesentlich höher ist. Besteht nun in Verbrennungsraum 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 solchen 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 Versucheresultate 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 Brennstoffstrahlauflaufbereitung nur sehr gering ist, so könnte man annehmen, dass die durch die Verbrennung selbst verursachte Luftbewegung in 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 Brennstoffstrahlauflaufbereitung 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 Glühschale 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 Glühschale 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 Glühschale 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  $\text{g/PSH}$ . 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 Glühschale" 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 Querstrom-einspritzung 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 Querstrom-einspritzung. 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 Brennraumcke gedrängt werden kann.

Die bei Gegenstrom in der Nähe des Wirbelkammerauslasses 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 gezeigt. 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 Ueberschrieb- 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 verspart werden kann!

Bild 15 zeigt einen Vergleich des spez. Brennstoffverbrauchs  $b_e$  in  $\text{g/PSH}$  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 Ueberschrieb- 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 Ueberschriebverluste bei unterteilten Brennräumen mit Drosselstellen.
- 2) Die Wärmeübergangsverluste, die unter anderem von der Brennraumboberfläche 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 Ueberschriebverlusten kurze Durchbrennzeiten und geringe Luftverhältniszahlen.

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

halten. Es wurden daher in dieser Richtung Versuche an einem kleinen, schnelllaufenden 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 max Oschetz), 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 weiterhin Einblick in die Probleme bei der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor zu erhalten.

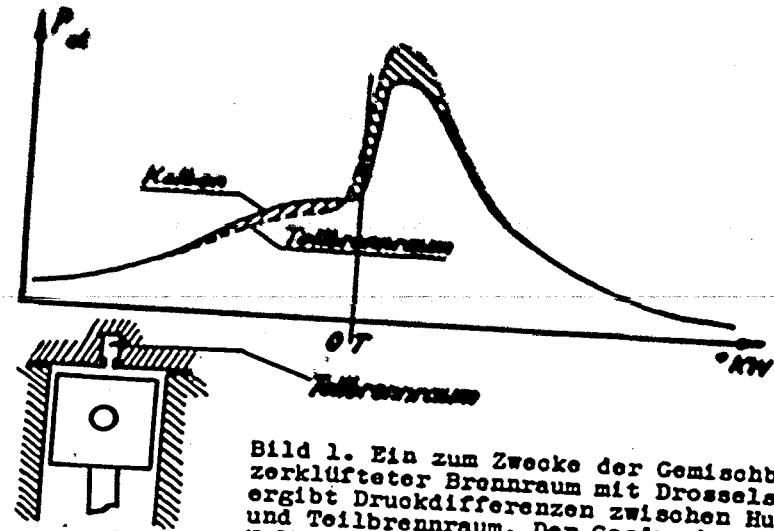


Bild 1. Ein zum Zwecke der Gemischbildung zerklüfteter Brennraum mit Drosselstelle ergibt Druckdifferenzen zwischen Hubraum und Teilbrennraum. Der Gasdruck über dem Kolben unterscheidet sich aber teilweise erheblich vom Druck im Teilbrennraum.

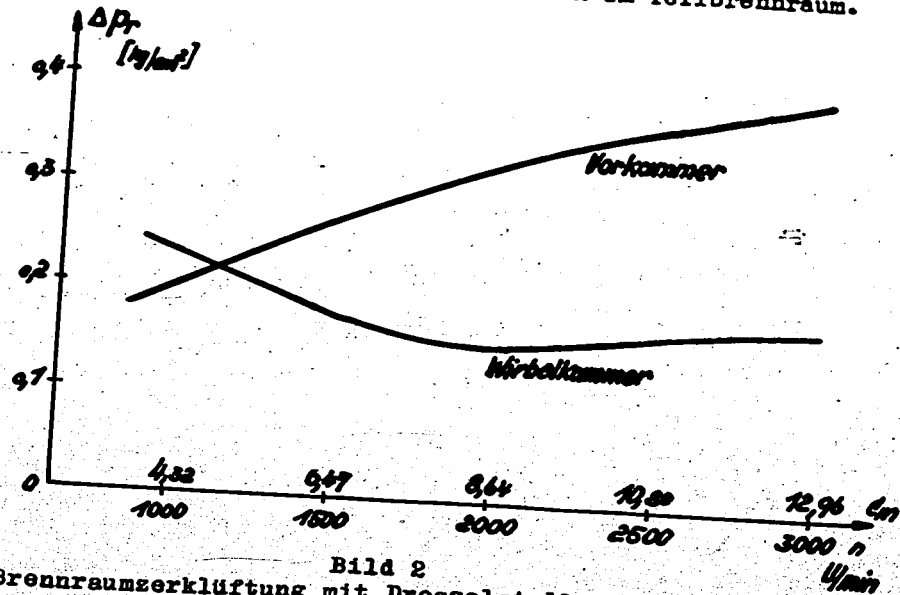


Bild 2 Eine Brennraumzerklüftung mit Drosselstelle hat Uberschiebverluste zur Folge. Für eine Vorkammer und für eine Wirbelkammer wurden die Uberschiebverluste über der Drehzahl  $n$  U/min, bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  m/sek aufgetragen. Die Uberschiebverluste sind ausgedrückt durch den mittleren Verlustdruck  $P_r$  in  $\text{kg/cm}^2$ , der unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $P_e$   $\text{kg/cm}^2$  verglichen werden kann.

000977

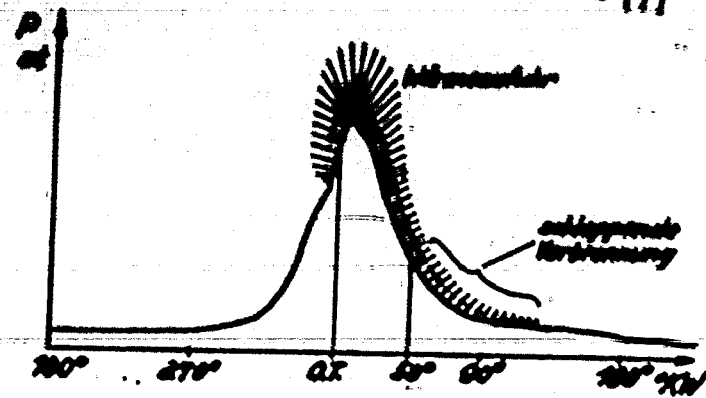


Bild 3

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

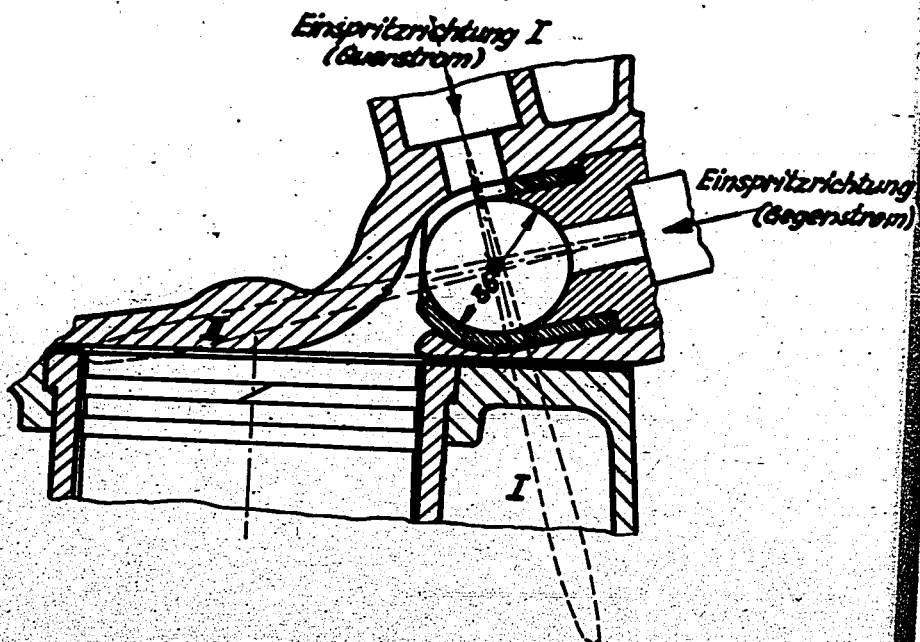


Bild 4

Brennraumform des untersuchten Wirbelkammernmotors 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.

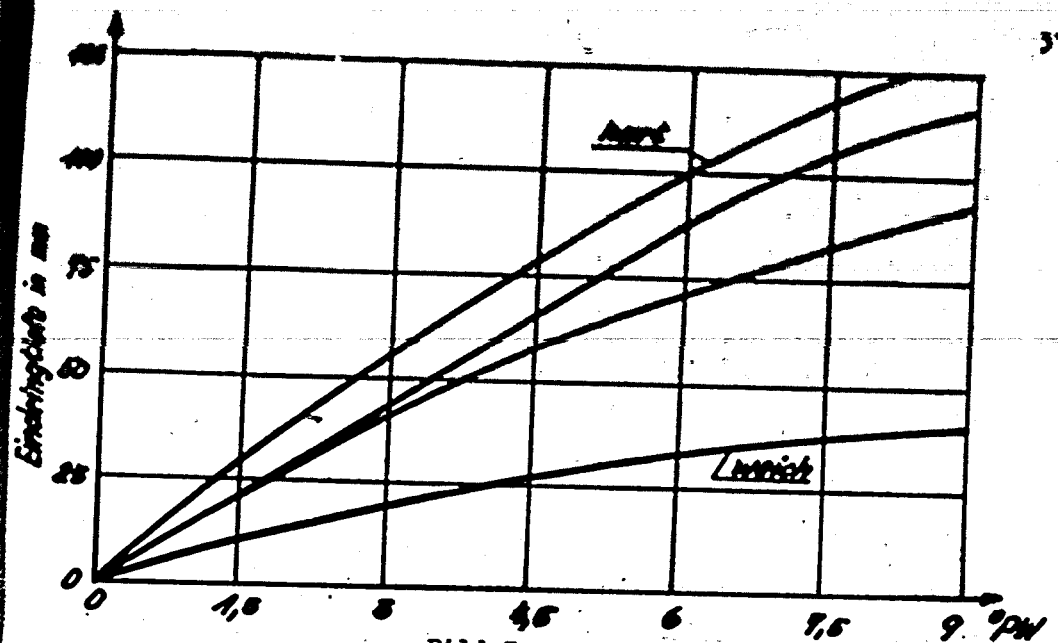


Bild 5

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.

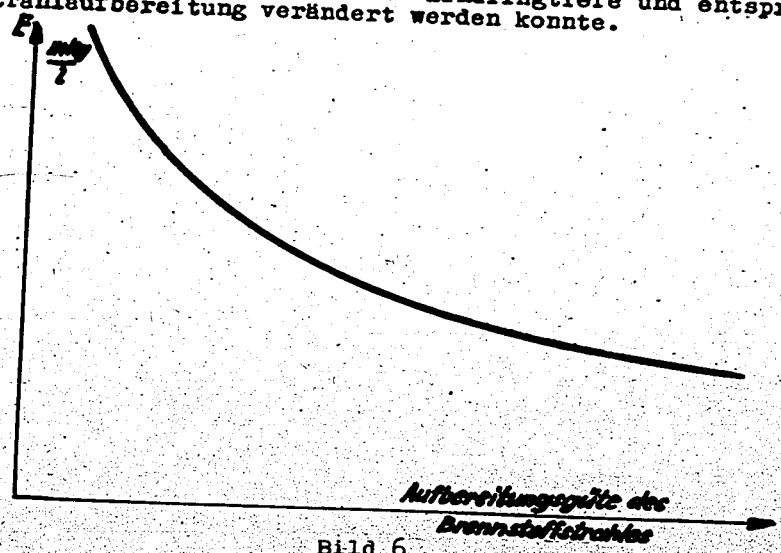


Bild 6

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.



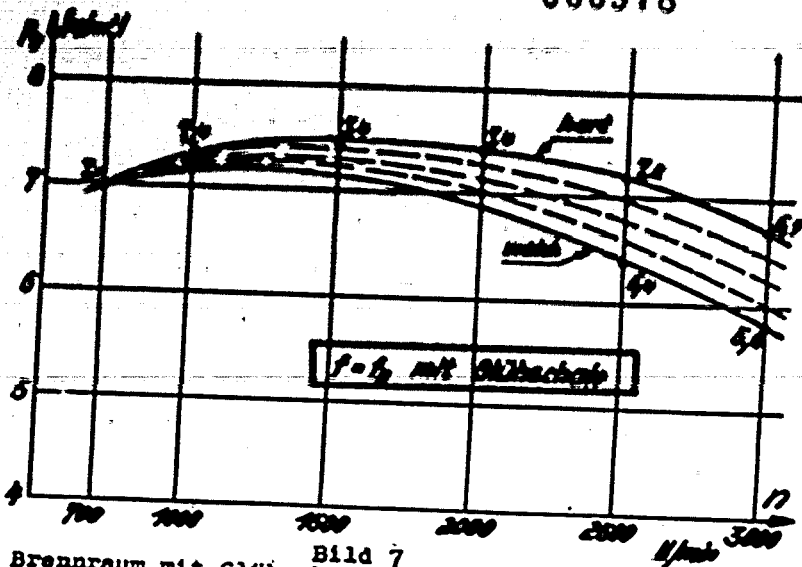


Bild 7  
Mit dem Brennraum mit Glühchale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der an der Rauchgrenze erreichbare mittlere Nutzdruck  $P_e$  in  $\text{kg/cm}^2$  über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten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

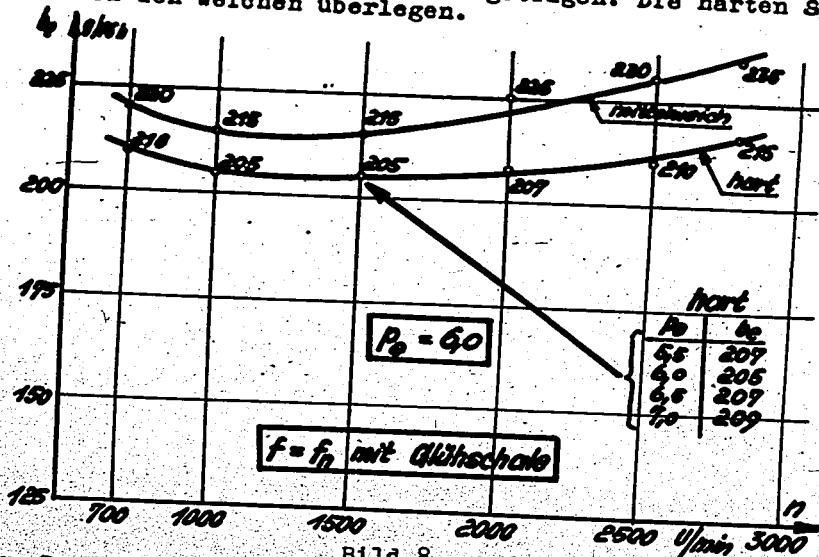


Bild 8  
Mit dem Brennraum mit Glühchale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  g/PSH für einen mittleren Druck von  $P_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2$  ermittelt und über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. 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.

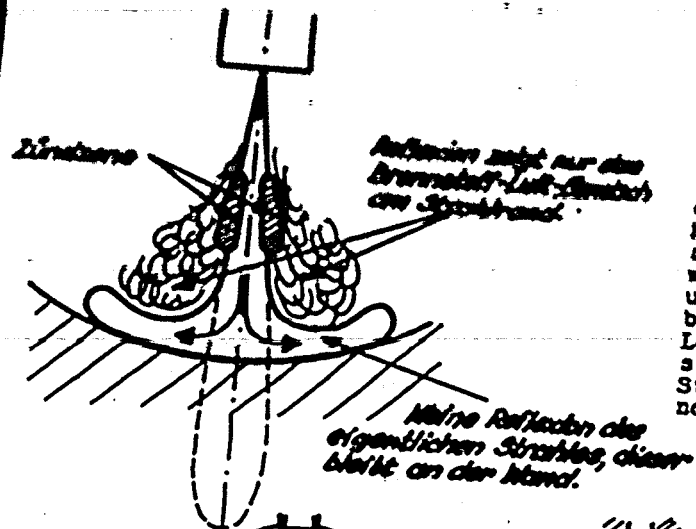


Bild 9: Schema der Strahlform bei senkrechtem Aufspritzen nach K. Blume. Der den Hauptanteil des Kraftstoffes aufweisende Strahlkern wird ohne Reflexion umgebogen und verbleibt an der Platte. Lediglich das Kraftstoff-Luftgemisch am Strahlrand zeigt eine Art Reflexion.

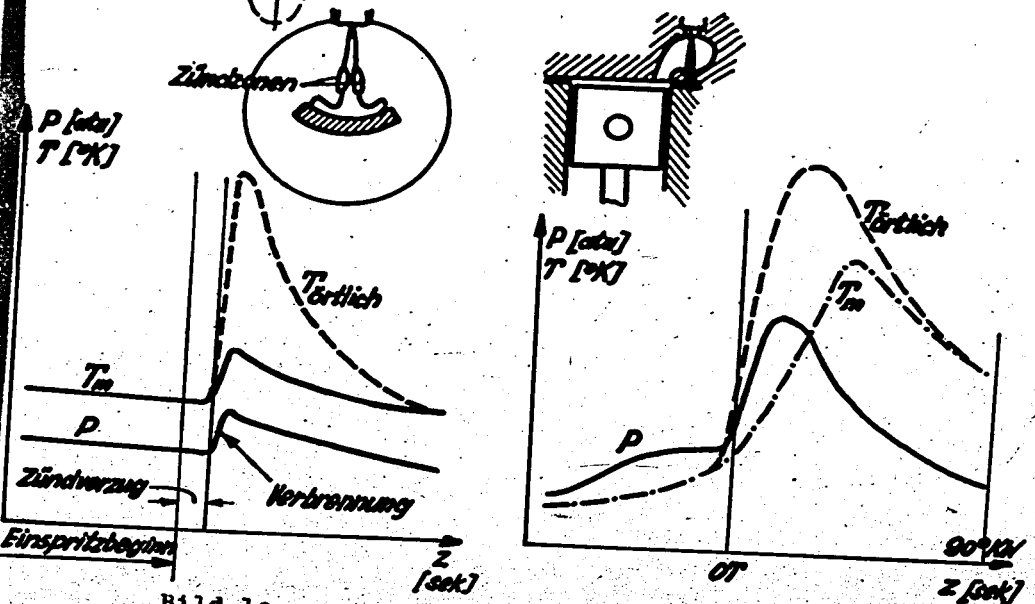


Bild 10 a  
10 a Einspritz- und Verbrennungsvorgang in einer großen mit heißer verdichteter Luft gefüllten Bombe. Über der Zeit wurden der Gasdruck  $P$ , die mittlere Gastemperatur  $T_m$  und die örtliche Gas-temperatur  $T_{\text{örtlich}}$  in der Verbrennungszone aufgetragen. Obgleich die örtliche Temperatur  $T_{\text{örtlich}}$  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  $T_{\text{örtlich}}$  auch die mittlere Temperatur  $T_m$  erheblich.

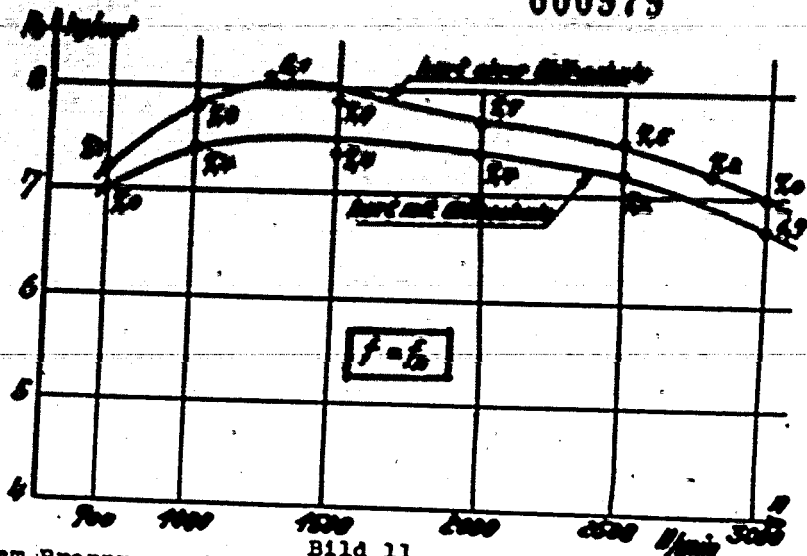


Bild 11  
Mit einem Brennräum ohne Glühkammer wurden bei Querstrom-einspritzung Versuche mit Strahlen verschiedener Härte durchgeführt. Es wurde der an der Rauchgrenze erreichbare mittlere Nutzdruck  $p_e$  in  $\text{kg/cm}^2$  über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich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

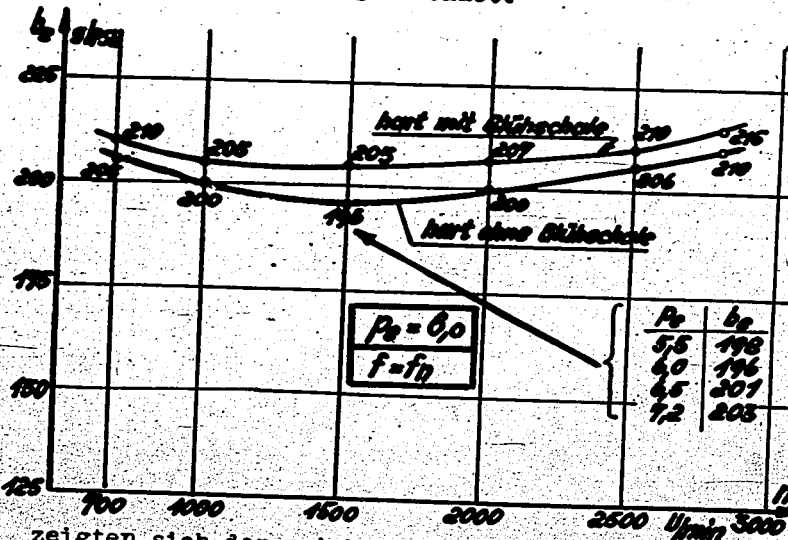


Bild 12  
Mit einem Brennräum ohne Glühkammer wurden bei Querstrom-einspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  in g/PSh für einen mittleren Druck von  $P_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2$  ermittelt und über der Drehzahl  $n$  U/min aufgetragen. Die harten Strahlen

zeigten sich den weichen überlegen. Da der Brennräum ohne Glühkammer günstigere Werte als der Brennräum mit Glühkammer aufwies, so wurden die Bestwerte für beide Brennräume eingezeichnet. Für  $n = 1500 \text{ U/min}$  wurde die Abhängigkeit des spez. Kraftstoffverbrauches von der Last in Form einer Tabelle eingezeichnet.

$P_e$	$b_e$
5,5	198
6,0	201
6,5	206
7,2	203

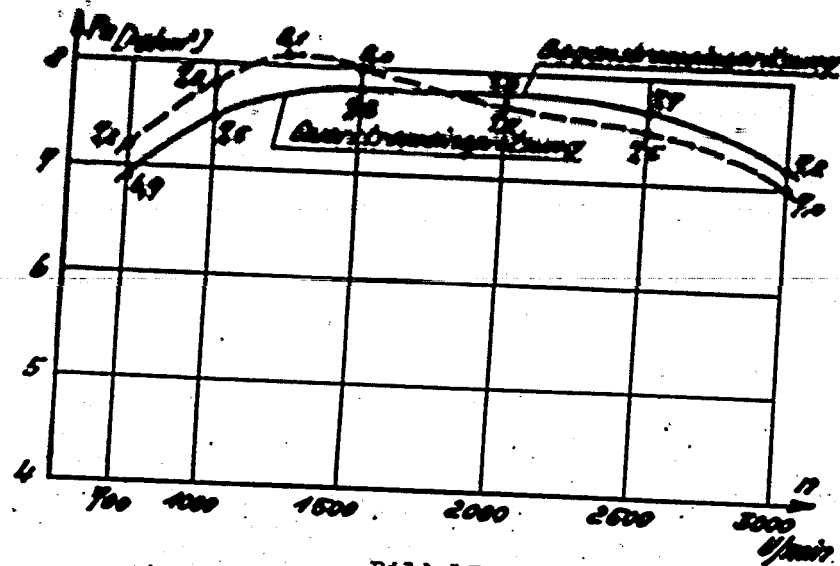


Bild 13  
Es wurden Versuche mit Querstrom- und Gegenstrom-einspritzung angestellt. Die Versuchswerte bei Gegenstrom-einspritzung zeigten eine nur geringe Anhängigkeit von der Strahlaufbereitung.

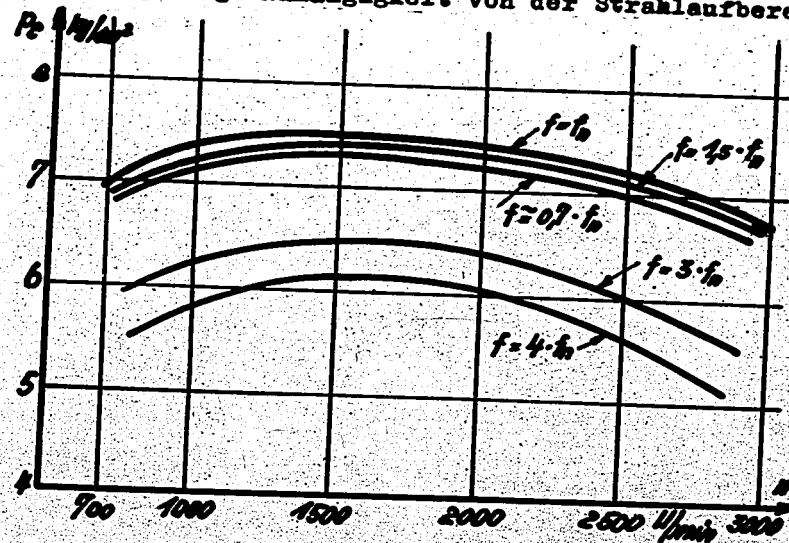


Bild 14  
Es wurden Versuche mit Brennräumen mit verschiedenen Ueberströmquerschnitten angestellt, um die Energie der Luftbewegung zu verändern. Die Brennräume besaßen Glühkammer. Der Brennräum mit normal üblichem Ueberströmquerschnitt ( $f = f_n$ ) zeigte die Bestwerte.

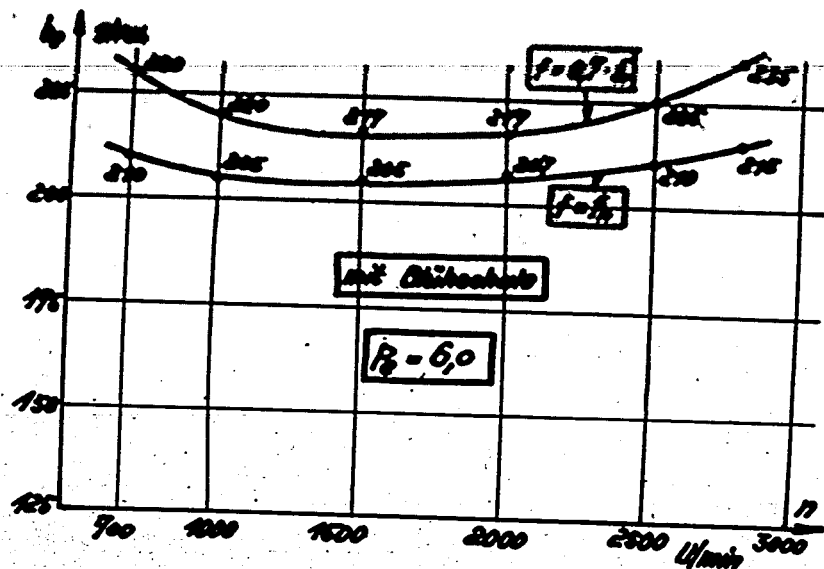


Bild 15

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

### Ausprache

In der für die beiden vorhergehenden Vorträge von Dr. Oschatz und Dr. Ullmann, gemeinsamen Ausprache 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 Strahlerstörung 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.

Andres, Chemnitz, geht von den Erfahrungen am Oldkopfmotor aus, - als dem idealen Versuchsfeld für Strahlaufprall - und weist darauf hin, dass der Brennstoff besonders in 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.

Kutsbach, 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 auszuweiten, 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 Schenkler, Gaggenu, aufgestellte Forderung nach guten Ergebnissen in weiten Betriebsbereichen sei durch die verwendeten Düsen bei entsprechender Anpassung der Kanalquerschnitte der Wirbelkammer erfüllt. Mit einem neuen Brennstoff von höherer Zähigkeit und mit höherer Oberflächenanpassung als Gasöl sei sogar noch eine Leistungssteigerung um bis 7 % erreicht worden. Das Ziel weiterer Untersuchungen sei kleiner Brennstoffverbrauch bei hohen  $P_0$ -Werten.

Lenan, Wien, bestätigt die von Endres, Obennitz, 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 Glühsohle nicht überraschend sei.

Nach v. Eberan, Dresden, gibt der primäre Verdampfungsvorgang mit Sauerstoffmangel bei der Verwendung "weicher" Düsen im Wirbelkammermotor eine swanglose 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-O-Bindungen (Kohlenstoffskeletten) führt, die ihrer erheblichen Widerstand entgegenzusetzen. Zu verweisen ist hier besonders auf die Strahlungsuntersuchungen von Rummel und Veh 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 eingeschlossenen 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, swanglos erklären. Im Einklang damit stehen dann auch Untersuchungen von Schüberlich aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden, der in einer Wirbelkammer gezeigt 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 Zündverzöger 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

2.) die Aufteilung der Düse stark beschränken, sodass die Einleitung von Luftmangelverbrennungen überall im Strahl sowohl

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

Senan, Wien, bestätigt die von Hodres, Oberritsch, 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 Glühwanne nicht überraschend sei.

Nach v. Eberan, Dresden, gibt der primäre Verdampfungsvorgang mit Sauerstoffmangel bei der Verwendung "weicher" Düsen im Wirbelkammermotor eine swanglose 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 Veh mit Methan und schweren Kohlenwasserstoffen in der Flamme und auf die spektroskopischen Untersuchungen von Beck an einer stehenden Gasölflamme. Das bedeutet, dass, wenn Luftmangelver-brennung irgendwo im Motor eingeleitet worden ist, als deren Folge langes Nachbrennen mit schlechten Leistungen und schlechten Verbrennungen 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 eingeschlossenen Luftmenge zu derjenigen Luftmenge dar, die zur vollständigen Verbrennung des im Strahl enthaltenen Brennstoffs theoretisch erforderlich wäre. Die damaligen Versuche zeigten, dass auch bei 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 Verbrennungen ergeben haben, swanglos erklären. Im Einklang damit stehen dann auch Untersuchungen von Smuberlich aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden, der in einer Wirbelkammer gezeigt 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 Zündverzöger 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 Verbrennungen 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 Verbrennungen 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

2.) die Aufteilung der Düse stark beschränken, sodass die Einleitung von Luftmangelverbrennungen überall im Strahl sowohl

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

Darüber hinaus deutet sich noch ein dritter Weg an, der nämlich, den Mechanismus der Kohlenwasserstoffumsetzung auf chemische Wege so zu beeinflussen, dass  $O=C$ -Bindungen bzw. Kohlenstoffkette 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, Voh und Beck - nahe, zu vermuten, dass schon vergleichende Strahlungsmessungen mit der Photoselle 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 Abschwülwirkung 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 Dieselholgasbetrieb.

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 Oberhörnli-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 Glühchale erreicht. (Bild 1).

Die Schwierigkeiten bei der Umstellung dieses Motors auf Dieselgasbetrieb lagen nun darin, dass diese heisse Glühchale stets zu unerwünschten, vorzeitigen Zündungen der Gas-Luft-Ladung führte. Ein Fortlassen oder Verkleinern der Glühchale 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 Glühchale 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 Dieselmotor wurde an ihrem Platz belassen, gegebenenfalls kann die Düsenbohrung durch einen Blindstopfen verschlossen werden. Bild 2 zeigt die Durchführung dieser Aenderung.

Bei der Erstauführung wurde für den Dieselmotorbetrieb ein längerer Düsenhalter verwendet, inzwischen ist die Konstruktion dahin abgeändert worden, dass der normale Düsenhalter verwendet werden kann. Desgleichen wird der Einsatzkörper, der in der Versuchsauführung zweiteilig ausgeführt wurde, nunmehr von Vomag in einem Stück gegossen. Als Einspritzdüse für Dieselmotorbetrieb kann die für Dieselmotorbetrieb vorgesehene Bosch-Düse DN 45 S 2 verwendet werden; etwas günstigere Ergebnisse wurden mit der Bosch-Flachspritzdüse 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 dieser Verdichtungsverhältnis springt der Motor noch sicher ohne Anzeichen Klopferscheinungen.

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

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

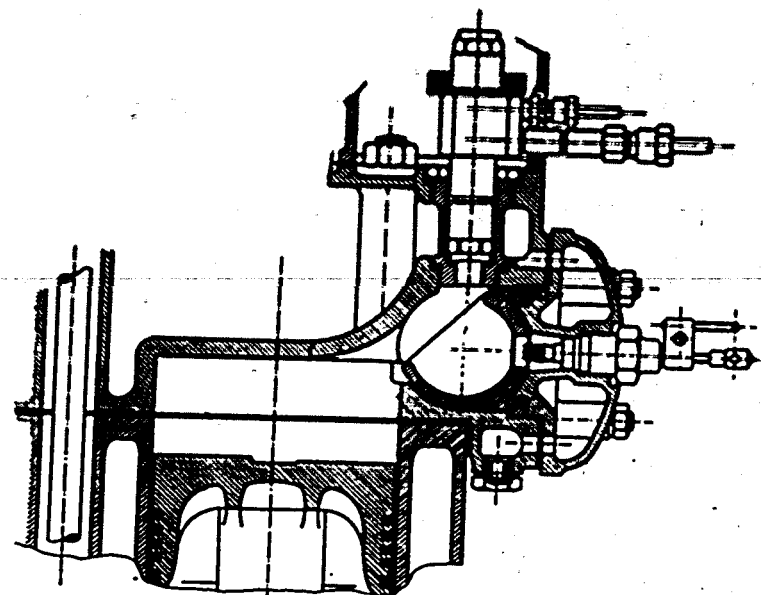


Bild 1

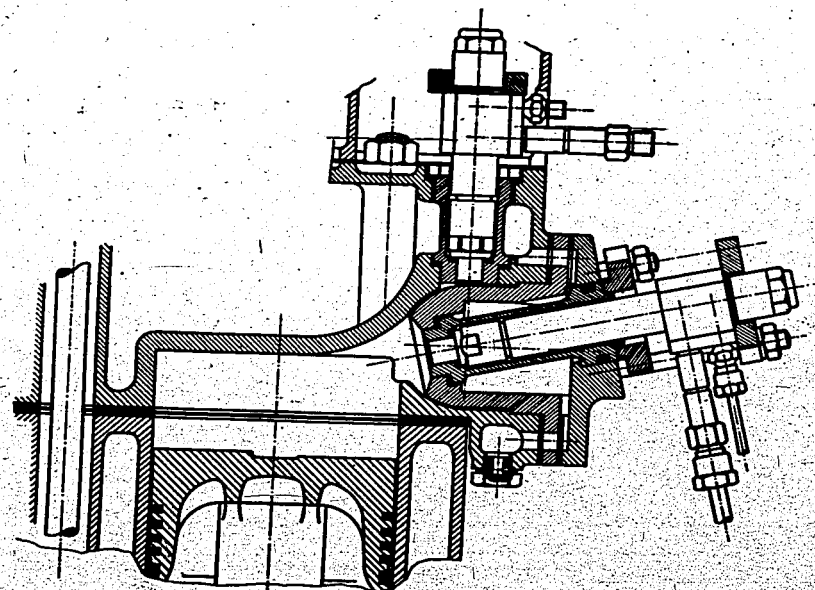


Bild 2

## Aussprache

Der auf den Vortrag über die Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselmotoren 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 s. It. 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 Motor-kraftstoffen hauptsächlich enthalten sind, scheinen ausserdem noch Besonderheiten in ihrem chemischen Umsetzungsmechanismus aufzuweisen, denn sie lassen sich auch in Röhren nicht zur echten Detonation bringen.

Einige Gedankengänge, die mich in dieser Hinsicht letzt-hin 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 einem 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 Primär-flammenfront 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 Röhren 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. Im 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 (u 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 gewisser-massen 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 zurückge-blieben 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 Schallgeschwindig- 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-



lung des Ladungsrestes so hoch an, dass sie in Verbindung mit dem immer stärker vorwärtigen 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 Detonations-einsatz 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 sinnförmig herausstreuen, 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 Bassweiler (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 ausbreitet, 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 hervorrufen. 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 fortwährend 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 verschleiern würde. Erst dieses starke Leuchten ist mit den im Indikator diagramm 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 Über-

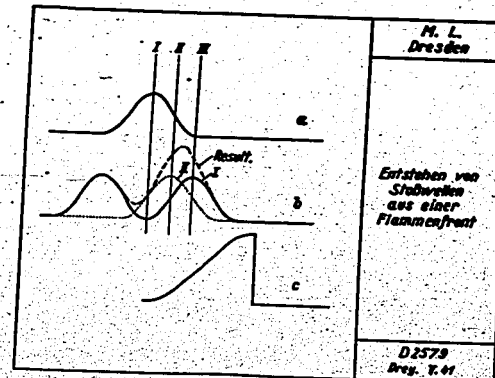


Bild 1

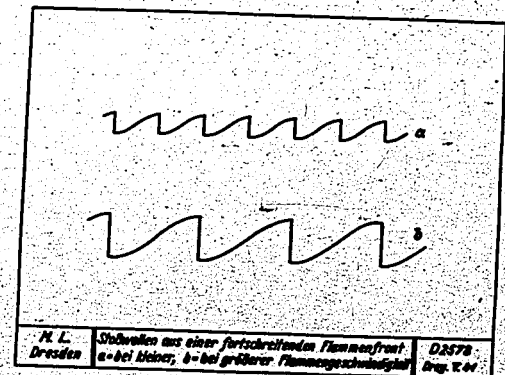


Bild 2

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-Generatorgasfahrzeugen 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 Entwicklungsbedingungen 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.

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

lässt erkennen, dass die Luftüberschusszahl sich in den beiden Verhältniszahlen  $\lambda_{m1}$  und  $\frac{\lambda_{m2}}{\lambda_{m1}}$  auswirkt.

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

$$\frac{\lambda'_{m1}}{\lambda_{m2}} = \frac{H'_{m1}}{H_{m2}} \cdot \frac{\lambda_{m2} \cdot L_2}{\lambda_{m1} \cdot L_1}$$

Da für ein gegebenes Gas mit dem Heizwert  $H_{m1}$  auch der Luftbedarf  $L_1$  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 Gemischheiwerte  $h_u'$  und damit ein Haupteinfluss auf den Leistungsunter-

schied

durch die Luftüberschusszahl  $\lambda_2$  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.  $\lambda_2$  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  $\eta'_{w}$  des Dieselgasbetriebes spielt vor allem der theoretisch-thermische Wirkungsgrad und der Gütegrad der Verbrennung eine wichtige Rolle und damit auch bei der Verhältniszahl  $\frac{\eta'_{w1}}{\eta_{w2}}$  als weiterer massgebender 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  $\frac{\eta'_{th}}{\eta_{th}}$ , 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  $\frac{\eta'_{th}}{\eta_{th}}$  stets kleiner als 1 ist.

Wenn z.B. eine Dieselmachine bei einer bestimmten Drehzahl mit  $\lambda_2$  von 1,7 fährt und damit einen theoretisch-ther-

mechanischen 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 geringen Einflüssen auf den wirtschaftlichen Wirkungsgrad ist, ist also der Gütegrad der Verbrennung  $\eta'_g$  vor allem dafür ausschlaggebend, ob im Dieselgasbetrieb der wirtschaftliche Wirkungsgrad des Dieselbetriebes 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  $\lambda_2$  ist. Je geringer dieser Wert ist, umso eher ist ein Ausgleich in der gekennzeichneten Weise möglich. Bei Dieselmotoren mit grosser Luftausnutzung also niedrigem  $\lambda_2$  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 wird umso kürzer, je einseitlicher der Verbrennungsraum selbst ist. Die Motoren mit direkter Einspritzung ergeben daher die günstigsten Gütegrade, allerdings auch den steilsten Druckanstieg. Untersuchungen über den Zündverzögerung und den Druckzeit-Verlauf im Diesel- und Diesel-Gasbetrieb geben über diese geschilderten Verhältnisse ein besonders anschauliches Bild.

Zusammenhang zwischen Luftüberschusszahl und Zündverzögerung.

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

$$\text{Zündverzögerung } z_v = \frac{0,44}{p_{i,19}} \cdot \frac{4560}{T} \cdot 10^{-3} \text{ (Sec)}$$

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 Gasluftgemische 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.

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

Beispiel: Für einen Dieselgasmotor seien folgende Daten gegeben:

- Dieselölanteil  $r = 0,2$ ,
- Luftüberschusszahl des Dieselbetriebes  $\lambda_z = 1,5$
- Luftbedarf des Gases  $L_g = 1,1 \text{ m}^3/\text{m}^3$
- Luftüberschusszahl des Dieselgasbetriebes  $\lambda = 1,1$ .

Hiermit errechnet sich die Sauerstoff-Konzentration vor dem

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

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

Sauerstoffkonzentration	0	10	15	21	30	%
Zündverzögerung $z_v$		20	15	11	7,5	0
						KW

Hieraus ergibt sich, dass der Zündverzögerung 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. Im Beispiel wird durch die grösseren Werte der mittleren spezifischen Wärme die Kompressions-Endtemperatur geringer, wodurch eine weitere ungünstige Beeinflussung des Zündverzögerung 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 Zündverzögerung an Einzylindermotor und der einzelnen genannten Faktoren lassen sich naturgemäss keine endgültigen Angaben über den Zündverzögerung 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 Zündverzögerung zu erklären.

Der Verbrennungsablauf des Dieselgasverfahrens ist dadurch gekennzeichnet, wie Bild 1 zeigt, dass der Zündeinsetz 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 Zündverzögerung 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 Zündeinsetz 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 Zündeinsetz 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 Zündverzögerung, und damit für die geringst anwendbare Luftüberschusszahl ergeben. Würde



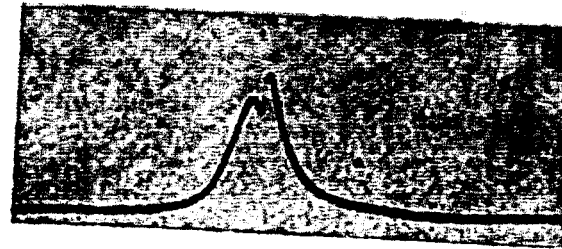
sein sollte. Wenn dies aber nicht durchführt werden kann, ist es notwendig, den günstigsten Wert bei der höchsten Drehzahl unter Vollast zu ermitteln, denn bei niedriger Drehzahl werden die Verhältnisse jeweils günstiger.

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 spätem 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 Dieselmotorverfahren, 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.

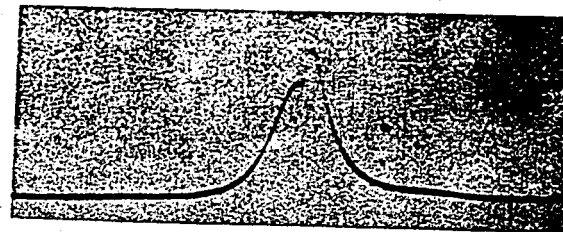


Formo 4F-745 EL  
 $\epsilon = 15,05$   
 $n = 1235 \text{ 1/min}$   
 $r = 17,7 \%$   
 $p_{me} = 5,77 \text{ kg/cm}^2$

$\lambda = 1,06$   
 Zündverzögerung  $9^\circ$  nach O.T.  
 $\phi/dg = 177 \text{ at/KBW}$

Bild 1

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

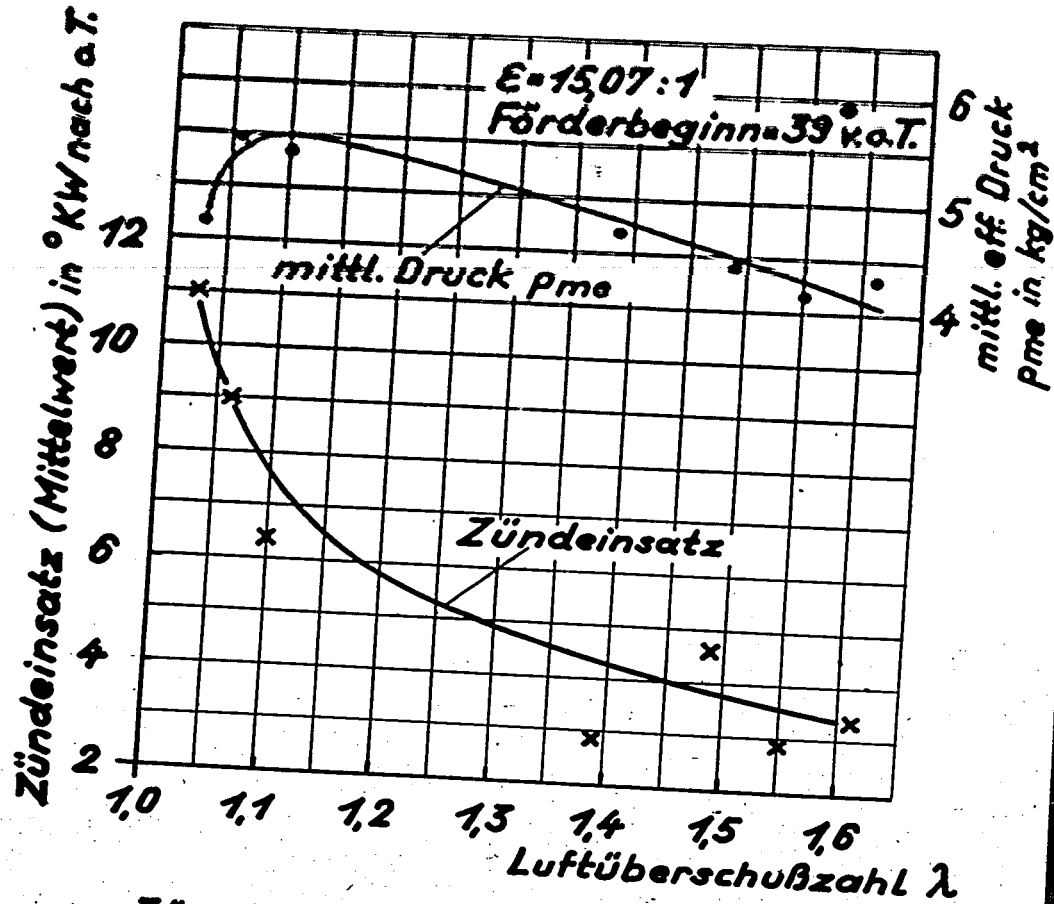


Formo 4F-745 EL  
 $\epsilon = 15,05$   
 $n = 1242$   
 $r = 16,9 \%$   
 $p_{me} = 4,15 \text{ kg/cm}^2$

$\lambda = 1,55$   
 Zündverzögerung  $29^\circ$  nach O.T.  
 $\phi/dg = 2,03 \text{ at/KBW}$

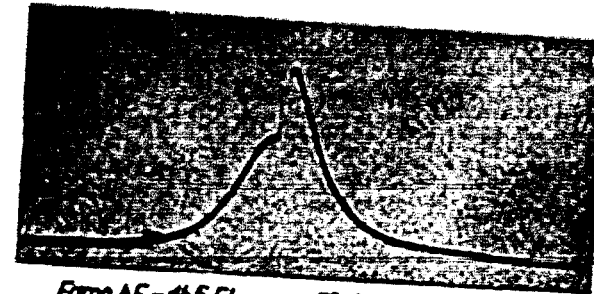
Bild 2

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



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

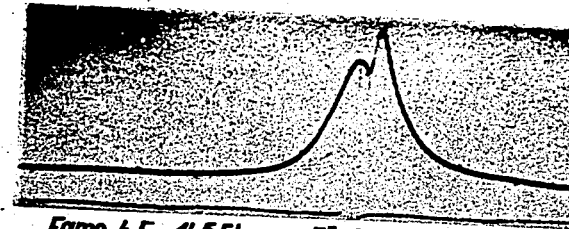
Bild 3



Famo 4F-44.5 EL  
 $\epsilon = 15,9$   
 $n = 722$   
 $p_{me} = 5,98$   $kg/cm^2$

Förderbeginn = 37° v.o.T.  
Zündeinsatz = 4,6° n.o.T.

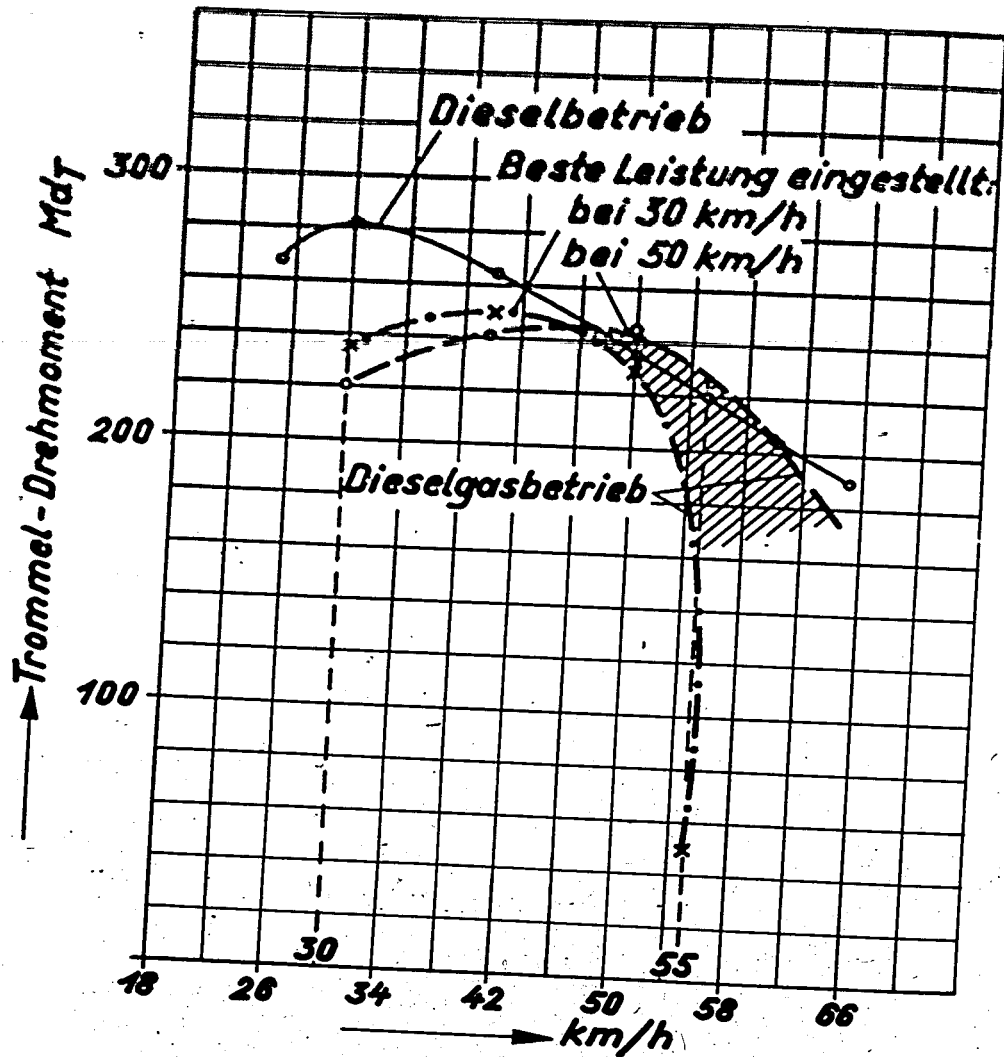
Bild 4  
Druck / Zeit - Diagramm, Vollast  
 $\lambda = 0,95$  ;  $n = 720$   $min^{-1}$



Famo 4F-44.5 EL  
 $\epsilon = 15,9$   
 $n = 1231$  U/min  
 $p_{me} = 5,95$   $kg/cm^2$

Förderbeginn = 34° v.o.T.  
Zündeinsatz = 8,7° n.o.T.

Bild 5  
Druck / Zeit - Diagramm, Vollast  
 $\lambda = 1,06$  ;  $n = 1230$   $min^{-1}$



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

Bild 6

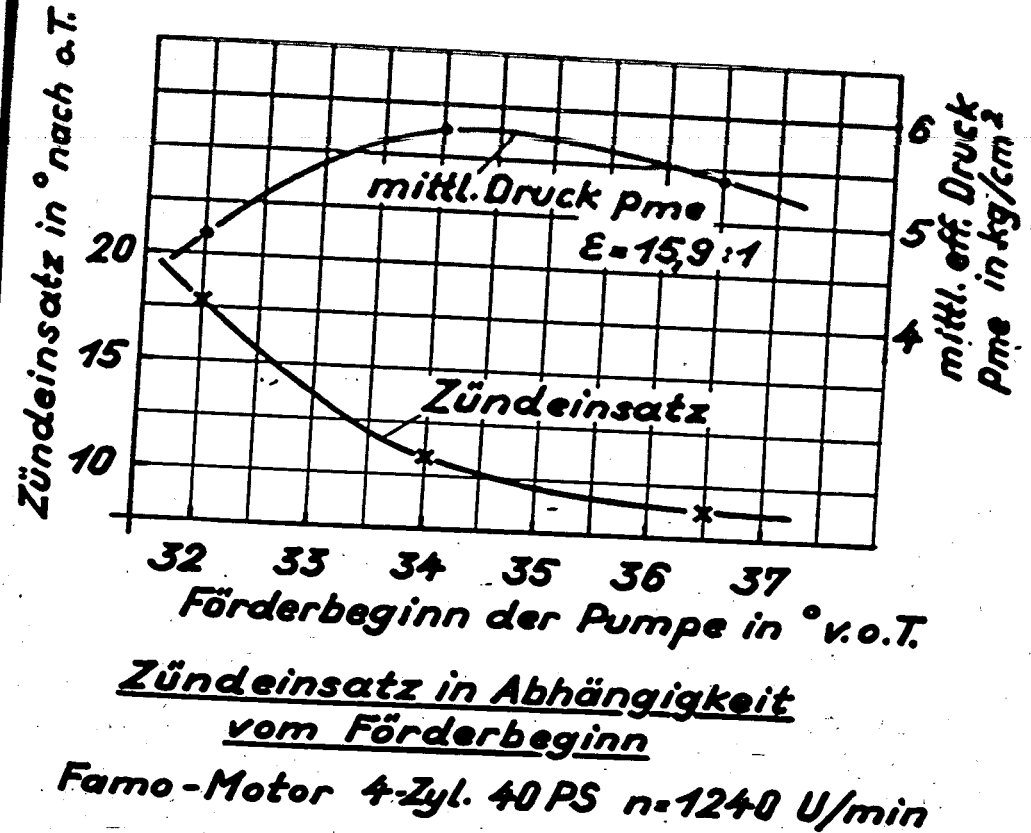


Bild 7



## 5. Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit am Mehrzylinder - Ottomotor.

Von Dipl.-Ing. S o h u l s 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 x 1 Zyl. -Ottomotors zutreiben, 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 zuließ. 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 Springstabindikators 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 Versuchsbedingungen zurückzuführen. Eine Methode zur absoluten Oktanzahlbestimmung unter Konstanthaltung der Lufttemperatur, Feuchtigkeit und Dichte ist in Bearbeitung.

Für Mehrzylinder-Untersuchungen galt es in erster Linie einen Messstopfen zu entwickeln, der ohne wesentliche Veränderungen am Zylinder einbauen 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 IQ-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 verschieden 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 Prüflingenieur möglich, die besonders klopfempfindigen 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.

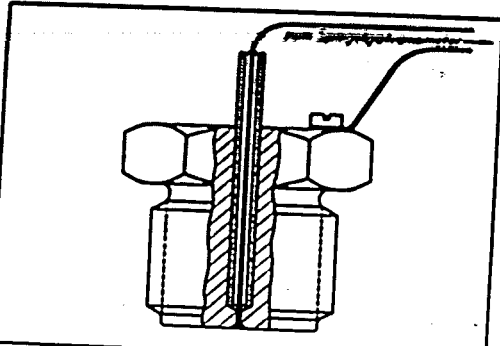
Da die Messungen ohne Umbau des Versuchsmotors vorgenommen werden können, ist auch der Praxis die Möglichkeit zu Reihenuntersuchungen gegeben, um Aufschluss über die Verschiedenheit der einzelnen Motoren und deren Klopfverhalten zu gewinnen. Für den Konstrukteur besteht nun die Möglichkeit, durch Angleichung der einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors aneinander eine erhöhte Klopfempfindlichkeit 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:

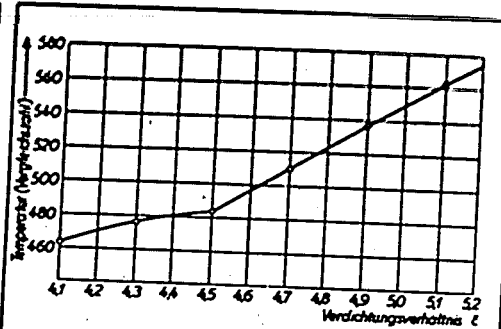
- 1.) reine Gehörmessungen:  
Ricardo, H.; Schnellaufende Verbrennungsmotoren. Springer Berlin.
- 2.) Elektro-akustische Messungen:  
Wawrsiniak: Akustische Methoden zur Messung des Klopfgeräusches. AFZ/1931 S. 544, 572, 652.  
Schmidt, A.W.: Akustische Untersuchung des Klopfgeräusches von Ottomotoren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

- 3.) Schmidt, R.: 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. 46, 1939.
- 5.) Schütz : Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 31 (1939).
- 6.) Pye,D.R.: Die Brennkraftmaschine, Springer-Berlin 1933.



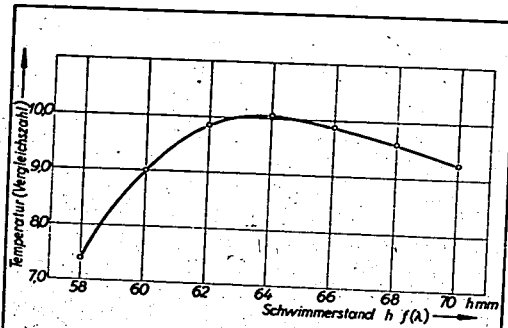
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Schema der Meßstopfen 5072

Bild 1



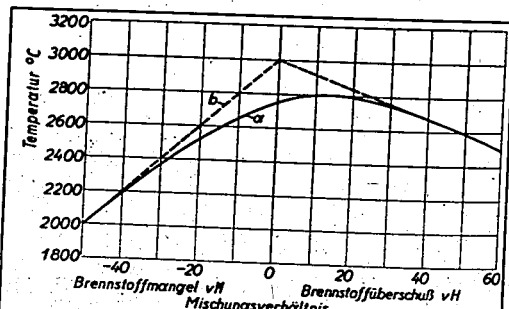
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Gemessene Temperatur über dem Verdichtungsverhältnis am 12Zl Otto-Motor 5073

Bild 2



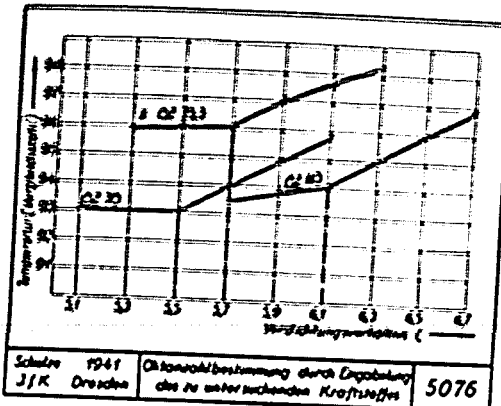
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Gemessene Temperaturen und Mischungsverhältnis 5074

Bild 3



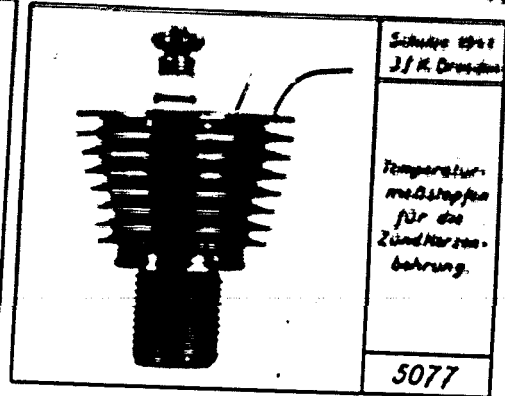
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Berechnete Höchsttemperaturen von Benzol-Luftgemischen (nach Pye) 5075

Bild 4



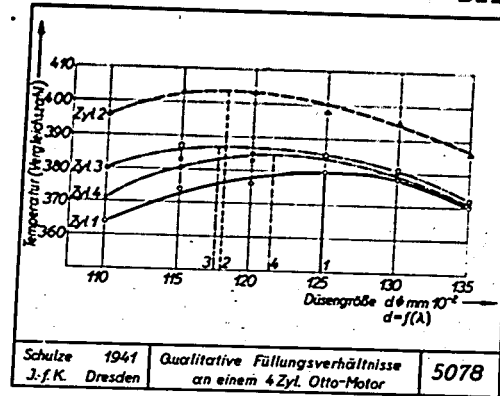
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Oktanzahlbestimmung durch Ergreifung des zu untersuchenden Kraftstoffes 5076

Bild 5



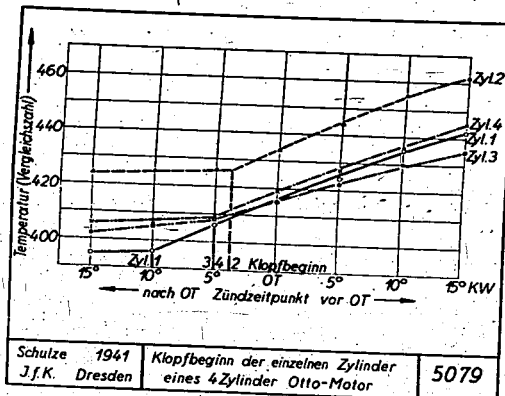
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Temperaturmeßstopfen für die Zündkammerbeobachtung.  
5077

Bild 6



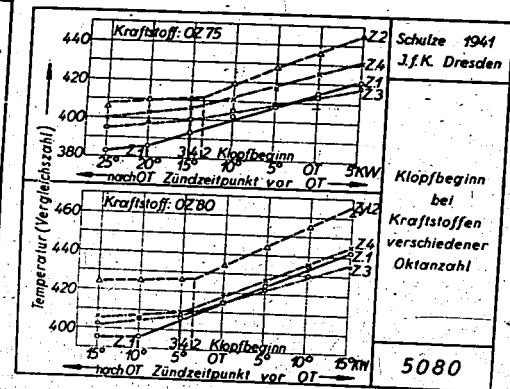
Schulze 1941  
J.f.K. Dresden Qualitative Füllungsverhältnisse an einem 4 Zyl. Otto-Motor 5078

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

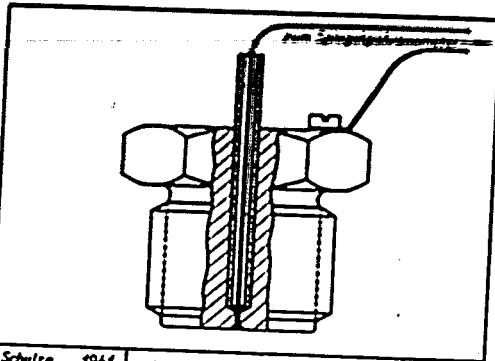
Bild 9

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

4.) Sinn, R.: Wärmeübergang bei schwingenden Gasen. Z.d.VDI, Bd. 63, Nr. 46, 1939.

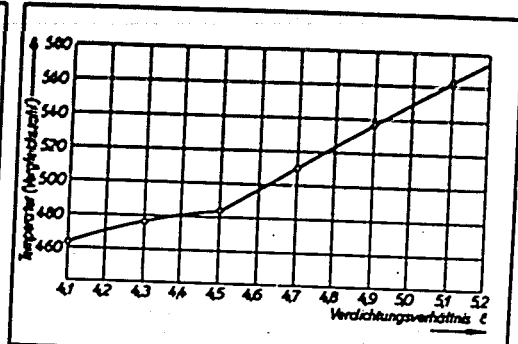
5.) Schütz : Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 31 (1939).

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



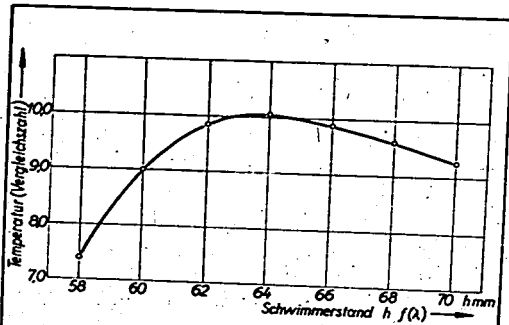
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Schema der Meßstopfen 5072

Bild 1



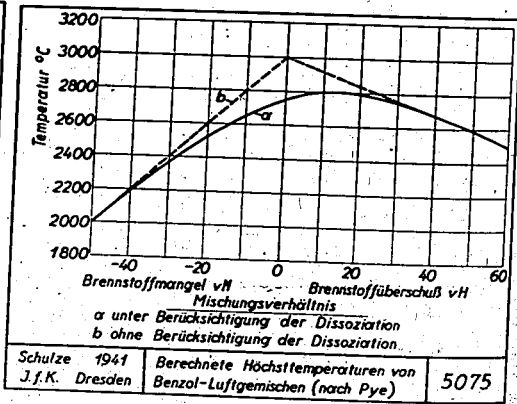
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Gemessene Temperatur über dem Verdichtungsverhältnis am 12 Zyl. Otto-Motor 5073

Bild 2



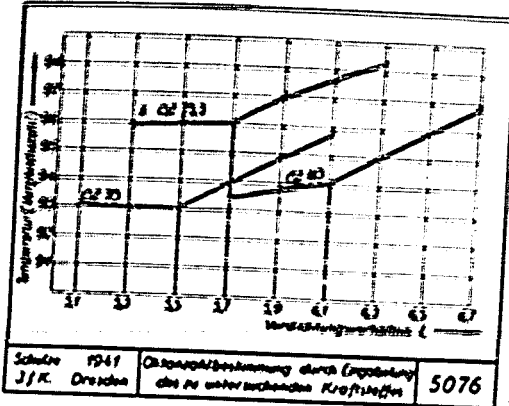
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Gemessene Temperaturen und Mischungsverhältnis 5074

Bild 3



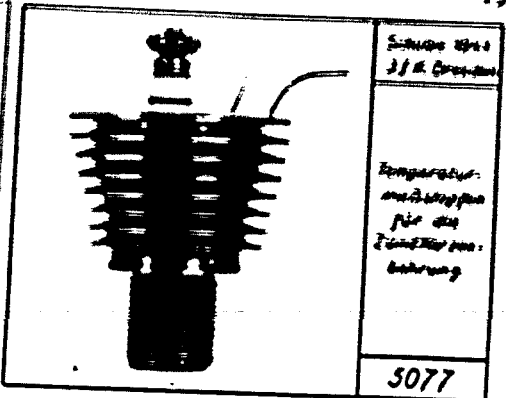
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Berechnete Höchsttemperaturen von Benzol-Luftgemischen (nach Pye) 5075

Bild 4



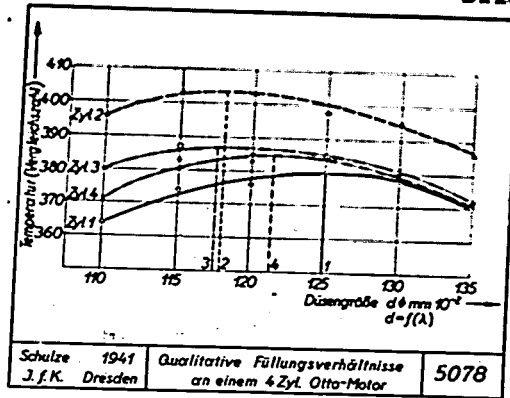
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Oktanzahlbestimmung durch Erprobung des zu untersuchenden Kraftstoffes 5076

Bild 5



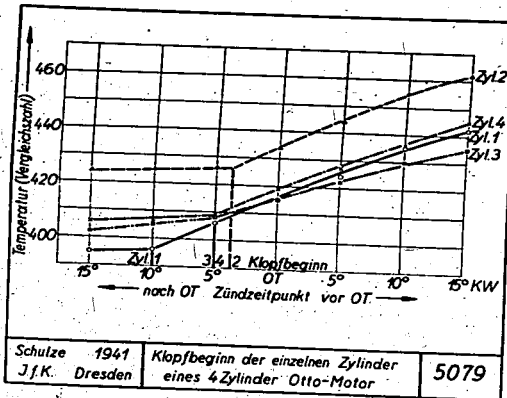
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Temperaturmeßstopfen für die Zylinderbohrbohrung 5077

Bild 6



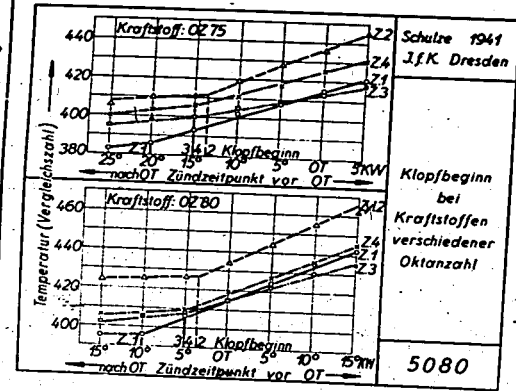
Schulze 1941  
J.F.K. Dresden Qualitative Füllungsverhältnisse an einem 4 Zyl. Otto-Motor 5078

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 Oktanahl 5080

Bild 9

Aussprache

Richter, Wien, begrüsst das mitgeteilte einfache Verfahren zur Bestimmung des Klopfbeginns als ein Mittel zur Förderung der stehen gebliebenen Vergaser-Entwicklung. Es fehlen sowohl Reihenuntersuchungen mit Vergasern für feinst-regelbares Mischungsverhältnis unter exakter Berücksichtigung des Ländepunktes 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 Gras 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.

d. Zur Theorie der motorischen Ladungsvergänge

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

Dieselsündungsvorgänge

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

Über die Vorgänge, die sich bei der Dieselsündung 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 an 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  $\alpha$  von Bild 2 ersetzt werden.

Der Wendepunkt  $W$  in der  $t_{10}$ -Kurve, der den sich abkühlenden Aussenbereich des Gemischmantels von dem sich aufwärmenden inneren Bereiche trennt, verschiebt sich mit der Zeit auf einem Kurvenszuge, wie er in Bild 2 eingezeichnet ist. Jeder Punkt  $r'-r'$  macht mit der Zeit einen Temperaturverlauf durch, der von  $t_{10}$  abwärts bis zur Wendepunktkurve und dann wieder aufwärts nach  $t_{10}$  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 Überschreiten -- 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 das 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 Kettenketten (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 Kettenabbruchsmöglichkeiten 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: Forsch. Ing.-Wes.-Bd. 11 (1940) S. 215-223.

Für die hierigen Betrachtungen ist es wichtig, dass die Zündtemperatur  $t_z$  in der in Bild 3 schematisch gezeigten Weise von der Gemischzusammensetzung abhängig ist. Das ist erklärlieh: Denn die Umsetzungsmöglichkeiten eines Gemisches hängen natürlich grundsätzlich davon ab, wie häufig Kraftstoff- und Sauerstoffmoleküle überhaupt zusammenstossen können. Reiner Kraftstoffdampf und reine Luft bieten keine Reaktionsmöglichkeit, während in der Umgebung des stöchiometrischen Gemisches die Verhältnisse für die molekularen Umsetzungen 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  $p_p$  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  $t_{z0}$ . Jedoch ist die Temperatur in der Zündzone  $b$  andererseits auch niedriger, als die allgemeine Lufttemperatur  $t_{10}$ .

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 verstärktem 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 diesen 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 Wärmeorts- und zeitabhängigen Gleichung der  $t_{LB}$ -Kurve, die ebenfalls unter Bild 4 angeschrieben ist. Wenn man diese Gleichung mit der entsprechenden Gleichung der  $t_2$ -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 Zeitpunkt 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 Kraftstoffes, 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  $\alpha$  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 Kurvenszug muss noch mit Hilfe des allgemeinen Umgebungsdruckes  $p_0$  (Kompressionsdruck) und mit Hilfe der Temperaturen  $t_{B\alpha}$  und  $t_{B\beta}$  des flüssigen Resttropfens ergänzt werden.

Trägt man nun noch im linken unteren Quadranten die Kurve  $\int_{r,r} dG_d$  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  $Q_T$  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  $t_{L0}$  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 Aufwärmungsvorgänge 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 Dieselazündung 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 Gasbl 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 letztes 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 Reattropfen 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 4 wiederum den Anfangszustand nach dem Hinbringen des Tropfens in die heisse Luft bezeichnet.

Man muss nun beachten, dass von 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  $t_{z0}$  der  $t_z$ - Kurve, der bis zum Zeitpunkte 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  $t_{z0}$  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  $t_{L0}$  überschreitet, ohne dass schon die Zündung eingetreten wäre. Da nun die  $t_{LB}$ - Kurve den Wert  $t_{L0}$  nirgends überschreiten kann, weil der Kraftstoff höchstens nur bis auf die allgemeine Lufttemperatur  $t_{L0}$  aufgewärmt werden kann, so muss in diesem Falle die Zündung überhaupt ausbleiben, obwohl die Lufttemperatur  $t_{L0}$  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  $t_{L0}$  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  $t_{L0} = t_{ze}$  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 in 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 Aufsicht stark ausgesetzt. Im Aussenmantel des Strahls sind also die Zündbedingungen für die einzelnen Tropfen sehr günstig, Bild 12, und ausserdem denen des Einzel-tropfens in grossen 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 grossen 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 aller kleinsten 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 Zündverzögerung; und der Zündverzögerung 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 einer 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 Zündverzögerung 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

einsigermassen erlaubt ist, mit der Errechnung, dass der an eingespritzten Kraftstoffstrahlen gemessene Zündverzögerung von der speziellen Form der Strahlausbildung und der Düse sowie vom Abspritzdruck der Düse weitgehend unabhängig ist, weil eben bei den verschiedenartigsten Strahlformen die zündungünstigsten 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

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

zu tun haben, wodurch auch der Verlauf der  $t_2$ -Kurve entsprechend abgewandelt wird. Am grundsätzlichen Ablauf der Kreislinie tritt aber auch dadurch offenbar keine Änderung ein.

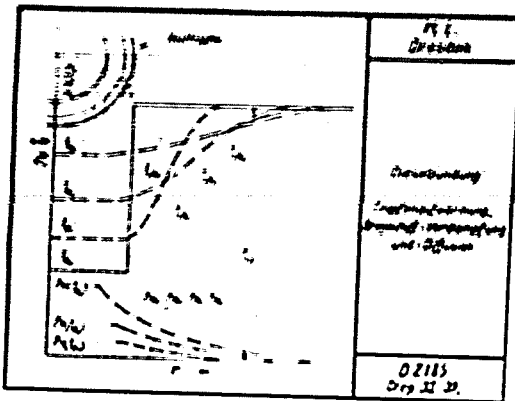


Bild 1

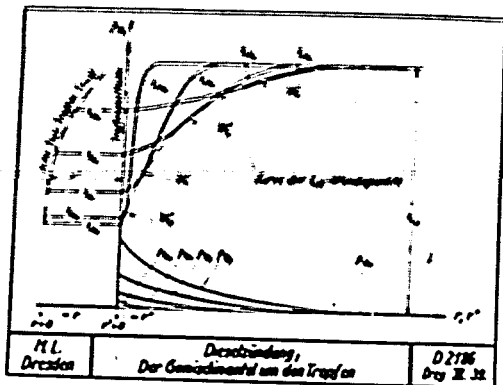


Bild 2

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 o, a, 1, 2, 3, = Zeitfolge;

Index o = 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.

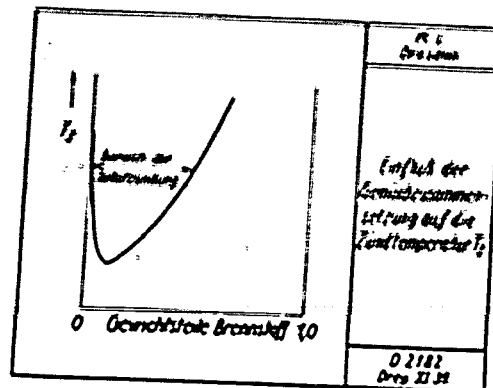


Bild 3

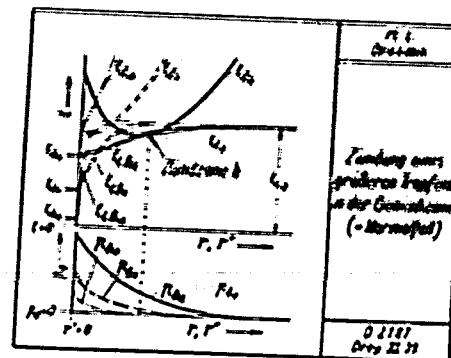


Bild 4

$t_2$  = 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:

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

$Q_{chem}$  = 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.

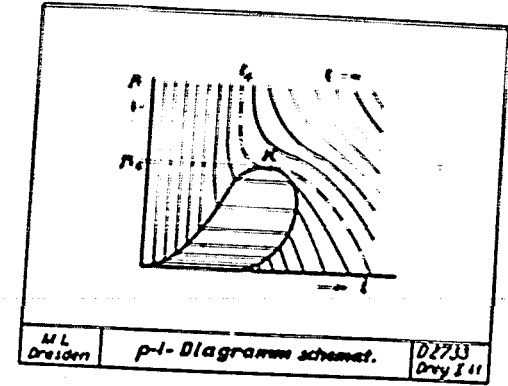
$G_T$  = die Restwärmemenge, die für die Temperaturerhöhung des Volumelementes  $dV$  in der Zeiteinheit verbleibt.

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

$$\frac{d^2 t_{LB}}{dr^2} = \frac{D \cdot d^2 t_{LB}}{dr^2} = (D_B \cdot \rho_B \cdot \frac{dp_B}{dr} + D_L \cdot \rho_L \cdot \frac{dp_L}{dr}) \cdot \frac{1}{R \cdot T_{LB}} \cdot K_p \cdot a \cdot T_{LB} \quad (2)$$

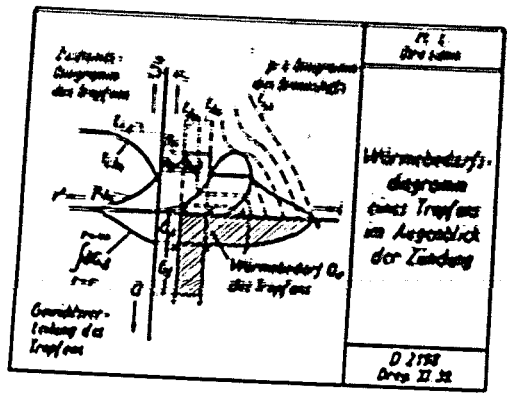
- $\zeta$  = Zeit
- $P_0$  = Verdichtungsdruck des Motors,
- $D$  = Wärmeleitzahl,
- $D_B$  = Diffusionszahl .....
- $\rho_B$  = Spezif. Wärme bei konst. Druck ..
- $B$  = Spezif. Gewicht .....
- $P_B$  = Teildruck .....
- $D_L$  = Diffusionszahl .....
- $\rho_L$  = Spezif. Wärme bei konst. Druck ..
- $\gamma_L$  = 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,
- $K_p$  = 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.

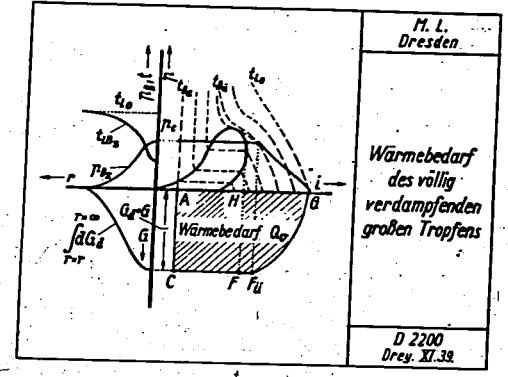


M. L. Dresden *p-i-Diagramm schemat.* D 2713 Drey I 11

Bild 5

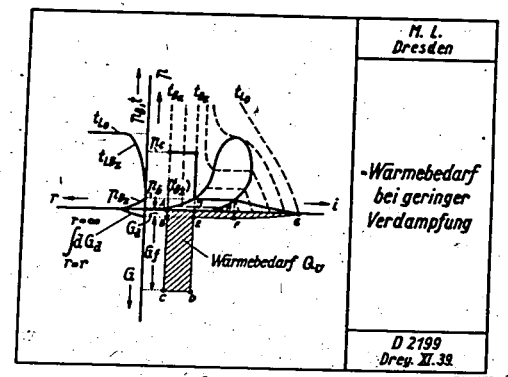


M. L. Dresden *Wärmebedarfsdiagramm eines Tropfens im Augenblick der Zündung* D 2714 Drey II 32  
**Bild 6**  
 $G_d$  = Gewicht des verdampften Kraftstoffs  
 $G_f$  = Gewicht des flüssigen Resttropfens  
 Sonstige Erläuterungen siehe bei Bild 1, 2 und 4



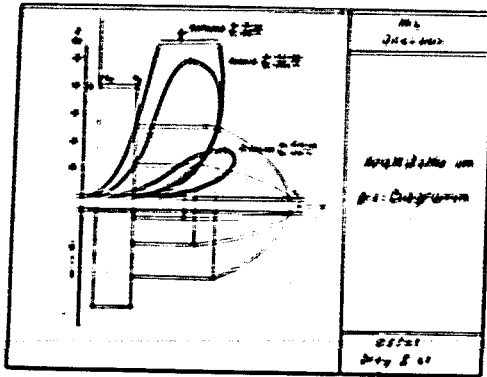
M. L. Dresden *Wärmebedarf des völlig verdampfenden großen Tropfens* D 2700 Drey XI.38

Bild 7

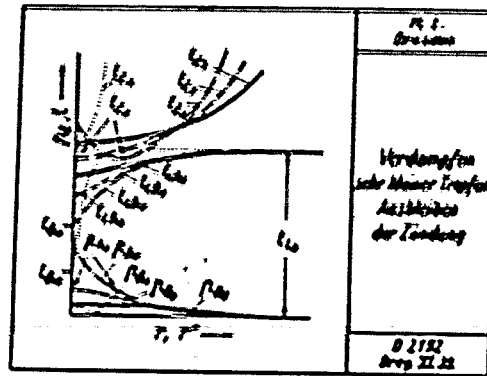


M. L. Dresden *Wärmebedarf bei geringer Verdampfung* D 2719 Drey XI.39

Bild 8



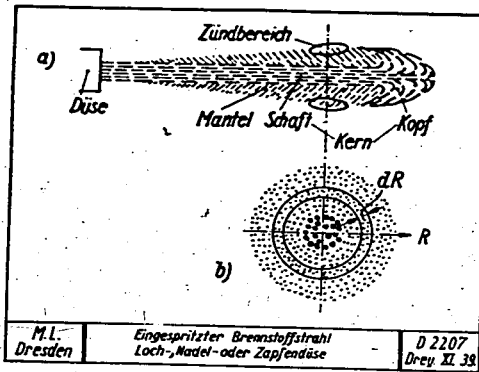
M. L. Dresden  
Verhältnisse im  
D. 2152  
Drey XI. 31



M. L. Dresden  
Verdampfen  
sicher kleiner Tropfen  
Abkühlung  
der Zündung  
D. 2152  
Drey XI. 31

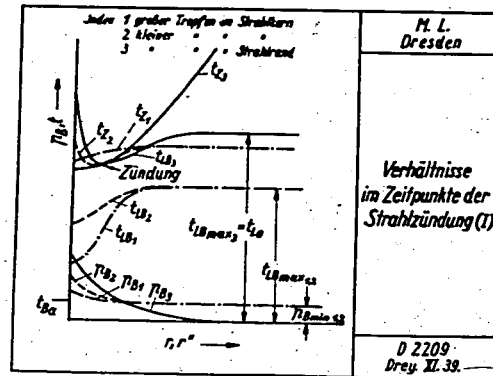
Bild 9  
Erläuterungen siehe bei  
Bild 6.

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



M. L. Dresden  
Eingespritzter Brennstoffstrahl  
Loch-, Nadel- oder Zapfendüse  
D. 2207  
Drey XI. 38

Bild 11



M. L. Dresden  
Verhältnisse  
im Zeitpunkte der  
Strahlzündung (I)  
D. 2209  
Drey XI. 39

Bild 12  
Erläuterungen siehe  
bei Bild 1, 2 und 4

7. Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieserverfahren.

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 Dieserverfahren beschäftigen sich dagegen bisher nur zwei Veröffentlichungen 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° 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 Dieserverfahren 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 schaltgesteuerten 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 cm<sup>3</sup>, 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 aussersten Bestwert des Treibgasbetriebes durchgeführt worden sind, sodass die aus dem etwa 10 % höheren Heizwerte des Treibgases zu erwartende gewichtsmässige Verbrauchsminde rung 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 bzw. 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 hervorzu bringen, 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 damit speichernde Wirkung der Kompressibilität des Treibgases ausser Acht lassen wollte, bei Förderchluss der Pumpe sofort unabhängig von der gegebenen Schall-

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

Die Verbräuche des Motors waren bei Verwendung der Gasdüse 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. Zündverzögerung, Spritzverzögerung, Förderbeginn der Einspritzpumpe.

Der Zündverzögerung 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 Zündverzögerung 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 Zündverzögerung des Treibgases nicht grösser als der des Gasöls ist, so handelt es sich bei der notwendigen Vorverstellung der Pumpe offensichtlich um den Ausgleich eines Spritzverzögerunges, 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. Messung 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 Ausgrenze 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 Druckleistungsentlastung 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 Abspritzpumpe.

Besondere Untersuchungen, bei denen Herr Dr. Oschatz

mit seiner Versuchsanlage<sup>4)</sup> in freundlicher Weise Unterstützung gewährte, galten der Strahlbildung bei reinem Flüssiggas. Bild 9 zeigt zunächst Bilder von der Entwicklung eines Treibgasstrahles in kalter Luft von 15 ata Druck bei 110 ata Düsen-Abspritzdruck im Vergleich zu einem Gasölstrahl bei gleichem Luftdruck und 150 ata 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>0</sup>PW aufgetragen. Man erkennt deutlich die an sich grössere Durchschlagskraft des Gasöls, die sich in dem steileren Anstieg

4) Siehe Vortrag Oschatz.

des Gasölkurve ausgedrückt, 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 Strahlänge beim Gasöl verhältnismässig früh schon nicht mehr wesentlich ansteigt, während die Treibgasstrahlänge noch lange konstant weiter zunimmt.

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

Mit den 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 ata, 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  $p = 15 \text{ ata}$  die linke Propangrenzkurve noch nicht geschnitten hat, sondern noch immer im Flüssigkeitsgebiet verläuft. Nur der gegenüber 15 ata geringere Dampfdruck des Propans bei  $+ 20^\circ \text{ C}$  und die Verdampfung evt. im Treibgas enthaltener geringer Mengen von leichtersiedenden Bestandteilen

sind bei diesen Vorgänge also Anlass für Teilverdampfung in der Düsenmündung.

Im Motor betrug der Gegendruck demgegenüber zwar der Motorverdichtung entsprechend  $p_0 = 41 \text{ ata}$ , 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  $p_0 = 41 \text{ ata}$  bereits in das Nassdampfgebiet des Propans 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 mg/Arbeitspiel eingestellte Einspritzsystem in der kalten Abspritzanlage 145 mg/Arbeitspiel abspritzte. Dass bei Gasöl diese Erscheinungen nicht beobachtet worden, 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 Treibgasmengen fördern müsse, was auch zu ungefähr gleichen, jedenfalls nicht zu um über 100 % verschiedenen 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 Öffnungszeit 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





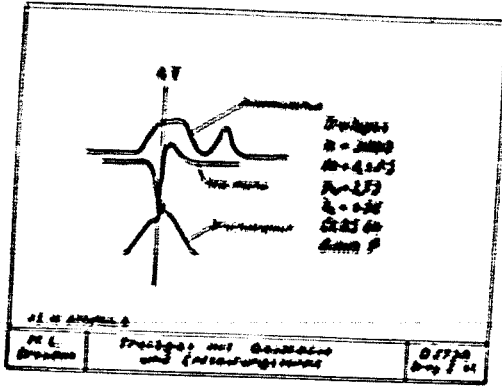


Bild 5

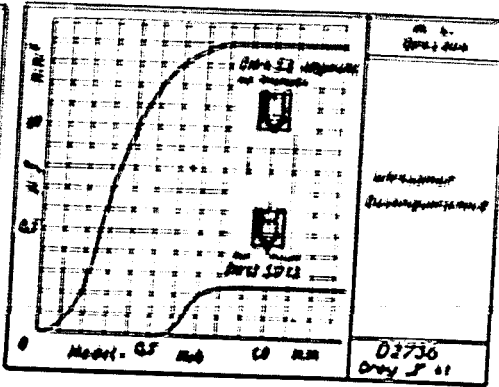


Bild 6  
Vergleich Gasöl- und Treibgasdüse.

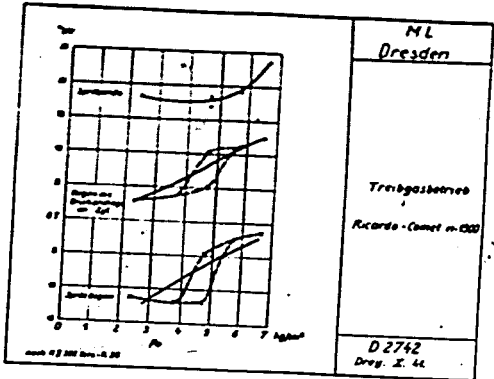


Bild 7

Zündverzug, Einspritz- und Zündzeitpunkt.

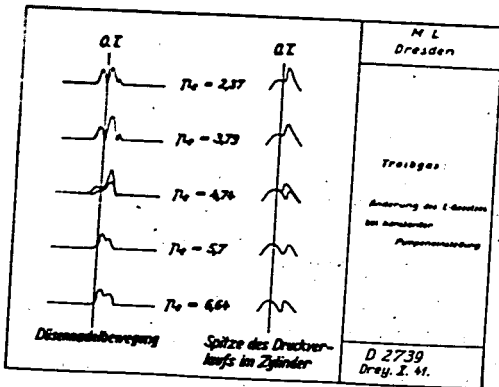
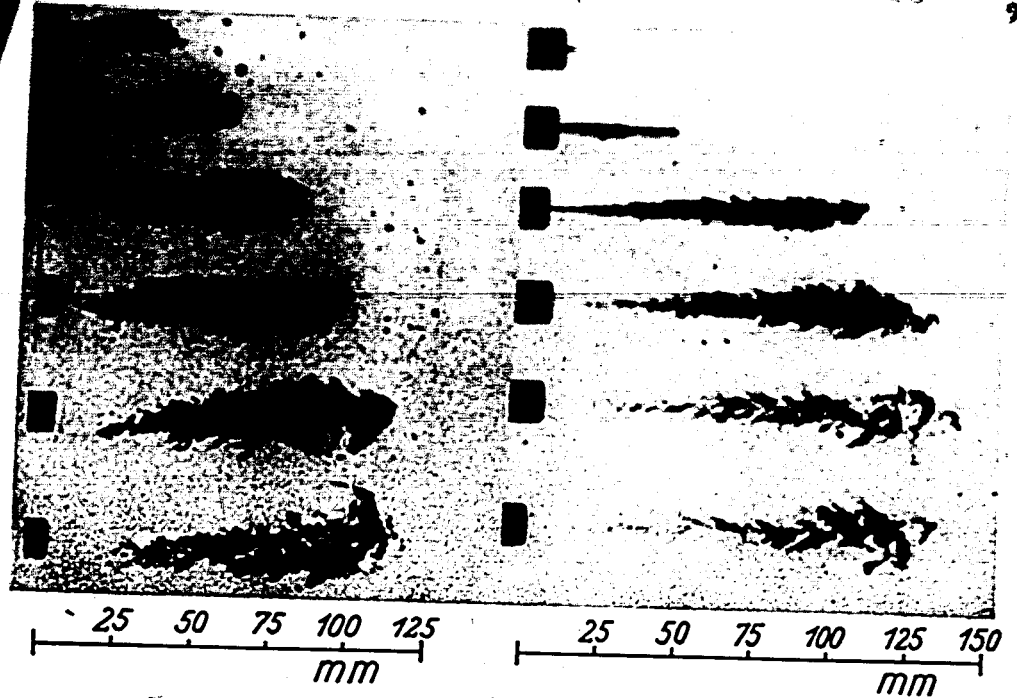


Bild 8



Treibgas DN4 S2 abgeschl. 145mg

Gasöl DN12 SD12 30mg

kalte Luft 15atü

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

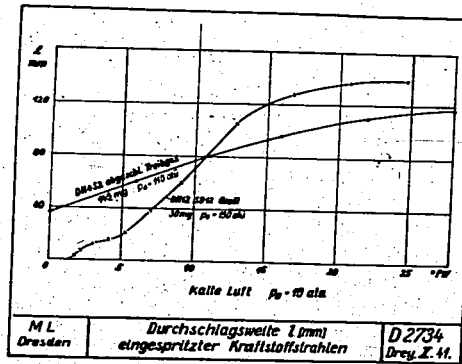


Bild 10

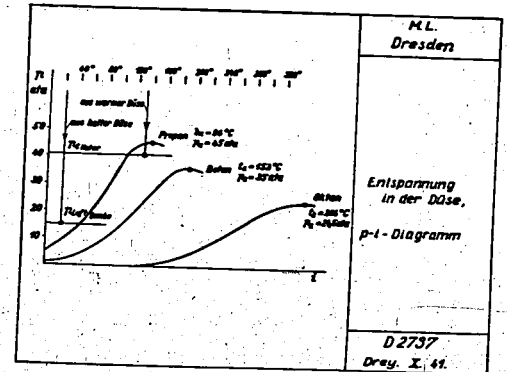


Bild 11  
Vergleich Treibgas und Gasöl: Entspannungsvorgang in der Düse im p-i-Diagramm.

Ausprache.

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 Erreichung der dem Ab-spritzdruck entsprechenden Siedetemperatur eine mehr oder weniger starke Teilverdampfung in der Düse auf. Nur bei Düsen ohne jede "Anfangsstorung" des Strahles (siehe den Vortrag von Dr.-Ing. Oschats) kann sich ein dampffreier Strahl überhitzter Flüssigkeit bilden, der in einem gewissen Abstand von der Düse durch momentane Verdampfungsercheinungen 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 Strahlerstörung 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 grösserem Winkel zur Prallfläche weggeschleudert.

Bokemüller, Gaggenau, weist darauf hin, dass heute das Treibgas-Dieselmotorenverfahren völlig durch das Holz- oder Holzkohlengas-Dieselmotorenverfahren verdrängt worden ist. Für die Verwendung von Reichtgasen 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 Sonderdieselmotorenstoffen auf.

## T a g e s

des Arbeitskreises für motorische Verbrennung

10./11. Oktober 1941

## A n w e s e n d e 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	"	Inst. f. Wärmetechnik, " "
10	Mühlner	Braunschweig	Luftfahrtforsch. Anst. Herm. Göring
11	Sellschopp	"	"
12	Pachernegg	Graz	Inst. f. Verbr.-Kraftm., T.H. Graz
13	Niedermeyer	"	"
14	v. Eberan	Dresden	Inst. f. Kraftfahrw., T.H. Dresden
15	Mertz	"	"
16	Wermingshoff	"	"
17	Schulze	"	"
18	Glamann	Stuttgart	Daimler-Benz-A.G.
19	Eckard	Kassel	Henschel & Sohn
20	Roosen	"	"
21	Rixmann	Berlin	Vers.-Anst. f. Kraftfahrzeuge, T.H. Berlin
22	Wille	"	Inst. f. Ström.-Forsch., " "
23	Junkers	"	Generalbevollm. f. d. Kraftfahrw. T.H. Dresden
24	Kutzbach	Dresden	"
25	Endres	Chemnitz	Auto-Union, Zentralversuchsanstalt
26	Mündler	Berlin	Vers.-Anst. f. Kraftfahrz., T.H. Berlin
27	Froede	Neckarsulm	NSU-Werke
28	Helmbold	München	BMW
29	Löhner	"	"
30	Bokemüller	Gaggenau	Daimler-Benz
31	Riedel	Berlin	Vers.-Anst. f. Kraftfahrzeuge, T.H. Berlin
32	Schmidt	"	Vers. " " " " " "
33	Zeman	Wien	Berlin T.H. Wien

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

Nur zum Dienstgebrauch im Ge-  
schäftsbereich des Empfängers

SG 5

001017

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 118/1943

3. Tagung des Arbeitskreises  
für Fragen der motorischen Verbrennung

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

001018

# Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 118/1943

## 3. 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 Verschluss zu halten.

B e r i c h tüber die 3. Tagung des Arbeitskreises für Fragen  
der  
motorischen Verbrennung.

Der Zusammenschluss vom Reichsverkehrsministerium mit Forschungsaufgaben betrauter wissenschaftlicher Institute deutscher Technischer Hochschulen zu einem Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung hat seit 1940 zu einem regen Erfahrungsaustausch zwischen den Instituten und fruchtbarer Zusammenarbeit mit den Entwicklungsstellen der Industrie geführt, die aus ihren Arbeitsgebieten vielfältige Anregungen zu Forschungsarbeiten gegeben haben.

Die Arbeitstagungen der vergangenen Jahre gaben Zeugnis von dem wirkungsvollen Einsatz wissenschaftlicher Methoden für drängende Gegenwartsfragen und bewiesen eindringlich die Unentbehrlichkeit und den entscheidenden Einfluss der Grundlagenforschung auf die Entwicklung von Motoren für den Fronteinsatz und die Umstellung von Motoren auf Brennstoffe, die im Rahmen der Kriegsbewirtschaftung in besonders ausreichendem Masse zur Verfügung stehen.

Die Kriegsverhältnisse führten deshalb nicht zur Einstellung dieser Arbeiten, sondern zu ihrer Ausweitung unter straffster Ausrichtung auf kriegswichtige Entwicklungsziele.

Am 4. und 5. Dezember 1942 fand auf Einladung des 1. Vorsitzenden, Prof. Dr.-Ing. L i s t, Dresden, die 3. Tagung dieses Arbeitskreises wieder im Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden statt.

Das Programm umfasste folgende Vorträge:

1. Dipl.-Ing. K. J u s t, Dresden:  
Untersuchung der Wärmeübergangsverluste in brennraumähnlichen Bomben.
2. Dr.-Ing. K. U l l m a n n, Dresden:  
Elektrische Feinmessverfahren für motorische Untersuchungen.
3. Prof. Dr.-Ing. L. R i c h t e r, Wien:  
Kraftstoffverbrauch der Vergasermotoren.
4. Prof. Dr.-Ing. H. L i s t, Dresden:  
Untersuchungen an Saugrohren von Mehrzylinder-Vergasermotoren.
5. Prof. Dr.-Ing. R. v. E b e r a n, Dresden:  
Anforderungen an die Gemischbildner von Fahrzeug-Ottomotoren.

6. Dozent Dr.-Ing. habil. U. S c h m i d t, Berlin:  
Einfluss des Luftfilters auf Leistung und Brennstoffver-  
brauch des Motors.
7. Dr.-Ing. habil. P. D r e y h a u p t, Dresden:  
Die Thermodynamik zusammengesetzter Verbrennungsmotoren.

Dieser Tagungsbericht enthält im Anschluss an eine Über-  
sicht über die Zusammensetzung des Arbeitskreises die voll-  
ständigen Niederschriften der während der Tagung gehaltenen  
Vorträge bis auf die des Referates von Dr.-Ing. K. U l l m a n n  
(2.), aus dem im Rahmen dieses Berichtes nur ein kurzer Auszug  
gebracht werden kann. 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 For-  
schungsmittel ausgesprochen.

Ges:

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

001020

Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung

gebildet beim Reichsverkehrsministerium. Abteilung K 21

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

Vertreter: Dozent Dr.-Ing. habil. 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:

Dozent Dr.-Ing. habil. 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. habil. K ü t t n e r )

Institut für Kraftfahrwesen mit amtlicher Sachverständigen-  
stelle für Kraftfahrzeugangelegenheiten an der Technischen Hoch-  
schule 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 Kraftfahr-  
zeuge an der Technischen Hochschule Berlin ( Prof. Dr.-Ing.  
B e c k )

Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule  
Hannover ( Dr.-Ing. B o d e )

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

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Untersuchung der Wärmeübergangsverluste an brennraumähnlichen Bomben....Dipl.-Ing.Just .....	1
2. Elektrische Peilmeseverfahren für motorische Untersuchungen ..... Dr.-Ing. K. Ullmann .....	15
3. Kraftstoffverbrauch der Vergasermotoren Prof. Dr.-Ing. L.Richter .....	19
4. Untersuchungen an Saugrohren von Mehrzylinder-Vergasermotoren ..... Prof.Dr.-Ing. H.List .....	23
5. Anforderungen an die Gemischbildner von Fahrzeug - Ottomotoren .. Prof.Dr.-Ing.v.Eberan .....	39
6. Einfluss des Luftfilters auf Leistung und Brennstoffverbrauch des Motors Dozent Dr.-Ing.habil. U.Schmidt.	53
7. Die Thermodynamik zusammengesetzter Verbrennungsmotoren .....	Dr. Ing.habil. Dreyhaupt.... 61



# 1. Untersuchung der Wärmeübergangsverluste an brennraumähn-

## lichen Bomben

Von Dipl.-Ing. K. J u s t , Dresden  
 Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen  
 Hochschule Dresden

Die genaue Kenntnis der Wärmeübergangsverluste bei Verbrennungsmotoren hat in letzter Zeit besonders an Bedeutung gewonnen. Bei der Forderung nach Schnellläufigkeit der Motoren tauchte das Problem über das Verhalten der einzelnen Verluste auf. Es zeigt sich nämlich, dass die Verluste durch Triebwerkreibung und Gaswechselerbeit mit steigender Drehzahl zum Teil erheblich zunehmen, so dass die Summe aller Verluste stärker ansteigen müsste, als es tatsächlich der Fall ist. Es muss also einer der oben noch nicht genannten Verluste mit steigender Drehzahl abnehmen. Nur daraus lässt sich auch die Tatsache erklären, dass der spez. Brennstoffverbrauch  $b_e$  über einem grossen Drehzahlbereich eine nur flach ansteigende Kurve ergibt. Versuche über die Verlustteilung an Verbrennungsmotoren zeigen, dass hierfür hauptsächlich der Wärmeübergang in Frage kommt, der mit steigender Drehzahl abnimmt.

Über die Wärmeübergangsverluste der verschiedenen motorischen Arbeitsverfahren liegen bis heute verhältnismässig wenig grundsätzliche Versuche vor. Die wesentlichsten Arbeiten sind:

1. NuBelt : Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine - V D I - Forschungsheft Nr. 264.
2. Richelberg - Gröber - Jakob - Nügel - NuBelt - Richter: Wärmedurchgang bei einfachen Körpern und Maschinen - V D I - Forschungsheft Nr. 300.
3. Herzfeld: Der Wärmeübergang und die thermodynamische Berechnung der Leistung bei Verpuffungsmaschinen, insbesondere bei Kraftfahrzeugmotoren. Springer - Verlag 1925.

Das wesentlichste Ergebnis der früheren Untersuchungen ist die Wärmeübergangsformel von NuBelt, die die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  in ata, von der Gas-temperatur  $T$  in  $^{\circ}K$  und von der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $C_m$  in m/sec berücksichtigt.

NuBelt hat auch die durch die Gasstrahlung verursachte Wärmeübergangszahl  $\alpha_g$  angegeben, die jedoch praktisch nur einige Prozent von der Wärmeübergangszahl  $\alpha_b$  beträgt.

NuBelt führte seine Untersuchungen mit einer grossen zentral gezündeten Bombe durch und ermittelte den Einfluss der Kolbengeschwindigkeit an einer langsamlaufenden Gasmaschine von

geringer mittlerer Kolbengeschwindigkeit. Die Versuchsergebnisse sind daher nicht ohne weiteres auf schnelllaufende Motoren von geringem Zylinderhubraum und sehr hoher Kolbengeschwindigkeit zu übertragen.

#### Zielsetzung der Versuche.

Das Ziel unserer Versuche ist nun, von Grund auf die Abhängigkeit der Wärmeübergangsverluste von den einzelnen in Frage kommenden Faktoren zu klären. Zu diesem Zweck werden zunächst Versuche an Bomben durchgeführt, da man hierbei die Möglichkeit hat, den Einfluss der einzelnen Faktoren getrennt bestimmen zu können. Der grundlegende Unterschied zu Russell besteht aber darin, dass, um den motorischen Verhältnissen nahe zu kommen, brennraumähnliche Versuchsbomben gebaut wurden, d.h. da die Energieumsetzung etwa im OT stattfindet, wurde die Grösse und Form der Bomben dem Kompressionsraum normaler Verbrennungsmotoren angeglichen. Die Art der bereits vorhandenen Bomben geht aus Bild 1 hervor.

Es sind je zwei Grössen und je zwei übliche Brennraumformen gewählt worden. Der Inhalt beträgt etwa  $80 \text{ cm}^3$  und  $600 \text{ cm}^3$ , was der Brennraumgrösse von Fahrzeugmotoren mit  $400 \text{ cm}^3$  und Flugmotoren mit  $3 \text{ l}$  Zylinderinhalt bei einem Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 1 : 6$  entspricht.

Ein weiterer Schritt in der Richtung, die Versuche möglichst motorisch ähnlich zu gestalten ist der, dass die Zündung nicht wie bei Russell inmitten einer Kugelbombe erfolgt, sondern bewusst den motorischen Verhältnissen angepasst wurde, um dadurch eine Ähnlichkeit in der erzielten Verbrennungsturbulenz zu erreichen. Weiterhin ist vorgesehen, dass die Bomben durch Eintauchen in ein heisses Ölbad auf entsprechend ähnliche Brennraumtemperaturen vorgeheizt werden können, sodass auch in dieser Hinsicht motorische Verhältnisse erreicht werden. Durch besondere Massnahmen wie den Einbau von zerknallenden Membranen oder drehzahlregelbaren Ventilatoren wird erreicht, dass sowohl eine beliebig starke Gasturbulenz als auch gerichtete Gasströmung im Bombeninhalt erzielt werden kann. Schliesslich bleibt noch die Frage des zu zündenden Gasgemisches. Als Brennstoffe werden zunächst einfache Gase wie Kohlenoxyd ( $\text{CO}$ ), Wasserstoff ( $\text{H}_2$ ), auch Methan ( $\text{CH}_4$ ), dann Butan ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ) und schliesslich auch verdampftes Benzin als Zusatz zu einer Luftmischung verwendet.

#### Versuchsplan.

Wie schon erwähnt wurde, sollen diese Versuche der Bestimmung der Wärmeübergangsverluste in Abhängigkeit der einzelnen Faktoren dienen. Als Mass wurde auch hier die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  mit der Dimension  $\text{kcal} / \text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$  zu Grunde gelegt. Das Programm der vorliegenden und noch auszuführenden Versuche ist im einzelnen folgendes:

Bestimmung der Wärmeübergangsverluste bzw. der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  in Abhängigkeit:

1. von dem Druck  $p$  (ata), also  
 $\alpha = f(p)$
2. von der absoluten Temperatur  $T$   $^\circ\text{K}$ , also  
 $\alpha = f(T)$
3. von der Verbrennungsturbulenz (Zündkerzenlage)  
 $\alpha = f(\text{Turbulenz})$
4. von der Turbulenz, die durch den Einfluss der Kolben- und Gasbewegung im Zylinder hervorgerufen wird, im wesentlichen also eine Funktion der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $C_m$  (m/sec)  
 $\alpha = f(C_m)$
5. von der Brennraumgrösse - und -gestalt ...  
 $\alpha = f(\text{Brennraum})$
6. von der Strahlung  
 $\alpha = f(\text{Strahlung})$ .

#### Versuchsaufbau.

Dieser Bericht umfasst zunächst den Punkt 1 und 2, also die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  und die Abhängigkeit von der Temperatur  $T$ , während die Versuche zur Bestimmung der anderen Abhängigkeiten z.T. gerade laufen oder noch in Angriff genommen werden.

Der Versuchsaufbau ist kurz folgender: In einer Mischbombe mit rund  $30 \text{ ltr.}$  Inhalt wurde ein homogenes Kohlenoxyd-Luftgemisch mit  $\lambda = 1,4$  hergestellt mit dem nun die eigentliche Versuchsbombe gefüllt wurde.

Die Zündung erfolgte durch Entladung eines Kondensators über eine gewöhnliche Zündkerze. Der Druckverlauf in der Bombe wurde mittels eines Piezoquarzgebers, eines Verstärkers und einer Oszillographenschleife auf einem lichtempfindlichen Papierstreifen registriert. Als Zeitmarke diente eine Sinusschwingung von  $500 \text{ Hz}$ , also eine Periode  $= 1/500 \text{ sec.}$ , die über zwei Oszillographenschleifen gelegt wurde. Die eine Zeitmarke ist oben und die andere unten auf dem Papierstreifen zu sehen. Es wurden absichtlich zwei Zeitmarken aufgezeichnet, um damit Papierverwerfungen, die durch den photographischen Prozess entstehen und oft sehr erheblich sein können, bei der Diagrammauswertung auszuschalten.

Zu erwähnen ist hier noch, dass die Zündung so mit dem Oszillographen gekoppelt war, dass sie jedesmal kurz nach Öffnung des Verschlusses erfolgte. Damit wurde erreicht, dass die Diagramme vollständig auf den begrenzten Papierstreifen kamen.

Der Grund, warum ein  $\text{CO}$  - Luftgemisch verwendet wurde

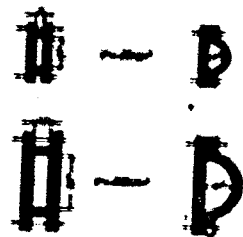


Bild 1  
Form und Grösse der brennraum-  
ähnlichen Bomben

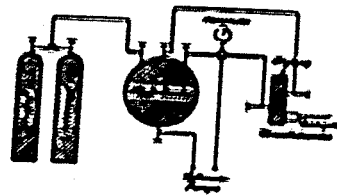


Bild 2  
Schematischer Versuchs-  
aufbau

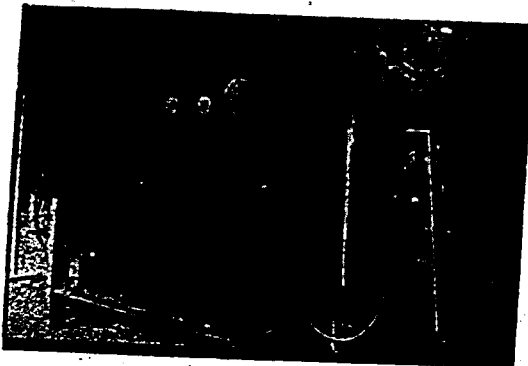


Bild 3

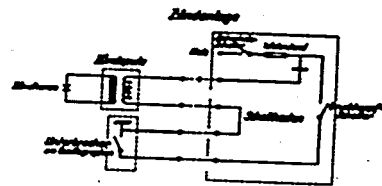


Bild 4  
Zündanlage

ist der, dass infolge der trägen Verbrennung dieses Gemisches die dabei entstehende Verbrennungsturbulenz rasch nach Erreichung des Maximaldruckes in der Versuchsbombe erstickt und der abklingende Kurventeil nur die Abhängigkeit des Wärmeverlustes vom Druck und der Temperatur gibt. Das Mischungsverhältnis wurde zu  $\lambda = 1,4$  gewählt, weil man hierbei mit den Temperaturen unterhalb der Dissoziationsgrenze bleibt.

Als Versuchsbombe wurde eine der bereits erwähnten vier Bomben verwendet und zwar mit Rücksicht auf die neuere Flugmotorenentwicklung die grosse Flachbombe mit 136 mm Bohrung und 38 mm Höhe. Das ausgeliterte Volumen beträgt  $V = 560 \text{ cm}^3$  und die Oberfläche  $F = 460 \text{ cm}^2$ , ihr Aufbau geht aus folgendem Bild 5 hervor.

Um eine möglichst vielseitig verwendbare Bombe zu haben, wurden ausser den Ventil- und Geberbohrungen mehrere Zündker-

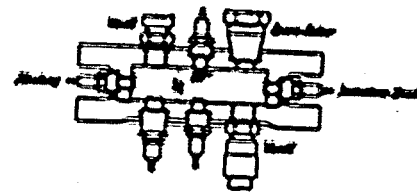


Bild 5  
Grosse flache Versuchsbombe

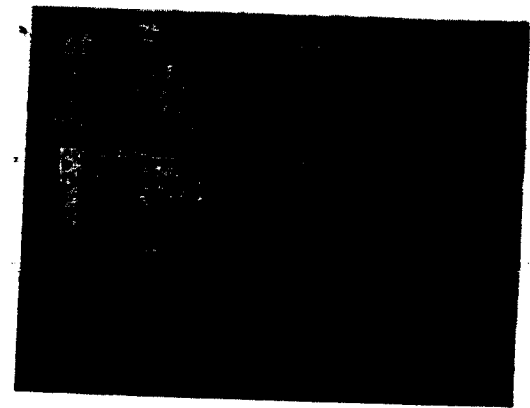


Bild 6

zenbohrungen vorgesehen. Die Zündung selbst erfolgte mit einer auf der Ringseite eingebauten Zündkerze. Da die Lage des Quarzgebers auf den Druckverlauf ohne Einfluss ist, wurde er in einer passenden Bohrung auf der Bombenflachseite untergebracht. Zusätzlich wurde noch an der von dem Zündpunkt am weitesten entfernt liegenden Stelle eine Ionisationsstrecke in Form einer geanzeigten soll. Die durch die Ionisation am Gitter der ersten Röhre eines Verstärkers hervorgerufene Spannungsänderung wird verstärkt und über eine Oszillographenschleife gleichzeitig mit dem Druck - Zeit - Diagramm aufgezeichnet. Einige auf diese Weise erhaltene Diagramme zeigt Bild 6.

#### Versuchsdurchführung und Auswertung.

Wie bereits erwähnt wurde, sollte die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  bestimmt werden. Zu diesem Zweck wurde eine Anzahl Versuche mit verschiedenem Anfangsdruck  $p_0$  bei konstanter Bomben - wandtemperatur gefahren. Die untere Grenze, bei der der Bombeninhalte gerade nach zündet, lag bei einem Druck von  $p_0 = 2,0 \text{ ata}$  und die obere bei  $p_0 = 9,0 \text{ ata}$ . In dem Zwischenraum wurde eine Stufung von einer Atmosphäre eingelegt, so dass insgesamt 8 Diagramme einer Versuchsserie thermodynamisch ausgewertet wurden. Jedes einzelne Diagramm war bereits als mittleres Diagramm aus 3 bis 4 Diagrammen gleichen Anfangsdruckes ausgewählt worden. Es zeigt sich nämlich, dass selbst bei dieser einfachen Bombenform die Fortschreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront sowie die Energieumsetzung durchaus nicht regelmässig ist.

Folgende Aufstellung (Bild 7) zeigt die bei zwei Versuchsserien gewonnenen Ergebnisse.

Als Abszisse sind die einzelnen Versuche aufgetragen, während die Ordinate die Zeit von Beginn der Zündung ab enthält, die bis zur Ankunft der Flammenfront und zur Erreichung des Druckmaximums vergeht. Es zeigt sich deutlich, dass innerhalb

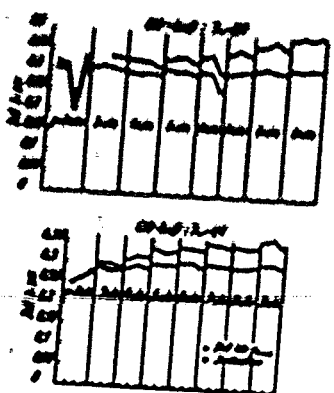


Bild 7  
Zeitabstand der Ionisation  
und des Druckmaximums vom  
Zündmoment

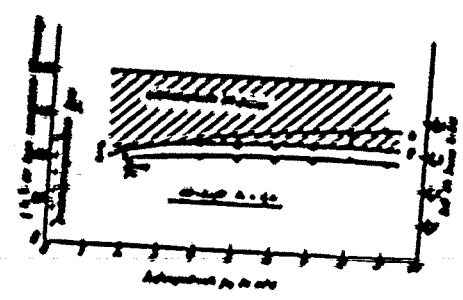


Bild 8  
Wärmeverluste b.z. Errei-  
chung von  $p_{max}$  (Versuchs-  
ergebnisse)

der gleichen Versuchsbedingungen eine gewisse Schwankung vor-  
handen ist, eine Tatsache, die man beim Indizieren im Motor  
ebenfalls, nur in viel stärkerem Masse beobachten kann. Beson-  
ders stark sind die Schwankungen bei dem Anfangsdruck  $p_0 = 2,0 \text{ ata}$   
der ja die untere zündfähige Grenze angibt. Der Grund hierfür  
dürfte in einem verschiedenartigen Verbrennungsablauf zu suchen  
sein.

Bevor an die eigentliche Auswertung der Diagramme heran-  
gegangen wurde, sollte ein allgemeiner Überblick über die Grös-  
senordnung der auftretenden Wärmeverluste gewonnen werden.

Auf Bild 8 ist über den Anfangsdruck  $p_0$  zunächst noch  
einmal die Zeit nach der Zündung bis zur Erreichung des Druck-  
maximums und das sich ergebende Drucksteigerungsverhältnis

$$\frac{p_{max}}{p_0}$$

aufgetragen. Die dritte Kurve gibt die tatsächlich ausgenutzte  
Wärmemenge in Prozent der zugeführten Wärmemenge an. Das  
überraschende Ergebnis zeigt, dass in der Zeit von der Zündung  
bis zur Erreichung des Druckmaximums rund 40 % der zur Verfügung  
stehenden Wärmemenge verloren gegangen ist. Ausserdem erkennt  
man daraus, dass die Verluste um so geringer sind, je höher der  
Anfangsdruck  $p_0$  ist, zumal wenn man berücksichtigt, dass je die  
Zeitdauer mit zunehmendem Anfangsdruck ebenfalls zunimmt. In  
dem folgenden Bild 9 wurden die Werte für eine konstante Zeit  
bis  $p_{max}$  umgerechnet und die Abnahme der Verluste tritt deut-  
licher hervor. Daraus erkennt man den thermodynamischen Vorteil,  
den eine Aufladung von Verbrennungsmotoren mit sich bringt.

Die Auswertung der einzelnen, ausgewählten Diagramme er-

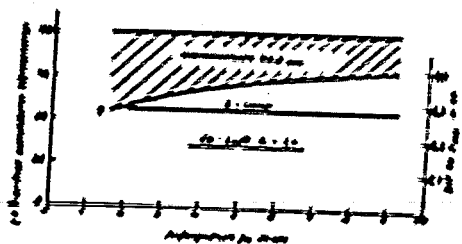


Bild 9  
Wärmeverluste bis zur Erreichung  
von  $p_{max}$  für konstante Durch-  
brennzeite bis  $p_{max}$  (berechnete  
Werte)

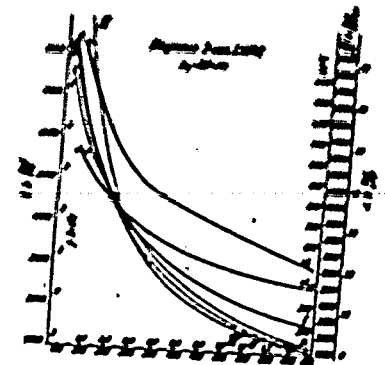


Bild 10  
Diagramm-Auswertungsbei-  
spiel für  $p_0 = 2,0 \text{ ata}$

folgte derart, dass zunächst der abklingende Kurvenanteil des  
Diagrammes, in einem gewissen Abstand vom Druckmaximum als  
Druck - Zeit - Diagramm aufgezeichnet wurde. Es gibt hierfür  
zwei Gründe, die die Einhaltung eines gewissen Abstandes unbe-  
dingt erforderlich machen. Einmal ist es die Ungewissheit über  
das Ende der Energieumsetzung. Die Ionisationsstrecke gibt zwar  
die Ankunft der Flammenfront an, sagt jedoch nichts über das  
Ende der Energieumsetzung aus. Das erhaltene Diagramm ist ja  
nur die Differenz zwischen der zugeführten und der abgeführten  
Wärmemenge und das Druckmaximum sagt lediglich aus, dass hier  
die im Augenblick noch zugeführte gleich der abgeführten Wärme-  
menge ist. Damit steht fest, dass hier die Energieumsetzung  
noch nicht beendet ist.

Der zweite Punkt, warum man bei der Auswertung einen ge-  
wissen Abstand einhalten muss, ist der, dass man dem Einfluss  
der Verbrennungsturbulenz entgehen muss. Sollte tatsächlich an  
den ausgewerteten Punkten noch eine gewisse Turbulenz herrschen,  
so ist sie vernachlässigbar klein, weil die träge CO-Verbren-  
nung etwa 30 bis 50 mal länger andauert, als die Energieumset-  
zung im Motor.

Aus dem so gewonnenen Druck - Zeit - Diagramm lassen sich  
leicht die entsprechenden Gastemperaturen berechnen. Die Innen-  
wandtemperatur der Bombe wurde während des Versuchs als konstant  
angenommen und gleich der Raumtemperatur gesetzt. Diese Annahme  
ist berechtigt, weil bei den geringen absoluten Wärmemengen in  
der Grössenordnung von einigen kcal die grosse Bombenmasse nur  
auf höchstens 1°C aufgeheizt werden kann. Ausserdem lag zwischen  
den einzelnen Versuchen eine genügend lange Pause, sodass durch  
zusätzliches Anblasen der Bombe mit einem Ventilator bald die  
Raumtemperatur wieder erreicht war. Die laufende Kontrolle mit  
einem Thermometer bestätigte die Richtigkeit dieser Annahmen.

Zu den so gewonnenen Temperaturen lässt sich dann leicht  
die innere Energie an jeden Punkt bestimmen und damit ist alles

für die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  bekannt.

$$\alpha = k \cdot \frac{dV}{d_2} \cdot \frac{1}{(t_g - t_w)^{0.75}} \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}} \right]$$

Ich zeige Ihnen nun die Auswertung eines Diagrammes im Bild 10, wobei zusätzlich die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  nach Nußelt mit eingetragen ist. Bitte achten Sie auf den Unterschied der beiden Zahlengrößen für ein Diagramm mit dem Anfangsdruck  $p_0 = 2,0 \text{ ata}$ .

Die nächsten drei Bilder 11, 12, 13 zeigen ebenfalls die Auswertung für  $p_0 = 5,0 \text{ ata}$ ;  $p_0 = 9,0 \text{ ata}$  und  $p_0 = 16,0 \text{ ata}$  unter Vernachlässigung aller für das Schaubild überflüssigen Werte. Da ja die Temperatur bei allen Diagrammen fast konstant bleibt und sich im wesentlichen nur der Druck ändert, so erkennt man schon aus dem Zusammenrücken beider  $\alpha$  - Kurven mit steigendem Druck, dass die Druckabhängigkeit nicht so stark ist, als sie in der Nußelt'schen Formel erscheint.

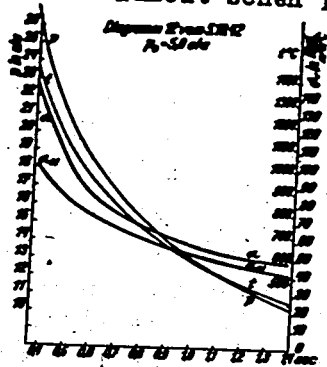


Bild 11

Diagrammauswertung für  $p_0 = 5,0 \text{ ata}$

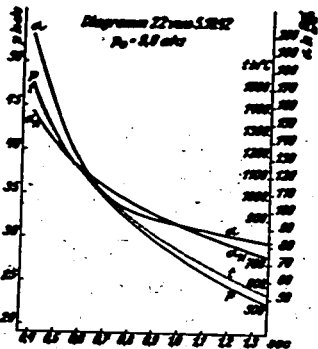


Bild 12

Diagramm-Auswertung für  $p_0 = 9,0 \text{ ata}$

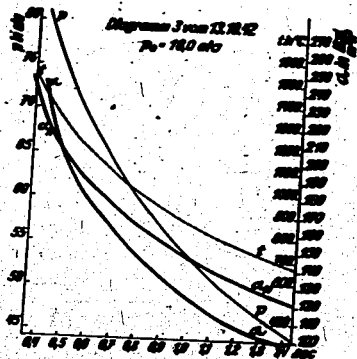


Bild 13

Diagramm-Auswertung für  $p_0 = 16,0 \text{ ata}$

Diese Tatsache kommt noch stärker zum Ausdruck, wenn man aus allen gewonnenen Diagrammen für eine konstante Temperatur die Druckabhängigkeit aufträgt. Einige der so erhaltenen Kurven sehen Sie in den Bildern 14 und 15. Ich möchte noch darauf aufmerksam machen, dass es leider nicht gelingt, bei konstanter Temperatur auch die Zeit vom Beginn der Zündung bis zum ausgewerteten Punkt in allen Diagrammen konstant zu halten. Ich habe daher zu den einzelnen Punkten den zeitlichen Abstand von der Zündung mit angegeben, und es zeigt sich, dass die Punkte dieses macht sich besonders bei den höheren Temperaturen, wo die Auswertung dicht hinter dem Druckmaximum erfolgen müsste, als starke Streuung bemerkbar. Trotzdem ist der Unterschied gegenüber der Nußelt'schen Formel deutlich merkbar. Während bei Nußelt eine Druckabhängigkeit von  $p^{2/3}$  bez.  $0,67$  angegeben ist, ergibt sich hier als günstigste Lösung nur eine Abhängigkeit von  $p^{0,4}$ . Der Druckeinfluss ist also in der Potenz um rund  $1/3$  kleiner.

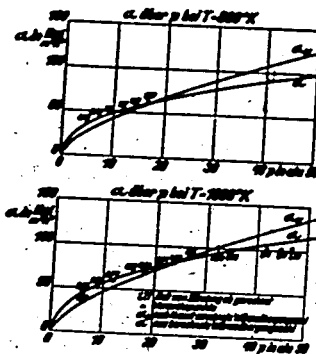


Bild 14

Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  in ata

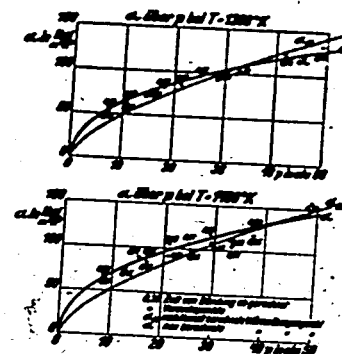


Bild 15

Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  in ata

Wie bereits erwähnt wurde besteht bei dieser Art der Auswertung noch immer die Unsicherheit des Turbulenzeinflusses. Jedoch der zeitliche Einfluss und damit die Turbulenz bei jeder Bombenform völlig ausschalten. Für jedes Diagramm besteht nach Ende der Energieumsetzung zwischen der Temperatur und dem absoluten Druck eine gewisse Proportionalität. Trägt man nun die beobachteten Wärmeübergangszahlen eines Diagrammes über der Temperatur in  $^\circ\text{K}$  auf, so muss man demzufolge eine stetige Kurve erhalten, aus deren Verlauf sich die Summe der Exponenten von Druck- und Temperaturabhängigkeit ergibt,

$$\alpha = A \cdot (p)^x \cdot (T)^y$$

$$\alpha = f(T)$$

$$\alpha = B \cdot (T)^{x+y}$$

für die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  bekannt.

$$\alpha = k \cdot \frac{dV}{d^2} \cdot \frac{1}{(T_p - T_w)^{0.5}} \quad \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}} \right]$$

Ich zeige Ihnen nun die Auswertung eines Diagrammes in Bild 10, wobei zusätzlich die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  nach Nußelt mit eingetragen ist. Bitte achten Sie auf den Unterschied der beiden Maßgrößen für ein Diagramm mit dem Anfangsdruck  $p_0 = 2,0 \text{ ata}$ .

Die nächsten drei Bilder 11, 12, 13 zeigen ebenfalls die Auswertung für  $p_0 = 5,0 \text{ ata}$ ;  $p_0 = 9,0 \text{ ata}$  und  $p_0 = 16,0 \text{ ata}$  unter Vernachlässigung aller für das Schaubild überflüssigen Werte. Da ja die Temperatur bei allen Diagrammen fast konstant bleibt und sich im wesentlichen nur der Druck ändert, so erkennt man schon aus dem Zusammenrücken beider  $\alpha$  - Kurven mit steigendem Druck, dass die Druckabhängigkeit nicht so stark ist, als sie in der Nußelt'schen Formel erscheint.

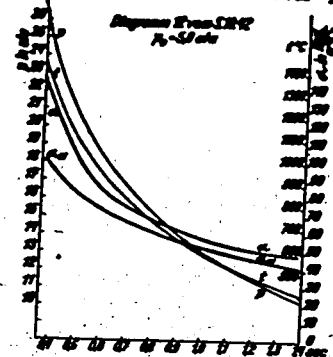


Bild 11  
Diagrammauswertung für  $p_0 = 5,0 \text{ ata}$

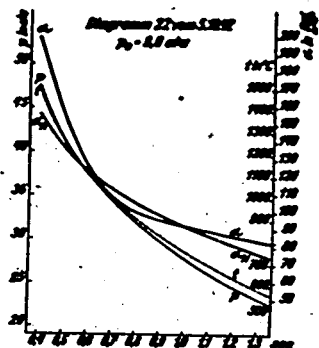


Bild 12  
Diagramm-Auswertung für  $p_0 = 9,0 \text{ ata}$

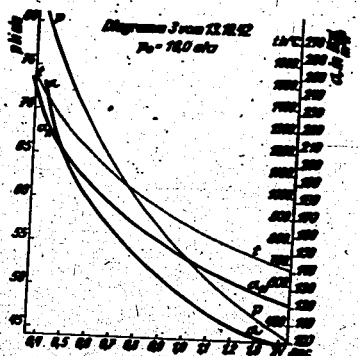


Bild 13  
Diagramm-Auswertung für  $p_0 = 16,0 \text{ ata}$

Diese Tatsache kommt noch stärker zum Ausdruck, wenn man aus allen gewonnenen Diagrammen für eine konstante Temperatur die Druckabhängigkeit aufträgt. Einige der so erhaltenen Kurven sehen Sie in den Bildern 14 und 15. Ich möchte noch darauf aufmerksam machen, dass es leider nicht gelingt, bei konstanter Temperatur auch die Zeit vom Beginn der Zündung bis zum ausgewerteten Punkt in allen Diagrammen konstant zu halten. Ich habe daher zu den einzelnen Punkten den zeitlichen Abstand von der Zündung mit angegeben, und es zeigt sich, dass die Punkte am weitesten rechts die turbulenzunabhängigeren Werte ergeben. Dieses macht sich besonders bei den höheren Temperaturen, wo die Auswertung dicht hinter dem Druckmaximum erfolgen müsste, als starke Streuung bemerkbar. Trotzdem ist der Unterschied gegenüber der Nußelt'schen Formel deutlich merkbar. Während bei Nußelt eine Druckabhängigkeit von  $p^{2/3}$  bzw. 0,67 angegeben ist, ergibt sich hier als günstigste Lösung nur eine Abhängigkeit von  $p^{0.4}$ . Der Druckeinfluss ist also in der Potenz um rund 1/3 kleiner.

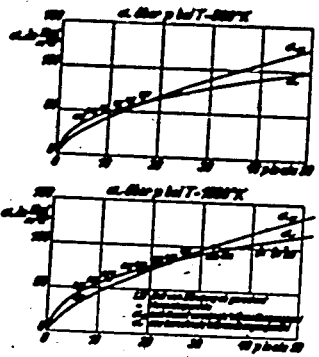


Bild 14  
Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  in ata

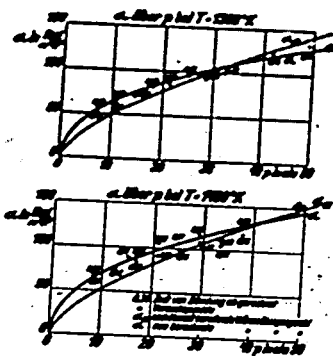


Bild 15  
Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  vom Druck  $p$  in ata

Wie bereits erwähnt wurde besteht bei dieser Art der Auswertung noch immer die Unsicherheit des Turbulenzeinflusses. Durch einen kleinen Kunstgriff in der Auswertung lässt sich jedoch der zeitliche Einfluss und damit die Turbulenz bei jeder Bombenform völlig ausschalten. Für jedes Diagramm besteht nach Ende der Energieumsetzung zwischen der Temperatur und dem absoluten Druck eine gewisse Proportionalität. Trägt man nun die beobachteten Wärmeübergangszahlen eines Diagrammes über der Temperatur in  $^{\circ}\text{K}$  auf, so muss man demzufolge eine stetige Kurve erhalten, aus deren Verlauf sich die Summe der Exponenten von Druck- und Temperaturabhängigkeit ergibt,

$$\alpha = A \cdot (p)^x \cdot (T)^y$$

$$\alpha = f(T)$$

$$\alpha = B \cdot (T)^{x+y}$$

Das Wesentliche aber ist, dass man aus diesem Diagramm die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  für die Endtemperatur, rund 300 °K, bestimmen kann. Theoretisch wird diese Temperatur bei einem Schlussvorgang in der Bombe erst im Unendlichen erreicht, da sich die Temperatur des Verbrennungsproduktes asymptotisch der Endtemperatur nähert. Durch diese Art der Auswertung ist daher die Wärmeübergangszahl im zeitlich Unendlichen erfassbar und damit turbulenzfrei!

Bild 16 zeigt den Kurvenverlauf, der sich bei dieser Art der Auswertung für ein CO - Luft - Gemisch  $\lambda = 1,4$  ergibt:

Es zeigt sich die Tatsache, dass alle Kurven in eine Gerade auslaufen, von der erst ab 1100 °K eine merkbare Abweichung eintritt. Greift man nun für 300°K als Endtemperatur die entsprechenden  $\alpha$ -Werte heraus und trägt sie über dem dazu geeigneten  $p \cdot 0,4$  zur Kontrolle wurden zusätzlich die Versuchsergebnisse einer zentral gestündeten Kugelbombe von 100 mm  $\phi$  herangezogen, die infolge ihrer Zündkerzenlage praktisch turbulenzfrei ist. Die Ergebnisse zeigen ebenfalls eine Abhängigkeit von  $p \cdot 0,4$ .

Als zweites Ergebnis fällt automatisch der Temperatureinfluss auf die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  mit an. Da sich die Grundkurven als Geraden ergeben haben, muss die Temperaturabhängigkeit  $T \cdot 0,6$  sein.

Die Bilder 17 und 18 zeigen die Temperaturabhängigkeit bei verschiedenen konstanten Drücken. Auch hierbei ist der zeitliche Abstand vom Zündpunkt nicht konstant und die am weitesten links liegenden Punkte sind daher als die genaueren anzusehen. Aus den Ergebnissen ergibt sich hierfür nur wenig Versuchspunkte, aber sie genügen, um den Unterschied der  $\alpha$  Werte gegenüber den Nusselt'schen klar herauszustellen.

Damit ergab sich für die verwendete Flachbombe als empirische Formel für die Wärmeübergangszahl:

$$\alpha = 14 \cdot \left(\frac{p}{10}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{0,6}$$

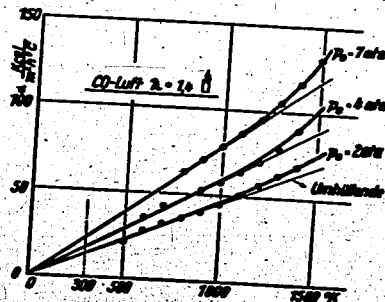


Bild 16  
Wärmeübergangszahl  $\alpha$  über d. Temperatur  $T$  in °K für verschiedene Anfangsdrücke  $p$ .



Bild 17  
Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  von der Temperatur  $T$  in °K

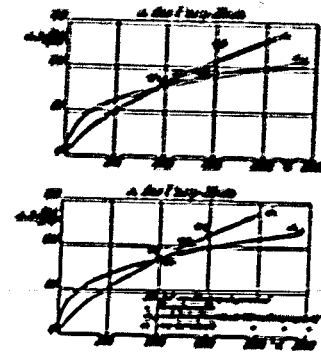
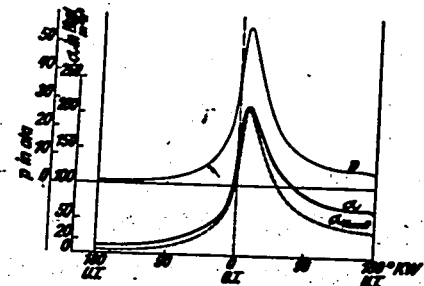


Bild 18  
Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  von der Temperatur  $T$  in °K

Welchen Unterschied allein schon diese Grundformel gegenüber der Nusselt'schen Form für ein Luftdiagramm eines Ottomotors ergibt, geht aus Bild 19 hervor.

Bild 19  
Vergleich von  $\alpha$  und  $\alpha_N$  (ohne Turbulenzeinfluss) für ein Motor-Druck-Zeit-Diagramm



Ergebnisse einiger Tastversuche.

Es soll nun noch kurz über die Ergebnisse einiger Tastversuche berichtet werden:

Versuche mit einer in einem Ölbad aufgeheizten Bombe gleicher Größe jedoch etwas gewölbter Brennraumform ergaben dieselben Temperatur- und Druckabhängigkeiten.

Über Versuche mit den ähnlich auf etwa die halben Abmessungen verkleinerten Flachbomben ergaben wiederum die gleiche Temperatur- und Druckabhängigkeit. Interessant ist, dass hierbei

die Wärmeübergangszahlen durchschnittlich etwa 25 % höher liegen als die entsprechenden der grossen Flachbombe. Als anschaulicher Vergleich beider Zahlenwerte diese folgende Überlegung: Bei einer Temperaturdifferenz von 100 °C würde je Stunde aus der grossen Flachbombe 4,6 kcal und aus der kleinen Flachbombe nur 1,3 kcal verloren gehen. Um aber dieselbe Ladungsmenge wie in der grossen Bombe zu erreichen, müsste man sieben kleine Bomben füllen. Damit wird der Gesamtverlust der sieben Bomben 9,1 kcal. Berücksichtigt man nun noch, dass  $\lambda = 1,25$  ist, so beträgt der Gesamtverlust der sieben kleinen Bomben 11,36 kcal. Er ist also rund 2,5 mal so gross als in der grossen Bombe. Damit fällt in Bezug auf die Wärmeübergangszahlen der Streit, ob man wenig grosse Zylinder oder viele kleine Zylinder bauen soll, eindeutig zu Gunsten der grossen Zylinder aus!

Es wurden nun noch einige Versuche über den Einfluss der Zündkerzenlage und der Verbrennungsturbulenz durchgeführt, die zu besonders interessanten Ergebnissen führten. Wie schon erwähnt wurde, ergaben die Versuchspunkte für ein CO - Luft - Gemisch von  $\lambda = 1,4$  und Zündung an der Bomben - Ringseite eine Temperatur aufträgt. Es wurden dieselben Versuche mit einem CO - Luft - Gemisch von  $\lambda = 1,1$  und Zündung in der Mitte der Bomben - Flachseite wiederholt. Die Ergebnisse bei diesem Zustand sind in Bild 20 aufgeschrieben.

Während für  $\lambda = 1,4$  die Punkte erst bei einer Temperatur von rund 1100 °K von der Geraden abweichen, mündet die Kurve für  $\lambda = 1,1$  erst bei 600 °K in die Gerade. Diese ist offensichtlich die untere Grenzkurve der Wärmeübergangszahlen, die sich dann je nach den Verhältnissen mehr oder weniger stark darüber erheben. Mit den bereits gefundenen Abhängigkeiten von  $p$  0,4 und  $T$  0,6 erweitert durch eine Hyperbelfunktion lassen sich für alle erhaltenen Diagramme für  $\lambda = 1,1$  und Zündkerzenlage in der Mitte, die Wärmeübergangszahlen, von einigen ausgefallenen Punkten abgesehen, bis auf  $\pm 5\%$  genau berechnen.

Es galt nun zu ergründen, ob die Steigerung der Wärmeübergangszahl bei  $\lambda = 1,1$  und der Zündung in der Mitte der Bomben - Flachseite auf der Änderung der Zündkerzenlage oder auf dem unterschiedlichen Mischungsverhältnis beruhen. Es wurden daher einige Versuche mit  $\lambda = 1,1$  und Zündung an der Ringseite gefahren und die Versuchspunkte decken sich fast mit denen bei  $\lambda = 1,1$  und Zündung in der Mitte. Dieses Ergebnis überrascht einigermaßen, weil sich die Durchbrennzeiten bis zur Erreichung des Druckmaximums annähernd wie 1 : 2 : 4 verhalten. Daraus geht hervor, dass die Zündkerzenlage nur eine unbedeutende Rolle spielt, die Turbulenz also in beiden Fällen trotz der doppelten Durchbrennzeit fast gleich ist. Der grösste Unterschied ergibt sich durch die Verschiedenheit der Mischungen nämlich  $\lambda = 1,4$  und  $\lambda = 1,1$ . Das Ergebnis zeigt, dass die Verbrennungsturbulenz von der Zündkerzenlage so gut wie unabhängig ist und dass sie fast ausschliesslich von dem eingeschlossenen Gas - Luftgemisch abhängt.

Über Versuche mit einem in die grosse Flachbombe eingebauten

Ventilator soll noch folgendes berichtet werden: Trägt man die Zeit bis zur Erreichung des Druckmaximums über der Drehzahl, oder besser über der Umfangsgeschwindigkeit auf, so ergibt sich folgendes Bild 21:

Schon bei den verhältnismässig geringen Geschwindigkeiten von nur 10 m/sec erreicht man 1/4 der normalen Durchbrennzeit. Aus ähnlichen Versuchen mit einem Butan - Luftgemisch ergibt sich, dass eine Steigerung der Drehzahl die Zeiten kaum mehr verkürzt, sie gehen asymptotisch gegen Null.

Zusammenfassend soll nochmals folgendes festgehalten werden:

1. Die Ionisation zeigt nur die Flammenfront an, und ihr Zusammenhang mit der Energieumsetzung bzw. dem Energieumsetzungseende muss noch geklärt werden. Der hierfür geplante Versuch geht aus folgender Skizze (Bild 22) hervor.

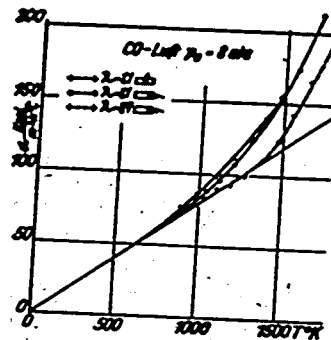


Bild 20  
Einfluss der Zündkerze auf die Verbrennungsturbulenz

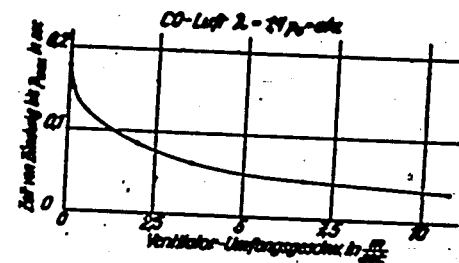


Bild 21  
Abhängigkeit der Durchbrennzeit  $t_{max}$  von der Ventilator-Drehzahl

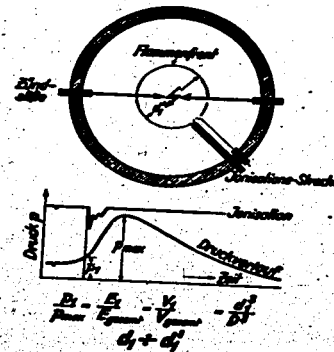


Bild 22  
Versuchsaufbau zur Bestimmung des Zusammenhanges zwischen Ionisation und Energieumsetzung



2. Die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  ist geringer als in der von Nusselt angegebenen Formel. Als günstigste Abhängigkeit ergab sich

$$\alpha = r (p^{0,4})$$

3. Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahl ist bedeutend grösser als die Nusselt'sche Formel angibt. Die Abhängigkeit ergab sich zu

$$\alpha C = r (p^{0,6})$$

4. Bei einer ähnlichen Verkleinerung der Flachbohrung auf die halbe Masse steigen die  $\alpha C$ -Werte um rund 25 % an. Das bedeutet, dass die Wärmeverluste bezogen auf das gleiche Volumen rund um das 2,5 fache ansteigen.

- 5) Der Verbrennungsturbulenzeinfluss ist weniger auf die Zündkerzenlage zurückzuführen als auf die verwendete Gas-Luft-Mischung.

Während die Druck- und Temperaturabhängigkeit infolge der Vielzahl der Versuche ziemlich endgültig ist, müssen die anderen Abhängigkeiten noch genauer bestimmt werden, denn bisher liegen nur einige Testversuche darüber vor.

Als Abschluss möchte ich noch kurz einen kleinen Ausblick auf die weitere Versuchsführung geben, deren Ergebnisse in späteren Berichten niedergelegt werden. Zunächst soll die erhaltene Druck- und Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahl bei jedem anfallenden Versuchsmaterial weiterhin geprüft werden. Danach soll der genaue Einfluss beider Turbulenzarten sowie der Einfluss von Brennraum-Grösse und -Gestalt ermittelt werden, während der Abschluss aller Versuche mit der Übertragung auf den Motor beendet ist.

## 2. Elektrische Feinmessverfahren für motorische Untersuchungen

von Dr.-Ing. K. Ullmann, Dresden  
Institut für Kolbenmaschinen  
an der Technischen Hochschule Dresden.

Die Entwicklung von Verbrennungsmotoren mit dem Ziel der Leistungsteigerung und Verbrauchssenkung muss von einer genauen Kenntnis aller Verlustquellen ausgehen, um die Verluste erfassen zu können, deren Beseitigung oder Verringerung den dafür erforderlichen Aufwand lohnt. Nur eine sorgfältige Auswertung und thermodynamische Untersuchung sehr genauer Indikatordiagramme ergibt aber den gewünschten Einblick in diese Verluste, die von der Güte der Gemischbildung, des Verbrennungslaufes, vom Wärmeübergang und Gaswechselforgang sowie der Ausbildung des Triebwerkes abhängen.

Umfangreiche Entwicklungsarbeiten an piezoelektrischen Gebern, Verstärkern und Aufzeichngeräten dienten diesem Ziel und führten zu neuen, hochempfindlichen aber zuverlässigen Gerätetypen. Der Vorteil der gleichzeitigen Aufzeichnung mehrerer Vorgänge beim Schleifen-Oszillographen kann aber nur dann voll ausgenutzt werden, wenn der von den verschiedenen Schleifentypen mit der erforderlichen Genauigkeit wiedergegebene Frequenzbereich genau bekannt ist.

In Bild 1 sind die Ausschläge A der Siemens-Schleifen I, II, IV, V und VIII über der Erregungsfrequenz  $f$  aufgetragen und für einen mit 3 000 U/min laufenden Viertaktmotor die Lage der Harmonischen des Druckverlaufes eingezeichnet. Der Einfluss der Harmonischen höherer Ordnung auf die Genauigkeit der Aufzeichnungen eines Druckverlaufes ist aber nicht nur geringer als der niedriger Ordnung, sondern nach Bild 2 erfolgt praktisch fehlerfreie Wiedergabe bei mit steigender Ordnungszahl wachsenden zulässigen Fehlern für diese Harmonischen. Der Fehler für die 40. Harmonische darf demnach bei der Forderung nach fehlerfreier Aufzeichnung des Druckverlaufes 7 %, bei einem zugelassenen Amplitudenfehler im Diagramm von bis zu 1,5 %, sogar 10 % betragen.

Bild 3 gibt auf Grund dieser Untersuchungen eine Übersicht über die für die einzelnen Schleifentypen zulässigen Höchstdrehzahlen für praktisch fehlerfreie Aufzeichnung und bei Zulassung eines Amplitudenfehlers von maximal 1,5 % im Indikatordiagramm von Viertaktmotoren.

Beim Vergleich verschiedener Schleifentypen bezüglich der Wiedergabe eines motorischen Druckverlaufes bei der Indizierung bedient man sich am besten bei hintereinander geschalteten Schleifen eines Indikators, der nicht direkt am Brennraum sitzt, sondern in dessen Indizierbohrung von etwa 20 mm Länge bei 6 mm  $\phi$  Oberschwingungen angeregt werden. Diese werden von den Schleifen mit verschiedener Wirklichkeitstreue wiedergegeben und gestatten eine Trennung der gleichzeitig aufgezeichneten Diagramme.

In einer Folge von Oszillogrammen wies der Vortragende auf die Besonderheiten der einzelnen Schleifentypen, auf den Einfluss verschiedener Verstärkerbauarten und auf Kunstgriffe beim Indizieren hin, die - wie z.B. die Aufzeichnung zweier Kurbelwinkelmarken am oberen und unteren Rand der Oszillogrammstreifen der Ausschaltung von Fehlern durch Papierverzerrung - einer exakten Wiedergabe und Auswertung des tatsächlichen Druckverlaufes dienen.

Die Übersicht über die Entwicklungsarbeiten an piezoelektrischen Messgeräten wurden durch die Darstellung einer vollständigen Diagramm-Auswertung für einen Fahrzeug-Dieselmotor abgeschlossen und auf in der Entwicklung befindliche Ionisations-Messverfahren zur Bestimmung der Fortplanzungsgeschwindigkeit von Flammenfronten und des Endes der Energieumsetzung hingewiesen.

In der anschließenden Aussprache wies S. M e u r e r, Oszillographen hin, dessen Anwendung besonders bei der Untersuchung von Einspritzvorgängen empfehlenswert ist und gab Anregungen zu seiner Weiterentwicklung mit dem Ziel der gleichzeitigen Aufzeichnung von mehr als zwei Vorgängen.

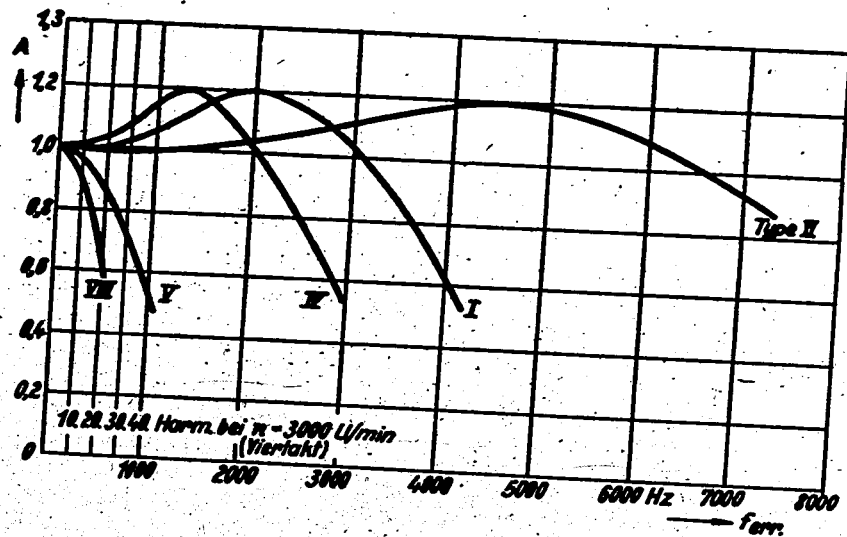


Bild 1

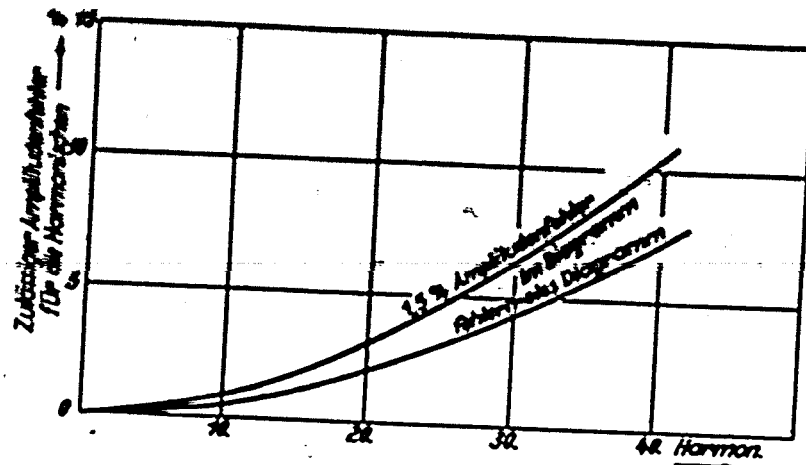


Bild 2

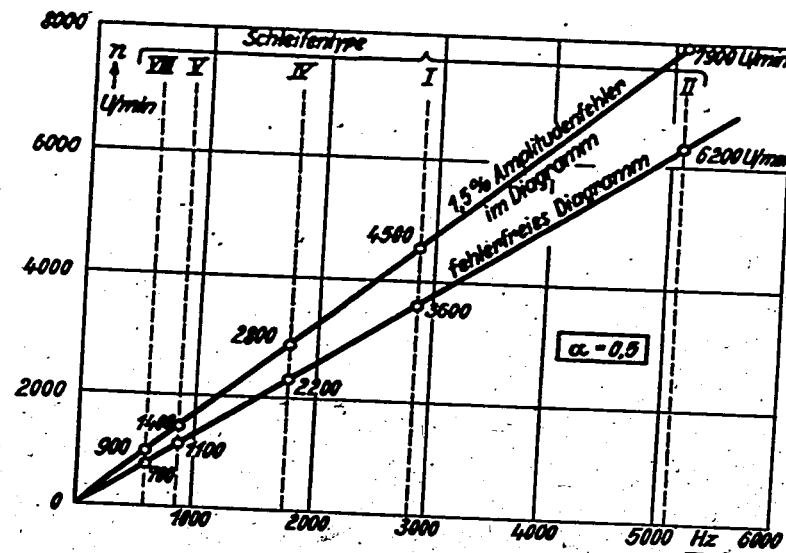


Bild 3

### 3. Kraftstoffverbrauch der Vergasermotoren

von Prof. Dr.-Ing. L. R i c h t e r, Wien.

Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen  
und Kraftfahrwesen

an der Technischen Hochschule Wien.

Zwanzigjähriger fleissiger Forschungs- und Entwicklungsarbeit verdanken wir brauchbare Fahrzeugdiesel mit geringem Kraftstoffverbrauch.

Dessen Kenntnis im ganzen Betriebsbereich scheint selbstverständlich und ermöglicht Abstimmung der Getriebe- und Hinterachsübersetzungen und Voraussage des Kraftstoffverbrauches für das betreffende Fahrzeug.

Der Vergasermotor dagegen wurde arg vernachlässigt. Englische und amerikanische Erfahrungen über das Klopfen wurden übernommen, ein wenig erweitert und vertieft, den physikalischen Grundlagen der Verbrennung nachgespürt.

Wie sehr sich aber neuzeitliche Vergasermotoren im Verbrauch, besonders bei Teillasten, voneinander unterscheiden, zeigt Bild 1; z.B. bei einem Nutzdruck von  $3 \text{ kg/cm}^2$  um  $488 - 320 = 168 \text{ gPS}_e\text{h}$  oder  $52\%$  des kleineren Wertes.

Würden Grossabnehmer verpflichtende Angaben über den Verbrauch verlangen und die Motoren jedes 100. oder 500. Fahrzeuges daraufhin prüfen, so müssten die Erzeuger der Kraftstofffresser die Ursachen der Verschwendung suchen und beseitigen.

Oft wird schon ein Rückblick auf die Entwicklung des betreffenden Motors zeigen, an welcher Stelle, z.B. Vergaser (Bauart und Einstellung), Saugrohr, Steuerungseinstellung, Zündzeitverstellung (gegebenenfalls unter dem Einfluss des Unterdruckes neben dem der Drehzahl), Brennraumform, Verdichtungsverhältnis, Zündkerzenlage, Elektrodenabstand, Zündenergie (Grösse und zeitliche Verteilung) die Arbeit grössten Erfolg verspricht.

Wir müssen nach dem Siege den Wettbewerb mit der amerikanischen Industrie aufnehmen, die z.B. Verbesserungen des Mischungsverhältnisses der Personenwagenmotoren <sup>1)</sup> gemäss Bild 2 behauptet, welches auch den Kraftstoffverbrauch beeinflusst.

Dass Vergasermotoren auch mit Luftüberschuss oder ganz kleinem Kraftstoffüberschuss in grossen Betriebsbereichen befriedigend laufen können, zeigten Abgasmessungen aus letzter Zeit. Doch fanden wir auch verhältnismässig grossen Kraftstoffüber-

<sup>1)</sup> W.G. Lovell, J.M. Campbell, B.A. d'Alleva u. P.J. Winter, J. Soc. automot. Engrs. (Trans.) 48(1941) S. 160; H.T. Joungren, J. Soc. automot. Engrs. (Trans.) 49(1941) S. 432.

schuss im ganzen Betriebsbereich an ganz neu eingeführten Motoren. Man sage nicht, dass es auf die Vergasereinstellung ankomme; unsere Brems- und Fahrmeister können schon Vergaser einstellen, aber viele Motoren lassen sich nicht sparsam einregeln und die müssen verschwinden.

Die sich anschließende, lebhaft ausgeführte Aussprache ergab völlige Übereinstimmung aller Teilnehmer mit dem Vortragenden. E n d r e e, Chemnitz, bestätigte die Unsicherheit der heute für Vergasermotoren vorliegenden Unterlagen und wies besonders auf die offensichtlich durch Anfangsstörungen bedingte schlechte Reproduzierbarkeit der Vergasereinstellungen hin. Bei den dringend zu fordernden Entwicklungsarbeiten für Fahrzeug-Vergasermotoren kann aber der Prüfstandsversuch die Erprobung des Motors im Fahrzeug nicht ersetzen, da besonders die Übergänge und Beschleunigungsvorgänge für den Verbrauch und die nicht unwichtige subjektive Beurteilung einer Motor- und Fahrzeugleistung massgebend sind.

Auf einem im Institut für Kraftfahrzeugwesen an der Technischen Hochschule Dresden geplanten Prüfstand für instationären Betrieb nach v. E b e r a n, Dresden, sollen fahrfertige Wagen unter Strassenbedingungen untersucht und damit die Beschleunigungsvorgänge für den Fahrzeugmotor erfasst werden. Die Beschleunigungsunterschiede zwischen Luft und Kraftstoff und damit die Ansammlung flüssiger Kraftstoffmengen an den Saugrohrwandungen dürften sich dabei häufig als Grund für hohe Verbräuche erweisen, auf der anderen Seite aber bei instationärem Betrieb eine Verbesserung der Übergänge ergeben.

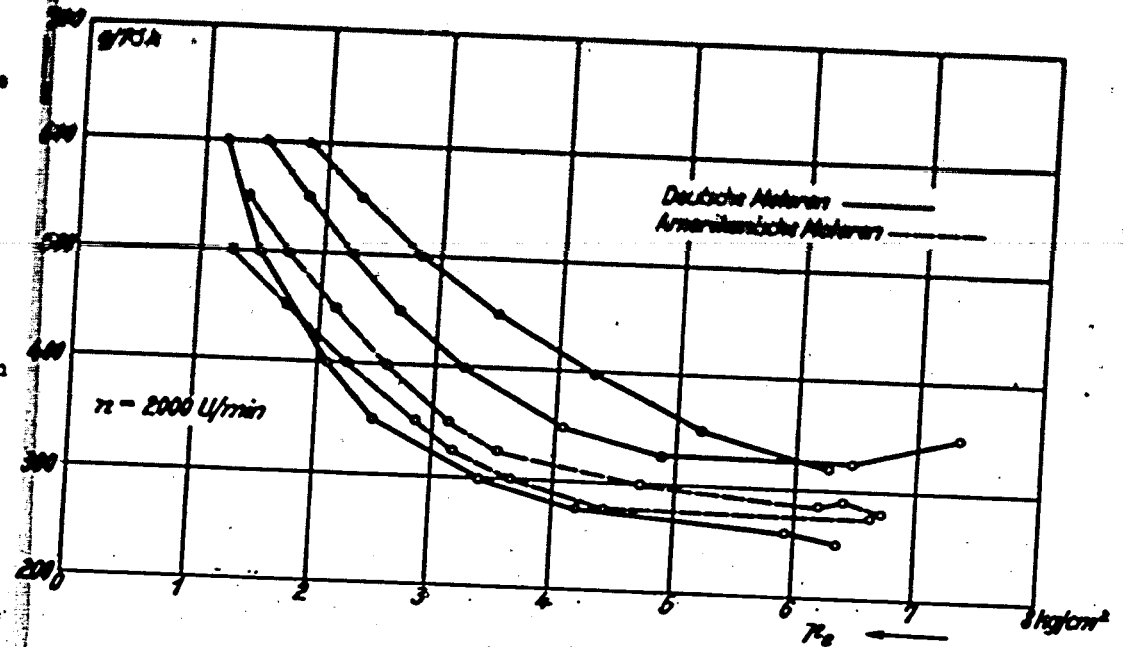


Bild 1

Spez. Kraftstoffverbrauch deutscher und amerikanischer Kraftfahrzeug-Vergasermotoren (Viertakt, Wasserkühlung, Gesamthubraum 1,4 bis 4,1 Ltr) abhängig von Nutzdruck und Drehzahl.

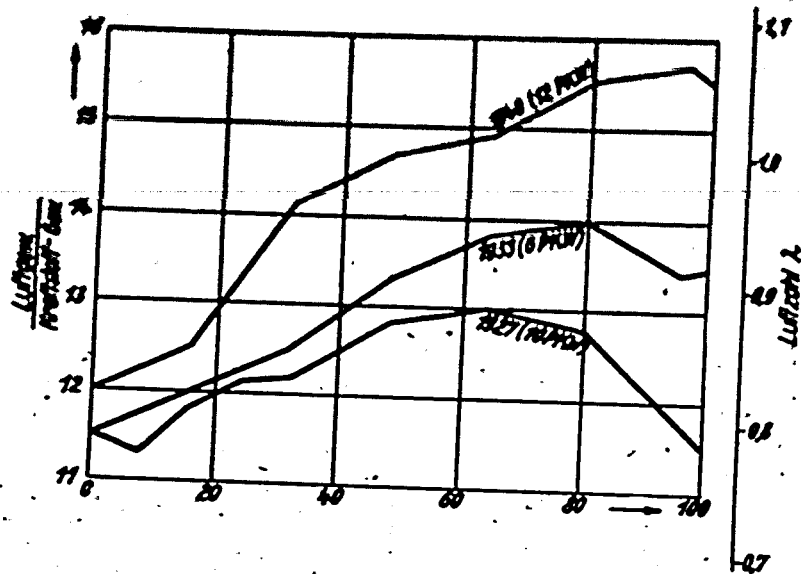


Bild 2  
Mischungsverhältnis amerik. Personenwagen in der Ebene 1927, 1933 und 1940

#### 4. Untersuchungen an Saugrohren von Mehrzylinder-Vergasermotoren

von Prof. Dr.-Ing. H. L i e t , Dresden

Institut für Kolbenmaschinen  
an der Technischen Hochschule Dresden.

Es ist bekannt, dass Mehrzylinder-Vergasermotoren, bei denen mehrere Zylinder an einen Vergaser angeschlossen sind, schlechtere innere Leistungen und vor allem schlechtere Verbrauchsbezüge auf die innere Leistung haben, als Einzylindermotoren gleicher Bauart. Als Ursache dieser Leistungs- und Verbrauchsverschlechterung wurden in mehreren Untersuchungen Unterschiede in den Ladungsmengen und in den Ladungszusammensetzungen, also den Luftüberschusszahlen zwischen den einzelnen Zylindern festgestellt. Die Luftüberschusszahlen zeigten vielfach Unterschiede bis zu 20% und darüber. Infolge dieser ungleichmäßigen Gemischverteilung können nicht alle Zylinder mit dem für Verbrauch oder Leistung günstigsten Luftüberschuss arbeiten und daher ergibt sich eine Verringerung von Leistung und Wirkungsgrad bei der Mehrzylindermaschine gegenüber dem richtig eingestellten Einzylindermotor.

Die grundsätzliche Abhängigkeit des  $p_1$  und des inneren Wirkungsgrades von der Luftzahl für den Einzylindermotor zeigt Bild 1. Es ist bekannt, dass das grösste  $p_1$  bei  $\lambda$  0,8 bis 0,9, der beste Innenwirkungsgrad hingegen bei  $\lambda$  zwischen 1,05 und 1,15 erreicht wird. Der Einfluss einer ungleichmässigen Gemischverteilung auf  $p_1$  und  $\eta_1$  lässt sich abschätzen, wenn man annimmt, dass die Maschine eine grosse Anzahl Zylinder hat und die einzelnen Zylinder mit Luftüberschusszahlen arbeiten, die gleichmässig innerhalb eines bestimmten Streubereiches verteilt liegen. Man erhält dann Bild 2 und sieht, dass bei grossen Streuungen vor allem der innere Wirkungsgrad erheblich gegenüber dem des Einzylindermotors absinkt.

Auch die Klopfneigung wird, wie Bild 3 zeigt, vom Mischungsverhältnis wesentlich beeinflusst. Die Klopfneigung bei einzelnen Zylindern einer Mehrzylindermaschine ist daher verschieden und die Maschine muss unter den Bedingungen betrieben werden, die in Bezug auf das Klopfen für den Zylinder noch zulässig sind, der infolge seines Luftüberschusses die grösste Klopfneigung zeigt.

Die Verschiedenheit des Mischungsverhältnisses in den einzelnen Zylindern hat somit wesentliche Nachteile für den Betrieb des Motors und wir haben uns daher an meinem früheren Institut in Graz die Aufgabe gestellt, ihre Ursachen festzustellen und Wege zur Verbesserung der Gemischbildung in Mehrzylinder-Vergasermotoren zu suchen. Die Arbeit, über die ich in folgenden Sprechern werden, wurde unter meiner Leitung von Herrn F. Mramor in meinem früheren Institut in Graz ausgeführt. Herr Mramor ist kürzlich eingetroffen, kann daher nicht selbst berichten.

Die Untersuchungen wurden an einem 2,5 ltr.-Opel-Motor und an einem 2 ltr.-Opel-Motor durchgeführt, Bild 4. Der eine dieser 6-Zylinder-Motoren hat hängende, der andere stehende Ventile. Die Luftüberschusszahlen der einzelnen Zylinder wurden durch Abgasanalysen ermittelt. Die Entnahmeröhrchen mündeten unmittelbar am Auspuffventil, so dass die Proben aus den unvermischten Abgasströmen der einzelnen Zylinder entnommen werden konnten. Die Ermittlung der Luftüberschusszahl und des Mischungsgrades erfolgt mit dem Abgasdreieck aus dem  $\text{CO}_2$ - und  $\text{O}_2$ -Gehalt der

Abgase und stichprobenartig durch rechnerische Überprüfungen auf Grund von vollständigen Abgasanalysen. Bild 5 zeigt die Umsetzungsgrade in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl, der mittlere Verlauf entspricht an sich bekannten Verhältnissen. Bild 6 zeigt beim 2,5 ltr.-Motor den Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für Vollast, also grösstes Drehmoment. Man sieht, dass die Kurven für je 3 Zylinder einer Motorseite zusammenfallen, die beiden Motorseiten hingegen erhebliche Abweichungen voneinander haben. Das gleiche gilt für ein Drehmoment von 5 mkg und für Leerlauf. Bei Leerlauf sind die Abweichungen im allgemeinen kleiner wie bei den höheren Belastungen. Die mittleren Luftüberschusszahlen in Abhängigkeit von der Belastung zeigt Bild 9. Der Vergaser ist gut eingestellt, denn der Luftüberschuss liegt bei kleinen Belastungen in dem Bereich für kleinsten Verbrauch und verändert sich erst bei den höheren Belastungen auf die Werte, die grösster Leistung entsprechen. Auch beim 2 ltr.-Motor hatten je 3 benachbarte Zylinder einer Motorseite annähernd gleiche Luftüberschusszahl, wie Bild 10 und 11 zeigen. Die Abweichungen zwischen den Zylinderseiten waren hier etwas kleiner als beim 2,5 ltr. Motor. Die mittlere Luftüberschusszahl zeigt nach Bild 12 weniger günstigen Verlauf wie beim 2 1/2 ltr. Motor, da bei 800 U/min im Gebiet der kleinen Belastungen mit kleinen  $\lambda$  - Werten gefahren wird.

Durch die Abgasanalyse wurde bei beiden Motoren ein Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas festgestellt, der sich nach Bild 13 bzw. 14 bei beiden Motoren mit Belastung und Drehzahl so verändert, dass er mit der Belastung abnimmt und von einer bestimmten Belastung an verschwindet. Die durch den Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen entstehenden Wirkungsgradverluste sind beträchtlich. Nimmt man an, dass die schweren Kohlenwasserstoffe aus verdampftem, im übrigen unzersetzten Kraftstoff bestehen, so ergibt sich ein Verlust von rund 4 % je 0,1 % Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen. Die Verluste liegen daher bei Vollast in der Grössenordnung von 20 bis 25 %.

Soweit die festgestellten Tatsachen. Es ist aus Untersuchungen bekannt, dass bei Gasmotoren alle Zylinder mit gleicher Luftüberschusszahl arbeiten. Es ist daher die Verschiedenheit in der Luftüberschusszahl der einzelnen Zylinder bei Vergasermotoren auf den flüssig bleibenden Kraftstoffanteil zurückzuführen. Im Vergaser verdampft der Kraftstoff ja nur teilweise, ein erheblicher, in der Grössenordnung von 20 bis 40 % liegender Anteil des Kraftstoffes bleibt flüssig und bewegt sich in flüssiger Form durch das Saugrohr. Es ist leicht einzusehen, dass die genügend gleichmässige Verteilung dieses flüssigen Anteils auf die einzelnen Saugrohrstränge erhebliche Schwierigkeiten

machen wird, da die in Betracht kommenden Mengen sehr klein sind und kleine Unterschiede in den Mengen, die den einzelnen Zylindern zugeführt werden, sich schon erheblich auf die Luftüberschusszahl auswirken. Da Unterschiede in der Luftüberschusszahl nur zwischen den Zylindern der beiden Motorseiten auftreten, die Luftüberschusszahlen innerhalb der Zylinder einer Motorseite hingegen gleich sind, kann die Ursache nur 1. in einer ungleichmässigen Verteilung des flüssigen Kraftstoffes auf die beiden Stränge der Abseilung nach Bild 15 liegen, die unmittelbar an den in der Mitte des Motors angeordneten Vergaser anschliesst, ferner 2. darin, dass die Verdampfungsverhältnisse in den einzelnen Saugrohren verschieden sind. Da die Abseilung selbst ungleichmässig ausgebildet ist, muss angenommen werden, dass die ungleichmässige Verteilung des Kraftstoffes auf eine unsymmetrische Ausbildung des Vergasers zurückzuführen ist.

Um festzustellen, wie weit die Ausbildung des Vergasers und der zugehörigen Drosselklappe die Kraftstoffverteilung beeinflusst, wurden folgende Versuche durchgeführt: Es wurde der Teil, in dem die Drosselklappe sitzt, drehbar gemacht, so dass die Drosselklappenachse unter beliebigem Winkel verdreht werden konnte. Die Drehung ergab beim 2,5 ltr.-Motor eine Veränderung der  $\text{CO}_2$ -Gehalte in den einzelnen Zylindergruppen nach Bild 16.

Aus den  $\text{CO}_2$ -Gehalten lässt sich nach Bild 17 auf die Luftüberschusszahl schliessen. Man sieht, dass in den Stellungen, in denen die Drosselklappe nicht symmetrisch, also mit ihrer Achse parallel zur Zylinderachse steht, beträchtliche Abweichungen des Luftüberschusses in den beiden Zylindergruppen auftreten. Die richtige Lage der Drosselklappe mit der Achse parallel zur Motorachse ist daher von ausserordentlicher Bedeutung für die gleichmässige Gemischverteilung. Da die Drosselklappe bei beiden Motoren jedoch in der richtigen Lage angebracht war, musste die Ursache des verschiedenen Luftüberschusses in der Ausbildung der Vergaser selbst gesucht werden. Der Carter-Vergaser nach Bild 18 hat eine Hauptdüse, eine Vollastdüse 2, die nicht in einer Ebene senkrecht zur Motorachse liegt, sondern in einer Ebene, die mit dieser einen Winkel von  $15^\circ$  einschliesst. Die Brennstoffzufuhr erfolgt im Vergaser demnach nicht vollkommen symmetrisch in Bezug auf die nachfolgende Verzweigung. Um den Einfluss der Düsenlage auf die Brennstoffverteilung zu ermitteln, wurde unter Gleichbelastung der für Luft- und Brennstoffzuführung massgebenden Querschnitte der Mittelteil des Vergasers mit der Hauptdüse drehbar gemacht und durch Verdrehungen eine Veränderung des  $\text{CO}_2$ -Gehaltes in den Saugrohrsträngen nach Bild 19 erhalten. Man sieht, dass in den Stellungen  $90^\circ$  und  $270^\circ$ , in denen die Hauptdüse in der Ebene senkrecht zur Motorachse steht, die Luftzahl in beiden Zylindergruppen gleich ist. Der Vergaser ist in dieser Stellung vollständig symmetrisch und daher kein Grund für die Bevorzugung einer Motorseite gegeben.

Aus den Untersuchungen folgt, dass eine zur nachfolgenden Gabelung symmetrische Ausbildung des Vergasers und der Drosselklappe für eine gleichmässige Gemischverteilung notwendig ist. Jede Unsymmetrie kann sich auf die Verteilung des flüssigen Kraftstoffanteils ungünstig auswirken. Neben der konstruktiven

Die Untersuchungen wurden an einem 2,5 ltr. Opel-Motor und an einem 2 ltr. Opel-Motor durchgeführt, Bild 4. Der eine dieser 6-Zylinder-Motoren hat hängende, der andere stehende Ventile. Die Luftüberschusszahlen der einzelnen Zylinder wurden durch Abgasanalysen ermittelt. Die Entnahmeröhren mündeten unmittelbar am Auspuffventil, so dass die Proben aus den unvermischten Abgasströmen der einzelnen Zylinder entnommen werden konnten. Die Ermittlung der Luftüberschusszahl und des Mischungsgrades erfolgt mit dem Abgasdreieck aus dem  $\text{CO}_2$ - und  $\text{O}_2$ -Gehalt der

Abgase und stichprobenartig durch rechnerische Überprüfungen auf Grund von vollständigen Abgasanalysen. Bild 5 zeigt die Umsetzungsgrade in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl, der mittlere Verlauf entspricht an sich bekannten Verhältnissen. Bild 6 zeigt beim 2,5 ltr. Motor den Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für Vollast, also grösstes Drehmoment. Man sieht, dass die Kurven für je 3 Zylinder einer Motorseite zusammenfallen, die beiden Motorseiten hingegen erhebliche Abweichungen voneinander haben. Das gleiche gilt für ein Drehmoment von 5 mkg und für Leerlauf. Bei Leerlauf sind die Abweichungen im allgemeinen kleiner wie bei den höheren Belastungen. Die mittleren Luftüberschusszahlen in Abhängigkeit von der Belastung zeigt Bild 9. Der Vergaser ist gut eingestellt, denn der Luftüberschuss liegt bei kleinen Belastungen in dem Bereich für kleinsten Verbrauch und verändert sich erst bei den höheren Belastungen auf die Werte, die grösster Leistung entsprechen. Auch beim 2 ltr.-Motor hatten je 3 benachbarte Zylinder einer Motorseite annähernd gleiche Luftüberschusszahl, wie Bild 10 und 11 zeigen. Die Abweichungen zwischen den Zylinderseiten waren hier etwas kleiner als beim 2,5 ltr. Motor. Die mittlere Luftüberschusszahl zeigt nach Bild 12 weniger günstigen Verlauf wie beim 2 1/2 ltr. Motor, da bei 800 U/min im Gebiet der kleinen Belastungen mit kleinen  $\lambda$  - Werten gefahren wird.

Durch die Abgasanalyse wurde bei beiden Motoren ein Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas festgestellt, der sich nach Bild 13 bzw. 14 bei beiden Motoren mit Belastung und Drehzahl so verändert, dass er mit der Belastung abnimmt und von einer bestimmten Belastung an verschwindet. Die durch den Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen entstehenden Wirkungsgradverluste sind beträchtlich. Nimmt man an, dass die schweren Kohlenwasserstoffe aus verdampftem, im übrigen unzersetzten Kraftstoff bestehen, so ergibt sich ein Verlust von rund 4 % je 0,1 % Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen. Die Verluste liegen daher bei Vollast in der Grössenordnung von 20 bis 25 %.

Soweit die festgestellten Tatsachen. Es ist aus Untersuchungen bekannt, dass bei Gasmotoren alle Zylinder mit gleicher Luftüberschusszahl arbeiten. Es ist daher die Verschiedenheit in der Luftüberschusszahl der einzelnen Zylinder bei Vergasermotoren auf den flüssig bleibenden Kraftstoffanteil zurückzuführen. Im Vergaser verdampft der Kraftstoff ja nur teilweise, ein erheblicher, in der Grössenordnung von 20 bis 40 % liegender Anteil des Kraftstoffes bleibt flüssig und bewegt sich in flüssiger Form durch das Saugrohr. Es ist leicht einzusehen, dass die genügend gleichmässige Verteilung dieses flüssigen Anteils auf die einzelnen Saugrohrstränge erhebliche Schwierigkeiten

machen wird, da die in Betracht kommenden Mengen sehr klein sind und kleine Unterschiede in den Mengen, die den einzelnen Zylindern zugeführt werden, sich schon erheblich auf die Luftüberschusszahl auswirken. Da Unterschiede in der Luftüberschusszahl nur zwischen den Zylindern der beiden Motorseiten auftreten, die Luftüberschusszahlen innerhalb der Zylinder einer Motorseite hingegen gleich sind, kann die Ursache nur 1. in einer ungleichmässigen Verteilung des flüssigen Kraftstoffes auf die beiden Stränge der Abzweigung nach Bild 15 liegen, die unmittelbar an den in der Mitte des Motors angeordneten Vergaser anschliesst, ferner 2. darin, dass die Verdampfungsverhältnisse in den einzelnen Saugrohren verschieden sind. Da die Abzweigung selbst ungleichmässig ausgebildet ist, muss angenommen werden, dass die ungleichmässige Verteilung des Kraftstoffes auf eine unsymmetrische Ausbildung des Vergasers zurückzuführen ist.

Um festzustellen, wie weit die Ausbildung des Vergasers und der zugehörigen Drosselklappe die Kraftstoffverteilung beeinflusst, wurden folgende Versuche durchgeführt: Es wurde der Teil, in dem die Drosselklappe sitzt, drehbar gemacht, so dass die Drosselklappenachse unter beliebigem Winkel verdreht werden konnte. Die Drehung ergab beim 2,5 ltr.-Motor eine Veränderung der  $\text{CO}_2$ - Gehalte in den einzelnen Zylindergruppen nach Bild 16.

Aus den  $\text{CO}_2$ - Gehalten lässt sich nach Bild 17 auf die Luftüberschusszahl schliessen. Man sieht, dass in den Stellungen, in denen die Drosselklappe nicht symmetrisch, also mit ihrer Achse parallel zur Zylinderachse steht, beträchtliche Abweichungen des Luftüberschusses in den beiden Zylindergruppen auftreten. Die richtige Lage der Drosselklappe mit der Achse parallel zur Motorachse ist daher von ausserordentlicher Bedeutung für die gleichmässige Gemischverteilung. Da die Drosselklappe bei beiden Motoren jedoch in der richtigen Lage angebracht war, musste die Ursache des verschiedenen Luftüberschusses in der Ausbildung der Vergaser selbst gesucht werden. Der Carter-Vergaser nach Bild 18 hat eine Hauptdüse, eine Vollastdüse 2, die nicht in einer Ebene senkrecht zur Motorachse liegt, sondern in einer Ebene, die mit dieser einen Winkel von  $15^\circ$  einschliesst. Die Brennstoffzufuhr erfolgt im Vergaser demnach nicht vollkommen symmetrisch in Bezug auf die nachfolgende Verzweigung. Um den Einfluss der Düsenlage auf die Brennstoffverteilung zu ermitteln, wurde unter Gleichbelastung der für Luft- und Brennstoffzuführung massgebenden Querschnitte der Mittelteil des Vergasers mit der Hauptdüse drehbar gemacht und durch Verdrehungen eine Veränderung des  $\text{CO}_2$ - Gehaltes in den Saugrohrsträngen nach Bild 19 erhalten. Man sieht, dass in den Stellungen  $90^\circ$  und  $270^\circ$ , in denen die Hauptdüse in der Ebene senkrecht zur Motorachse steht, die Luftzahl in beiden Zylindergruppen gleich ist. Der Vergaser ist in dieser Stellung vollständig symmetrisch und daher kein Grund für die Bevorzugung einer Motorseite gegeben.

Aus den Untersuchungen folgt, dass eine zur nachfolgenden Gabelung symmetrische Ausbildung des Vergasers und der Drosselklappe für eine gleichmässige Gemischverteilung notwendig ist. Jede Unsymmetrie kann sich auf die Verteilung des flüssigen Kraftstoffanteils ungünstig auswirken. Neben der konstruktiven

Unsymmetrie kann sich natürlich auch eine Unsymmetrie durch Ungleichmässigkeit der Ausführung schädlich auswirken. Die Unsymmetrie der Gemischverteilung beim untersuchten Motor dürfte aus Teil auch darauf zurückzuführen sein.

Zur Klärung der weiteren Zusammenhänge, vor allem auch der Verdampfung im Saugrohr ist es notwendig, sich mit den Strömungen im Saugrohr selbst zu befassen. Ein Blick in ein aus Glas gefertigtes Saugrohr zeigt, dass sich beträchtliche Mengen des Kraftstoffes - nach Messungen annähernd 30 - 40 % - im flüssigen Zustand in ihm bewegen. Durch Probenentnahme aus der Mitte des freien Querschnittes im Saugrohr konnte festgestellt werden, dass sich der flüssige Kraftstoffanteil fast ausschliesslich an die Wände des Saugrohres als Flüssigkeitshaut anlegt und sich unter dem Einfluss der durch die Strömung des gasförmigen Teils vor ihm wirkenden Reibungskraft fortbewegt. Um die Verhältnisse, vor allem Geschwindigkeit und Dicke der Flüssigkeitshaut, näher abschätzen zu können, ist es zweckmässig, zunächst den einfachsten Fall der stationären Strömung in einem geraden Rohr zu untersuchen.

Die Strömung der Flüssigkeitshaut ist infolge der geringen Dicke und der geringen Geschwindigkeit laminar, die des gasförmigen Gemisches turbulent. Aus den Gesetzen für die Reibung bei turbulenter und laminarer Strömung lassen sich die auf die Flüssigkeitshaut wirkenden Reibungskräfte ermitteln. Es bestehen nach Bild 20 die Beziehungen

$$R = \rho \cdot F \cdot \frac{v}{d} = \rho \cdot d \cdot \tau \cdot l \cdot \frac{v}{d}$$

$$R = \frac{d^2 \cdot \tau}{4} (p_1 - p_2)$$

$$p_1 - p_2 = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2g} \cdot w^2$$

und für gleichmässige Strömung, wenn  $x$  Volumsteile Flüssigkeit auf 1 Volumsteile gasförmiges Gemisch kommen

$$\frac{\delta \cdot v}{2} \cdot d \cdot \tau = x \cdot \frac{d^2 \cdot \tau}{4} \cdot w$$

Aus diesen Gesetzen folgt mit

$$C = \frac{\delta \cdot v}{2 \cdot g \cdot \rho}$$

die Geschwindigkeit der Flüssigkeitshaut an der inneren Oberfläche

$$v = \sqrt{C \cdot x \cdot \frac{d}{2} \cdot w^3}$$

und ihre Dicke

$$\delta = \sqrt{\frac{x \cdot d}{C \cdot w}}$$

Für das Saugrohr des 2,5 ltr Motors erhält man für die mittlere Gasgeschwindigkeit  $w = 50$  m/sec die einer Drehzahl

von 2400 U/min entspricht,  $v = 0,32$  m/sec und  $\delta = 0,12$  m/n bei einem Wert von  $x$ , der 30 % des Gesamtkraftstoffes und damit mittleren Verhältnissen entspricht.

Aus diesen Zahlen, deren Grössenordnung durch Beobachtungen am Saugrohr bestätigt werden, ergibt sich, dass die Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Saugrohr wesentlich kleiner ist, als die der Gasströmung.

Gegenüber der betrachteten stationären Strömung im geraden glatten Rohr zeigt die Saugrohrströmung folgende Unterschiede. Sie ist

1. nicht stationär,
2. hat das Saugrohr Krümmungen und Verzweigungen.

Wie aus dem später gezeigten Film zu ersehen sein wird, bewegt sich die Flüssigkeitshaut bei pulsierender Gasströmung, ungefähr entsprechend der augenblicklichen Gasgeschwindigkeit, also gleichfalls pulsierend vorwärts. Grundsätzliche Änderungen treten dadurch nicht ein.

Durch die Verzweigungen und Krümmungen ist der Druck auf die Rohrinnenfläche innerhalb eines Querschnittes verschieden. Bild 21 und 22 zeigt für den einfachsten Fall eines Krümmers den gemessenen Druckverlauf. An der inneren Krümmung des Krümmers herrscht niedriger, aussen höherer Druck. Im Saugrohr treten an jeder Stelle der Oberfläche bei pulsierender Strömung mittlere Drücke auf, die durch träge Flüssigkeitssäulen gemessen wurden und Druckverhältnisse nach Bild 23 ergaben. Der Kraftstoff sammelt sich an Stellen niederen Druckes zu Belägen von grösserer Dicke dann an, wenn diese allseits von Stellen höheren Druckes umgeben sind, Bild 23 a. Als Beispiel zeigt ein Krümmer, der beiderseits an ein Glasrohr von gleichem Durchmesser angeschlossen ist, im gekrümmten Teil innen einen Belag, der sich auch dann erhält, wenn die Flüssigkeitszufuhr aufhört. Er wird dann erst allmählich durch Verdunstung aufgezehrt. Die Stärke der Flüssigkeitshaut ist allgemein an den Stellen niederen Druckes grösser, als im übrigen Teil des Querschnittes. Die Hauptströmung des flüssigen Kraftstoffes folgt demnach vor allem den Verbindungslinien der Druckminima in den einzelnen Querschnitten. Durch einen Vergleich des Bildes 24 mit dem Bild 25 wird das deutlich. Für die richtige Verteilung des Kraftstoffes im Saugrohr ist auch die Ausbildung der Verzweigungen wesentlich. Bei einer symmetrischen Gabelung wird bei jedem Ansaugimpuls in jedem Arm nahezu die gleiche Flüssigkeitsmenge gefördert. Bei unsymmetrischer Ausbildung der Einmündung erhält der eine Strang mit dem stumpfen Winkel mehr als der im spitzen Winkel stehende. Im Originalsaugrohr des 2,5 ltr Motors ist die Einmündung der beiden Saugrohrstränge in das bogenförmige Saugrohrstück senkrecht. Dadurch wird bei jedem Saugimpuls nach beiden Seiten die gleiche Menge gefördert. Da der Zweig, der zu den Zylindern 2,3 bzw. 4 und 5 führt, die doppelte Anzahl von Saugimpulsen erhält, wie die Zweige zu den Zylindern 1 und 6, verhalten sich nach Bild 26 die in den äusseren Zweigen geförderten Flüssigkeitsmengen, zu denen die in den inneren Zweigen gefördert werden, annähernd wie 1 zu 2. In dem Saugrohr



nach Bild 27 ist die Verteilung durch die nicht senkrechte Einmündung wesentlich geändert. Der Zweig 1 erhält verhältnismäßig mehr wie der Zweig, der zu den Zylindern 2 und 3 führt, auf der anderen Seite ist das Verhältnis entgegengesetzt, Bild 28.

- - - FILM - - -

Die Größe des flüssigen Kraftstoffvolumens im Saugrohr hängt von der Stärke und Ausdehnung der Flüssigkeitshaut ab, vor allem tragen die Beläge, die an den Stellen entstehen, die allseits von Gebieten hohen Drucks umgeben sind, zum Kraftstoffinhalt im Saugrohr erheblich bei.

Das Vorhandensein einer größeren Kraftstoffmenge im Saugrohr ist vor allem bei Belastungsänderungen unerwünscht, da es beim Öffnen der Drossel bewirkt, dass beträchtliche Mengen flüssigen Kraftstoffes zum Aufbau der Flüssigkeitshaut im Saugrohr zurückbehalten werden und dann beim Schliessen das Gemisch übermäßig anreichern, wodurch Kraftstoffverluste entstehen. Man wird durch geeignete Formgebung trachten müssen, das Volumen dieser Beläge möglichst klein zu halten, vor allem sind dabei Stellen mit inselartigen Druckminima zu vermeiden.

Aus dem Saugrohr gelangt der flüssige Kraftstoff in die Zylinder. Auf die Abnahme der Kraftstoffmenge durch die Verdampfung im Saugrohr wird später eingegangen. Zunächst soll untersucht werden, in welcher Weise sich der in den Zylinder eintretende Kraftstoff in diesem verhält. Bei stehenden Ventilen in einem Ricardo-Kopf nach Bild 29 und 30 zeigt das Glasmodell, dass der flüssige Kraftstoff nach dem Eintritt durch das Ventil auf die Wände des Verbrennungsraumes geschleudert wird und dort wirbelartige Bewegungen ausführt. Die Hauptmasse des Kraftstoffes tritt entsprechend den früheren Ausführungen dort ein, wo die Innenseite des Krümmers mündet. Liegt dort eine Wand in unmittelbarer Nähe, so wird der Kraftstoff unmittelbar auf diese geschleudert, ohne dass vorher eine wesentliche Verdampfung erfolgen kann.

Etwas günstiger liegen die Verhältnisse bei hängenden Ventilen nach Bild 31 und 32, der wegspritzende Teil des Kraftstoffes hat hier einen größeren freien Weg, bis er auf die Wand auftritt, ein Teil bewegt sich, wie die Bilder zeigen, allerdings von vornherein längs der Wand. Auch hier ist die Lage des Krümmers für die Richtung wesentlich, in der sich die Hauptkraftstoffmenge an den Wänden bewegt.

Von den Brennraumwänden dampft der Brennstoff zum Teil rechtzeitig für die Verbrennung, zum Teil erst nach derselben und während des Auspuffhubes ab. Der zu spät abdampfende Teil bewirkt den Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen und die damit verbundenen bedeutenden Verluste. Ein Teil mischt sich auch in der bekannten Weise mit dem Schmieröl und ruft die bekannte Schmierölverdünnung der Vergasung hervor.

Die für die Verdampfung des in den Zylinder tretenden Kraftstoffes ungünstige Anordnung bei der Ausführung mit stehenden Ventilen ergibt, wenn man Bild 13 und 14 vergleicht, einen - wenn auch nicht bedeutend höheren Gehalt - an schweren

### Kohlenwasserstoffen.

Aus dem Vorgehenden folgt, dass man bestrebt sein muss, den flüssigen Anteil des Kraftstoffes möglichst klein zu halten, den Kraftstoff daher in möglichst hohem Ausmass schon im Saugrohr zu verdampfen. Dazu kann

1. das Saugrohr an einzelnen Stellen beheizt werden,
2. die Wände des Saugrohres zur Gänze beheizt werden,
3. die Ansaugluft vorgewärmt werden.

Der Einfluss dieser verschiedenen Beheizungsarten wurde zunächst an einem Prüfstand mit stationärer Strömung untersucht. Bild 33, 34 und 35 zeigen den Einfluss der verschiedenen Beheizungsarten einerseits auf die Verminderung der flüssigen Anteile und andererseits auf die Erhöhung der Gemischtemperatur, die möglichst klein bleiben soll, um den Liefergrad möglichst wenig herabzusetzen.

Einen Überblick über die Zusammenhänge zwischen Gemischtemperatur und Gehalt an flüssigen Kraftstoffen bei den verschiedenen Beheizungsarten zeigt Bild 36. Man sieht, dass eine starke Herabminderung der flüssigen Bestandteile im folgenden Falle nur mit Luftvorwärmung erreicht werden kann. Der flüssige Brennstoff wurde bei diesen Untersuchungen durch die in Bild 37 dargestellte Einrichtung aufgefangen. Man sieht, dass bei dieser Beheizungsart ein beträchtlicher Verlust an Liefergrad auftritt, wenn die flüssige Kraftstoffmenge wesentlich herabgemindert werden soll.

Um die für die Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes wesentlichen Temperaturverhältnisse im Saugrohr zu erfassen, werden an den in Bild 37 angegebenen Stellen Thermolemente angebracht und damit die in Bild 38 angegebenen Temperaturen gemessen. Die Unsymmetrie in der Temperaturverteilung rührt von dem Lüfter her, welcher den vorderen Strang des Saugrohres anbläst. Das Abstellen des Lüfters brachte gleichmässige Temperaturverteilung und nach Bild 39 auch eine Verbesserung in der Gemischverteilung gegenüber Bild 40.

Den Einfluss der Beheizung des Saugrohres nach den drei Arten (Punktheizung unter dem Vergaser, Wandbeheizung, Luftvorwärmung) zeigten die Versuchsergebnisse in Bild 41, 42 und 43. Man sieht, dass in allen Fällen die Gemischtemperatur ansteigt, der Liefergrad sinkt.

Es wurde daher versucht, durch eine Einrichtung nach Bild 44 den flüssigen Kraftstoff abzusondern, zu verdampfen und dann wieder zurück in das Saugrohr einzuführen. Dabei ergab sich, dass die mitgeführte Kraftstoffmenge wesentlich herabgesetzt werden konnte, ohne dass - wie aus dem stationären aus Bild 45 folgt, die Liefertemperatur sich wesentlich erhöht. Zahlentafel, Bild 46, zeigt die dadurch bewirkte Verminderung des Gehaltes an schweren Kohlenwasserstoffen und die dieser entsprechende Verminderung des Kraftstoffverbrauchs.

Es ist damit der Nachweis erbracht, dass dann, wenn man

die Wärme so zuführt, dass sie nahezu ausschliesslich an den unverdampften Kraftstoff übergeht, eine wesentliche Verbrauchsverminderung ohne wesentliche Verkleinerung des Liefergrades erzielt werden kann.

Durch die Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass auch in gut durchgebildeten Vergasermotoren noch erhebliche Verluste auftreten, deren Verminderung oder nahezu gänzliche Beseitigung durch die Weiterentwicklung des Mischungs- und Verteilungssystems möglich erscheint. Einige Wege dazu wurden gezeigt, die wesentlichsten Zusammenhänge besprochen. Es ist aber zu erkennen, dass es noch erheblicher Forschungsarbeit bedürfen wird, um die Verhältnisse restlos zu klären und einige Widersprüche aufzudecken, die sich bei genauer Untersuchung des Versuchsmaterials zeigen. Ich habe daher bedauert, dass wir die Arbeit infolge Einrückens des Herrn Kramor abbrechen mussten.

In Anbetracht der grossen Zahl von Benzinfahrzeugen, die auch heute noch in Betrieb sind, der Dringlichkeit der Ersparung von Kraftstoff und der verhältnismässig guten Aussichten, die sich - wie gezeigt werden konnte - für eine nicht unerhebliche Absenkung des Kraftstoffverbrauches bei normalen Motoren bieten, sollte die Forschung der Gemischbildung in den Vergaserfahrzeugmotoren, die sie lange Zeit etwas vernachlässigt hat, wieder erhöhte Aufmerksamkeit zuwenden.

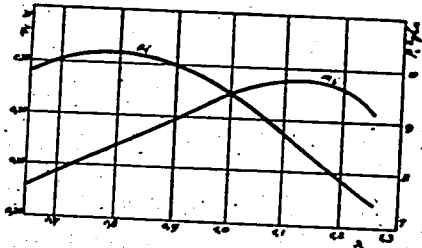


Bild 1  
Abhängigkeit des  $P_1$  und  $\eta_1$  vom Mischungsverhältnis bei festeingestelltem Zündzeitpunkt (nach H.R. Ricardo).

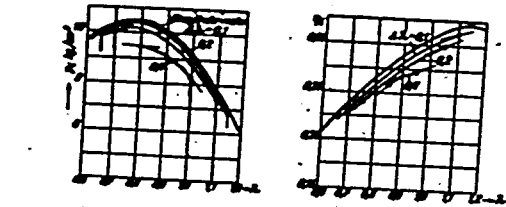


Bild 2  
 $P_1$ -Kurve für verschiedene Streubreiten  
 $\eta_1$ -Kurve für verschiedene Streubreiten

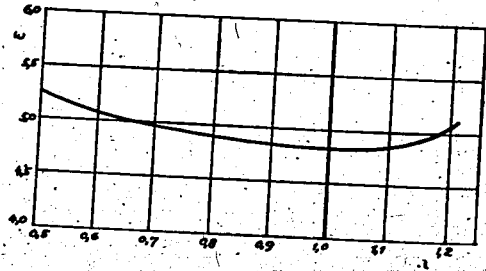


Bild 3  
Abhängigkeit des dem Beginn des Klopfens entsprechenden Verdichtungsverhältnisses vom Mischungsverhältnis (nach H.R. Ricardo).

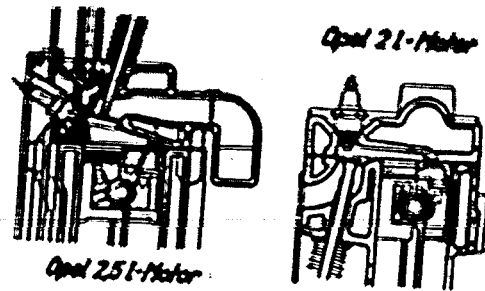


Bild 4

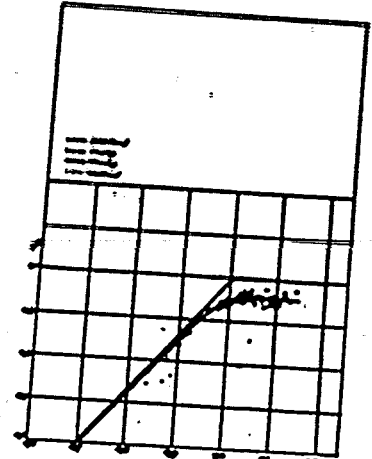


Bild 5  
Abhängigkeit des Umsetzungsgrades  $\eta_u$  von der Luftüberschusszahl  $\lambda$ .

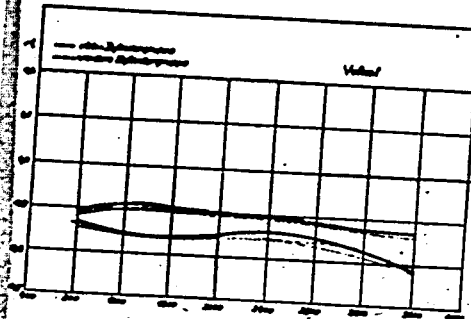


Bild 6  
Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für Vollast

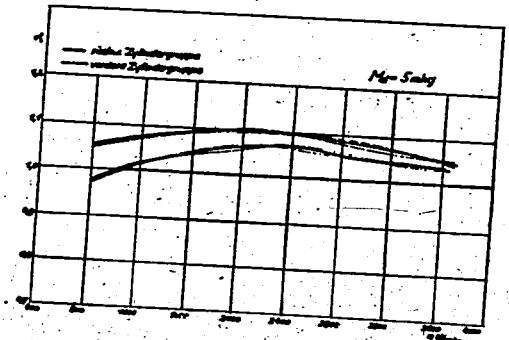


Bild 7  
Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für  $M_m = 5$  mkg

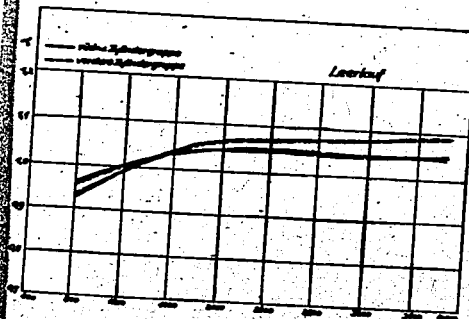
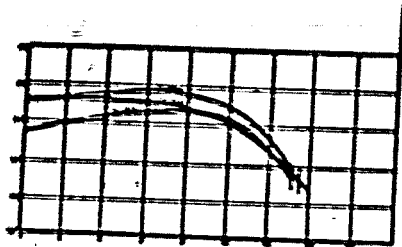
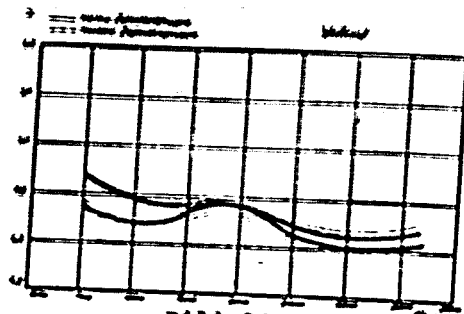


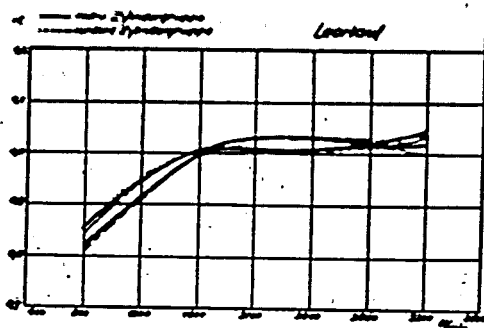
Bild 8  
Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für Leerlauf



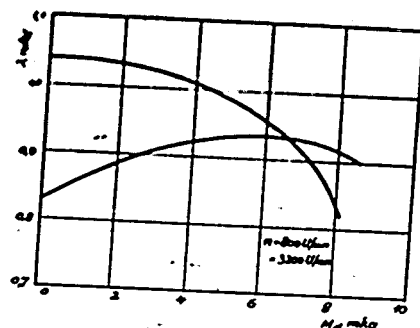
**Bild 9**  
Abhängigkeit der mittleren Luftüberschusszahl von der Belastung für  $n = 1000, 2000$  und  $3000$  U/min.



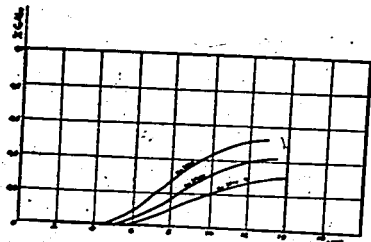
**Bild 10**  
Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für Vollast



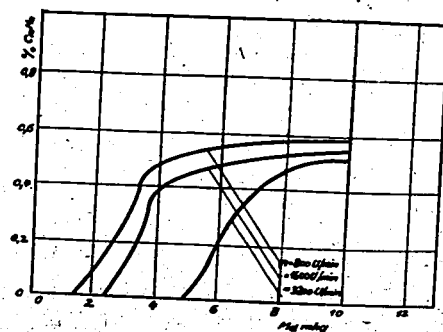
**Bild 11**  
Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis für Leerlauf



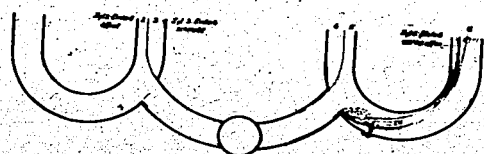
**Bild 12**  
Abhängigkeit der mittleren Luftüberschusszahl von der Belastung



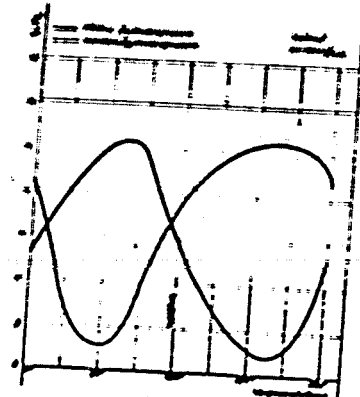
**Bild 13**  
Mittlerer Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen in Abhängigkeit von der Belastung für  $n = 1200, 2400$  und  $3600$  U/min.



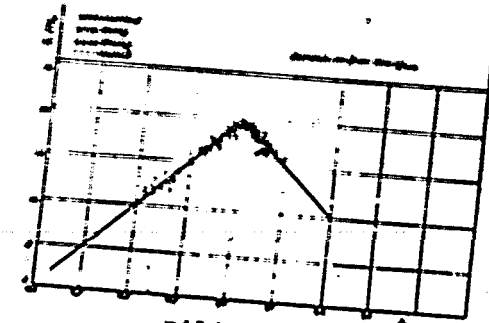
**Bild 14**  
Mittlerer Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen in Abhängigkeit von der Belastung für  $n = 800, 1500$  und  $3200$  U/min.



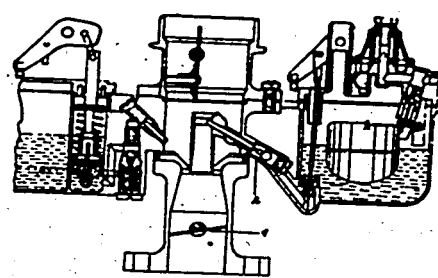
**Bild 15**



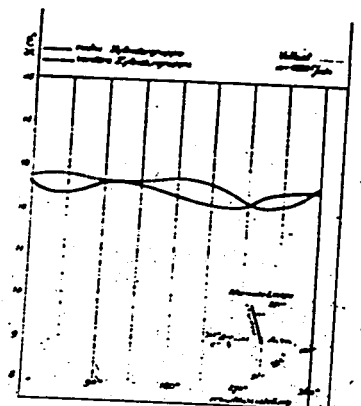
**Bild 16**  
Einfluss der Gemischdrosselstellung auf die Zusammensetzung für Vollast und  $1600$  U/min.



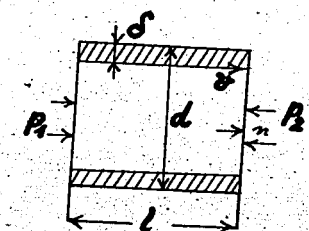
**Bild 17**  
Zusammenhang zwischen  $CO_2$ -Gehalt der Abgase und der Luftüberschusszahl für den Bereich von  $n = 200-1600$  U/min.



**Bild 18**  
Der Opel-Fallstromvergaser für den 2,5 ltr-Motor im Schnitt. (Nach einer Darstellung d. Fa. A. Opel, Rüsselsheim).  
1 Gemischdrosselklappe,  
2 Vollastdüse.



**Bild 19**  
Einfluss der Düsenstellung auf den  $CO_2$ -Gehalt der Abgase bei Vollast u.  $n = 1250$  U/min.



**Bild 20**

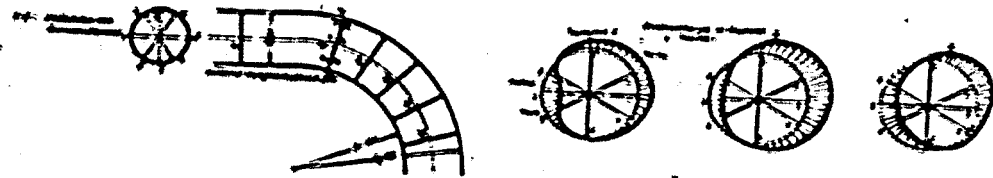


Bild 21  
Druckmessstellen am Viertelkreis-  
krümmer

Bild 22  
Druckverteilung in den einzel-  
nen Querschnitten eines Viertel-  
kreiskrümmers (der im geraden  
Rohr gemessene Druck  $p_m$  wurde  
als Mitteldruck gewählt).

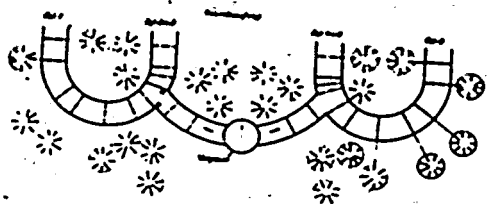


Bild 23  
Druckverteilung an der Saugrohr-  
wand des 2,5 ltr-Motors bei  
1 800 U/min und  $L=0,75 \text{ nm}^3/\text{min}$ .

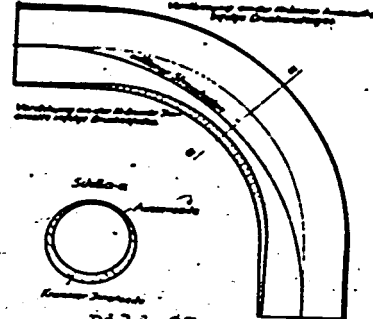


Bild 23 a  
Eintritt der Strömung in  
einen Krümmer



Bild 24  
Bild 10 und 11 Verlauf  
des Druckminimums an der  
Saugrohrwand bei 1 800  
U/min und  $L = 0,75 \text{ nm}^3/\text{min}$ .

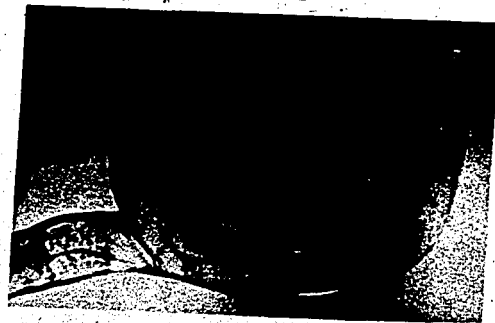


Bild 25  
Bild 18 Strömung des flüssig mit-  
geführten Brennstoffes im Saugrohr  
bei tangentialer Einmündung des  
Hauptstranges  
( $L = 1,0 \text{ nm}^3/\text{min}$ ,  $n = 1800 \text{ U/min}$ )

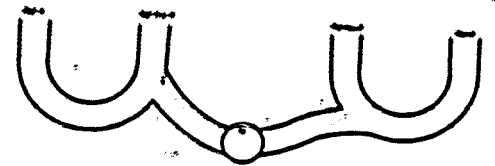


Bild 27  
Versuchsaugrohr mit verschie-  
den ausgebildeten Hauptsträngen

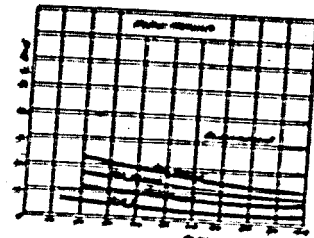


Bild 26  
Verteilung des flüssig  
mitgeführten Brennstof-  
fes auf die einzelnen  
Saugrohrstränge bei Be-  
heizung des Saugrohrbo-  
dens

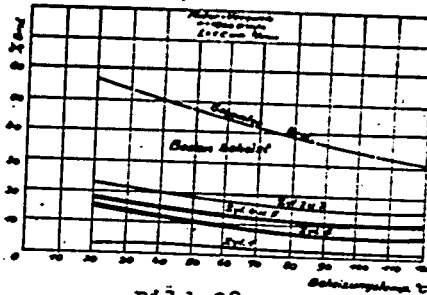


Bild 28  
Einfluss der Formgebung des  
Versuchsaugrohres nach Bild  
38 auf die Verteilung des  
flüssig mitgeführten Bren-  
stoffes bei Beheizung des  
Saugrohrbodens

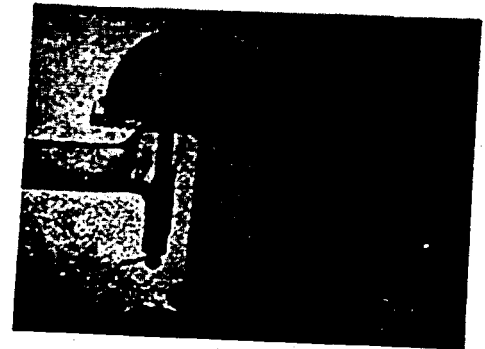


Bild 29



Bild 30  
Strömung bei  $L = 1,0 \text{ nm}^3/\text{min}$   
und voll geöffneter Drossel  
Ventilerhebung = 6 mm.

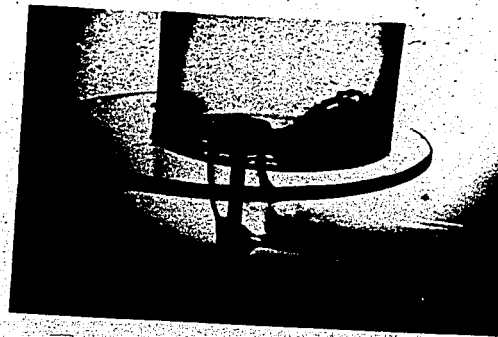


Bild 32  
Gesamtansicht

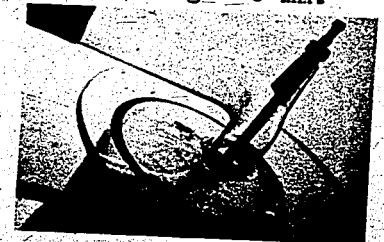
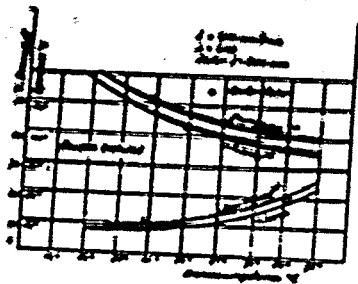
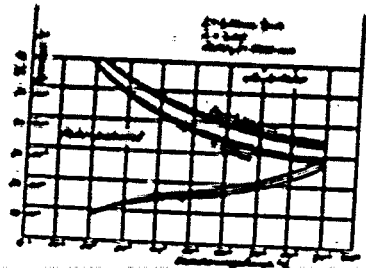


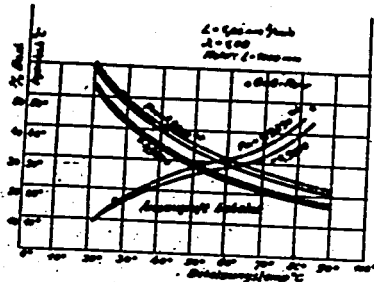
Bild 31  
Strömung des flüssig mit-  
geführten Brennstoffes im  
oben gesteuerten Zylinderkopf  
 $L = 0,75 \text{ nm}^3$ , Ventilerhebung  
= 3 mm



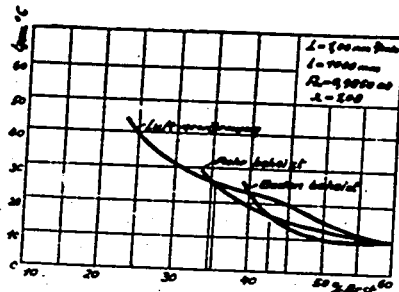
**Bild 33**  
Einfluss der Bodenbeheizung des Saugrohres auf die Verdampfung des flüssigen Brennstoffes



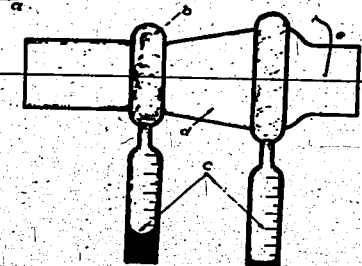
**Bild 34**  
Einfluss der flächenförmigen Rohrbeheizung auf die Verdampfung des flüssigen Brennstoffes



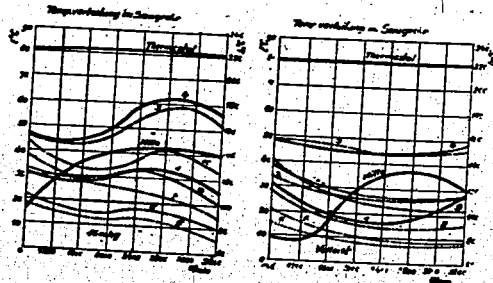
**Bild 35**  
Einfluss der Ansaugluftvorwärmung auf die Verdampfung des flüssigen Brennstoffes



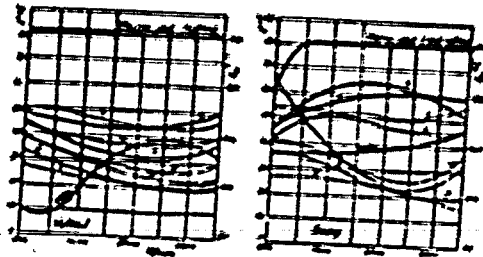
**Bild 36**  
Einfluss der Beheizungsart auf die flüssige Brennstoffmenge



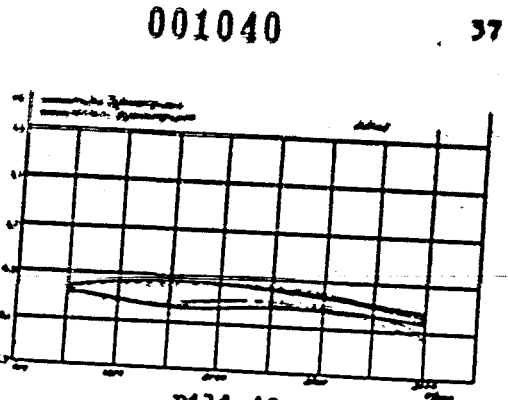
**Bild 37**  
Messvorrichtung zur Bestimmung der flüssig mitgeführten Brennstoffmenge.  
a) Saugrohr, b) Auffangring, c) kalibrierte Messgefäße, d) konische Erweiterung, e) Thermoelement



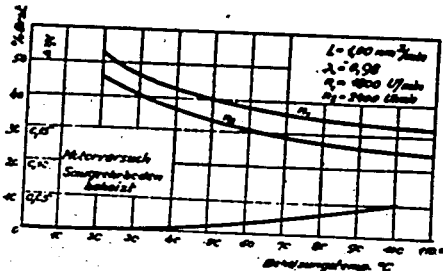
**Bild 38**  
Temperaturverteilung an der Saugrohrwand für  $M_d = 10 \text{ mg/kg}$  und Vollast



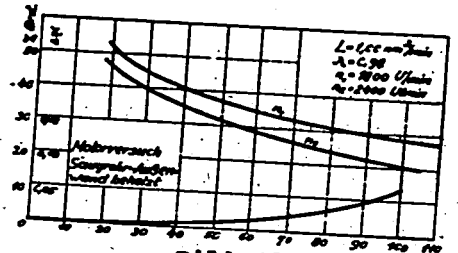
**Bild 39**  
Temperaturverteilung an der Saugrohrwand für Vollast und  $M_d = 5 \text{ mg/kg}$  bei abgestelltem Lüfter



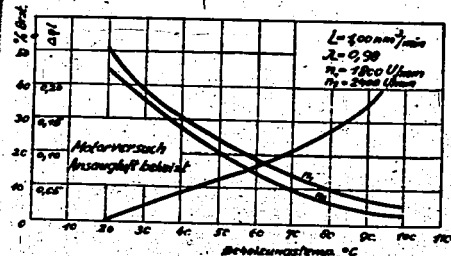
**Bild 40**  
Einfluss der Drehzahl auf das Mischungsverhältnis bei abgestelltem Lüfter für Vollast



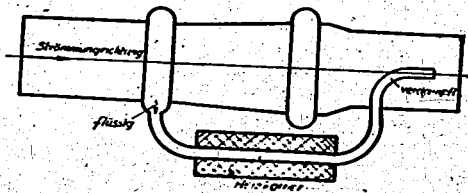
**Bild 41**  
Einfluss der Beheizung des Saugrohrbodens auf den unverdampften Brennstoff beim Motorversuch.



**Bild 42**  
Einfluss der flächenförmigen saugrohrbeheizung auf den unverdampften Brennstoff beim Motorversuch



**Bild 43**  
Einfluss der Ansaugluftvorwärmung auf den unverdampften Brennstoff beim Motorversuch



**Bild 44**  
Vorrichtung zum direkten Beheizen des flüssigen Brennstoffes

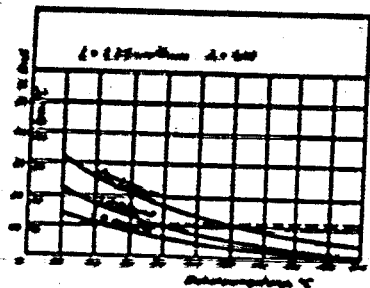


Bild 45  
Einfluss der direkten Be-  
heizung auf den unverdampf-  
ten Brennstoff für mehrere  
Ansaugdrücke bei  $L=1,25$   
 $m^3/min$ .

Umschlag	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
1000	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1500	100	100	100	100	100	100	100	100	100
2000	100	100	100	100	100	100	100	100	100
2500	100	100	100	100	100	100	100	100	100
3000	100	100	100	100	100	100	100	100	100
3500	100	100	100	100	100	100	100	100	100
4000	100	100	100	100	100	100	100	100	100
4500	100	100	100	100	100	100	100	100	100
5000	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Bild 46

5. Anforderungen an die Gemischbildner von Fahrzeug-Otto-Motoren

von Prof. Dr.-Ing. R. v. E b e r a n, Dresden,  
Institut für Kraftwesen an der Technischen Hoch-  
schule Dresden.

Der Fahrzeugmotor ist ein gutes Beispiel für die Vielzahl gegenstreitender Forderungen, wie sie an fast jede technische Bestlösung gestellt werden müssen. Den höchsten Gebrauchswert im Fahrzeug erhält der Motor erst durch die richtige Abstimmung aller Vorzüge und Nachteile. Der Fahrzeugmotor muss in einem Drehzahlbereich von 1 : 3 bis 1 : 5 mit allen Stufen des Nutsdrucks zwischen dem Höchstwert und Null, ja sogar negativen Werten (als Bremse), arbeiten können. Seine Regelfähigkeit reicht trotzdem zur Überwindung der unterschiedlichen Fahrwiderstände im Geschwindigkeitsbereich von Null bis zur Höchstgeschwindigkeit nicht aus. Er bedarf einer Kupplung und eines Drehmomentenwandlers in Form eines Schaltgetriebes, dessen Vollkommenheit für die Fahrleistung und Fahrwirtschaftlichkeit ebenso bestimmend ist wie die des Motors. Die Bewertung der Fahrleistung und Nutzung der Kraftstoffenergie kann nicht getrennt von der Getriebeübersetzung und Fahrgeschwindigkeit erfolgen. Im Fahrzeug ist schliesslich nicht der Kraftstoff- oder Wärmeverbrauch je Leistungs- und Zeiteinheit massgebend, sondern der Kraftstoff- oder Wärmeverbrauch je Einheit der Transportleistung.

Der Energiegehalt des Kraftstoffes (Heizwert  $H_u$ ) wird in Kcal/kg angegeben. Ihm kommt in der Dimension  $mkg/kg^m = m$  eine anschauliche Bedeutung zu, nämlich die einer Hubhöhe, die der Kraftstoff vermöge seines Energiegehaltes erreichen würde. (Beispielsweise 1 kg Benzin mit dem Heizwert  $H_u = 10\ 000$  Kcal/kg  $= 4\ 270\ 000$  mkg/kg  $= 4270$  km Hubhöhe). Der spezifische Kraftstoffverbrauch in kg/PSH hat die Dimension  $1/m$ ; der spezifische Wärmeverbrauch in Kcal/PSH ist dimensionslos ( $kgm/kgm\ h$ ) und ein Reziprokwert des wirtschaftlichen Gesamtwirkungsgrades im Motor. Für das Fahrzeug hat sich der Kraftstoffverbrauch in kg oder l je 100 km Weg als ein leicht messbarer Betriebswert eingeführt. Leider wird dabei gewöhnlich die erforderliche Geschwindigkeitsangabe, Kennzeichnung des Fahrbahnzustandes und die Belastungsangabe des Fahrzeuges unterlassen. Die Unzulänglichkeit solcher Verbrauchsangaben wird besonders bei schnellen Fahrzeugen deutlich, bei denen der Fahrleistungsbedarf vorwiegend vom Luftwiderstand herrührt. Die Luftwiderstandsleistung wächst mit der 3. Potenz der Fahrgeschwindigkeit, sodass der Kilometerverbrauch nahezu mit dem Quadrat der Geschwindigkeit ansteigt. Seiner Dimension nach ist der Verbrauch in l oder  $dm^3$  je Wegeinheit eine Fläche, der ebenfalls eine anschauliche Bedeutung beigegeben werden kann. Sie entspricht dem Querschnitt des Brennstoff-Fadens, den das Fahrzeug längs seines Weges verliert. Bei einem Verbrauch von 10 l/100 km hat dieser Faden beispielsweise einen Querschnitt von  $0,1\ mm^2$ . Die Verbrauchsan-

gabe  $B_{100}$  (1/100 km) kann nur in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit zur Kennzeichnung der Fahrwirtschaftlichkeit dienen. Es muss ferner die Einschränkung gemacht werden: auf ebener Fahrbahn, bei gleichförmiger Geschwindigkeit, unveränderter Übersetzung, also unveränderlichem Lastzustand des Motors. Es ist schon mit Recht wiederholt angeregt worden, dass die Fahrzeughersteller eine verbindliche Verbrauchskurve dieser Art für ihre Fahrzeuge abgeben sollten. Der Zustand des Fahrzeuges liesse sich anhand dieser Angabe jederzeit leicht nachprüfen. Ausserdem wäre sie dem Fahrzeughalter als Richtlinie für den geringsten Kilometerverbrauch oder geringsten Verbrauch je Transportleistungseinheit wertvoll.

Der Wärme- oder Arbeitsverbrauch  $w$  je Einheit der Transportleistung, den man auch Wirkungsgrad der Transportleistung nennen könnte, berücksichtigt die Transportgeschwindigkeit. Es ist einleuchtend, dass die Transportarbeit eines Fahrzeuges (kgm oder tkm) den zweifachen Wert hat, wenn sie in der halben Zeit geleistet wird. Die spezifische Grösse

$w$  hat die Dimension "zeit" ( $\frac{\text{kgm}}{\text{kgm}}$ ) und wird wie folgt errechnet:

$$w = 1540 \cdot \frac{H_u \cdot B_{100}}{G \cdot V} = G \cdot \frac{B_{100}}{V}$$

$B_{100}$  = Verbrauch in 1/100 km  
 $V$  = Geschwindigkeit in km/h  
 $H_u$  = Unt.Heizwert in Kcal/kg  
 $G$  = Fahrzeuggewicht in kg  
 $\gamma$  = Spez.Gewicht kg/l

Bemerkenswert ist, dass beispielsweise der niedrigste Verbrauch  $B_{\min}$  eines 1,7 l PKW (s. Bild 1) etwa bei der halben Höchstgeschwindigkeit (54 km/h), der niedrigste auf die Transportleistung bezogene Verbrauch  $w_{\min}$  jedoch bei einer wesentlich höheren Geschwindigkeit (88,5 km/h) liegt. Die Geschwindigkeit des geringsten Verbrauchs  $w_{\min}$  lässt sich auch grafisch ermitteln. Sie entspricht dem Berührungspunkt A einer Geraden, die aus dem Nullpunkt an die Verbrauchskurve B gezogen wird.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch eines Motors ( $b$  in kg/Psh), der im Fahrzeug in einem grossen Drehzahl- und Lastbereich betrieben wird, schwankt in weiten Grenzen, etwa zwischen 0,25 - 0,60 kg/Psh. Für die Wirtschaftlichkeit, im Fahrbetrieb ist daher auch die Häufigkeit und Dauer der einzelnen Betriebszustände bestimmend, die je nach Art und Einsatz des Fahrzeuges einen sehr unterschiedlichen Schwerpunkt haben. Ein im Überlandverkehr auf der Reichsautobahn eingesetzter Reiseautobus hat beispielsweise einen grundverschiedenen Betriebschwerpunkt gegenüber einem im Stadtverkehr mit Haltestellen eingesetzten Fahrzeug. Betriebszustände mit einem hohen spezifischen Kraftstoffverbrauch können im Fahrbetrieb belanglos werden, wenn sie nur selten und kurzzeitig auftreten und umgekehrt. Die Kraftverkehrs-A.G. Sachsen stellt derzeit Untersuchungen an Fahrzeugen ihres Betriebs über Häufigkeit und Grösse der Motorbelastung im Fahrbetrieb an, wobei für Fragen

des Verschleisses, der Lebensdauer, der Motorauslastung und des Kraftstoffnutzungsgrades wertvolle Grundlagen erwartet werden dürfen.

Zunächst erscheint eine gleichbleibende hohe Auslastung des Motors im Fahrbetrieb wünschenswert. Der mit dem Nutzdruck sich nicht wesentlich ändernde mechanische Verlust ist bei Vollast relativ am niedrigsten, der thermische Wirkungsgrad bei grosser Füllung und hoher Verdichtung am besten und daher auch der spezifische Kraftstoffverbrauch oder wirtschaftliche Nutzungsgrad des Kraftstoffes im Motor am höchsten. Zwangsweise muss dann aber auch eine enge Getriebestufung mit zahlreichen Gangstufen angewendet, also ein nicht unerheblicher Mehraufwand in Kauf genommen werden. Die Lebensdauer des Motors ist aber mit eine Frage seiner zeitlichen Auslastung. Es scheint, als ob die Lebensdauer eines und desselben Motors mit dem Steigen seiner mittleren zeitlichen Auslastung nach einem Exponentialgesetz kleiner würde. Versuche hierüber sind wohl noch nicht angestellt worden. Sie würden zwar einen erheblichen Aufwand bedingen, wären aber von so grundlegender Bedeutung, dass der Aufwand sich wohl verlohnen würde. Jedenfalls ist im Schwerstfahrzeugbau heute die Tendenz zu beobachten, grössere und durchzusetzen, weil schon überaus günstige Erfahrungen mit der Lebensdauer und sogar dem Kraftstoffverbrauch überdimensionierter Motoren vorliegen. 1) Die anderen Vorteile eines übermessen Motors mit grosser Leistungsreserve liegen auf der Hand. Sie schaffen jene Fahrerleichterungen, die sonst nur unter Zuhilfenahme von Schaltautomaten vielstufiger Getriebe mit Schalterleichterung oder dergleichen erreicht werden.

Für den Fahrzeug-Otto-Motor wird damit die Frage der Gemischregelung und Wirtschaftlichkeit im Teillastgebiet von besonderer Bedeutung. Der Zusammenhang zwischen Getriebeübersetzung, Regelzustand des Motors, Fahrverhalten und Verbrauch soll an dem Berechnungsbeispiel eines 1,7 l PKW gezeigt werden. Der durch den Roll- und Luftwiderstand bestimmte Leistungsbedarf auf ebener Fahrbahn ( $N_R + N_L$ ) steigt mit der Geschwindigkeit stark an, vor allem wegen der mit der 3. Potenz der Geschwindigkeit steigenden Luftwiderstandsleistung (Bild 2). Die gestrichelten Kurven geben den Leistungsbedarf in Steigungen (+) und Gefällen (-) von 2 zu 2 % an. Die an den Triebrädern verfügbaren Leistungen bei geöffneter Vergaserdrossel zeigen den bekannten Verlauf einer Vollast-Kennlinie und zwar für jede Übersetzungsstufe mit einem anderen Geschwindigkeitsmassstab. Der Wirkungsgrad der Kraftübertragung wird als konstant angenommen. Unterhalb des Schnittpunktes der Leistungs- und Widerstandskurve - der Schnittpunkt A bedeutet die erreichbare Höchstgeschwindigkeit in der Ebene bei Vollast im IV. Gang - ist entweder bei vollgeöffneter Drossel Leistungsüberschuss zum Beschleunigen oder Befahren von Steigungen vorhanden (die Überschussleistung des IV. Ganges ist durch die schraffierte Fläche gekennzeichnet), oder die Geschwindigkeit kann konstant gehalten

1) Der Dieselmotor arbeitet bei kleineren Nutzdrücken und hoher Luftüberschusszahl besonders wirtschaftlich s. K a m m "Einfluss der Motorleistung auf die Fahrleistungen des Lastkraftwagens."

werden, indem die Füllung des Motors gedrosselt wird. Für den geringsten Kraftstoffverbrauch je Wegeinheit wäre bei jeder Geschwindigkeit jener Betriebspunkt anzustreben, der eben die erforderliche Fahrleistung deckt und dabei den geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauch in kg/PSh anzeigt. Bei Motoren mit Gemischbildnern, die nur als Füllungsregler arbeiten und auf Höchstleistung einreguliert sind, wird das im allgemeinen aus den oben erwähnten Gründen ein Punkt der Vollastkurve sein. Die Geschwindigkeit von 74 km/h, die einem Leistungsbedarf von 15 PS entspricht, könnte beispielsweise entweder im IV. Gang mit etwa 50 % Last oder aber mit einem Überschnelligang entsprechender Übersetzung mit Vollast gefahren werden, wobei die Motordrehzahl auf etwa 42 % zurückginge. Aus dem Schaubild ist erkennbar, dass ein solcher Überschnelligang im Gegensatz zum IV. Gang einen labilen Fahraustand zur Folge hat. Steigt beispielsweise der Leistungsbedarf bei 74 km/h durch eine 2 %ige Steigung auf ca. 23 PS an, dann regelt der Fahrer im IV. Gang die Füllung von 50 % Last auf 80 % Last, ohne Geschwindigkeit einzubüßen. Im Vollast-Überschnelligang genügt schon eine Steigung von 0,25 %, um einen mit  $\Delta V$  bezeichneten Geschwindigkeitsabfall von ca. 13 km/h = 20 % hervorzurufen. Überschnelligänge dieser Art, die auch "Grenzgänge" genannt wurden, verlangen wegen ihrer mangelnden Anpassungsfähigkeit an die Fahrwiderstände eine engere Stufung und Vielzahl, die im Idealfall nur durch ein stufenloses Getriebe verwirklicht werden könnte. Um die Vorteile und Auswirkungen einer solchen Kraftübertragung mit der heute üblichen Getriebestufung, mit Füllungsregelung vergleichen zu können, sei ein stufenloses Getriebe mit gleichem Wirkungsgrad angenommen. Dem Vergleich liegen die im Bild 3 dargestellten, auf dem Bremsstand gemessenen Leistungs- und Verbrauchswerte eines 1,7 l Motors zugrunde. Im linken Feld ist die Vollastleistung nebst Kurven gleichen spezifischen Verbrauchs für Teillast ersichtlich. Im rechten Feld ist der spezifische Verbrauch in eine für die weitere Berechnung geeignete Form umgezeichnet. Dabei wurde die Drehzahl als Parameter gewählt. Zwischen Drehzahl  $n$  (U/min) und Fahrgeschwindigkeit  $v$  (km/h) besteht die Beziehung

$$0,12 \frac{R n}{U} \quad . \quad n = v \quad \text{oder} \quad \frac{6 n}{s} = v$$

$R$  = Reifenradius m

$U$  = Übersetzung  $U > 1$

$s = \frac{100 U}{2 R \pi}$  Schnelläufigkeit  
d.i. die Anzahl  
der Motorumdrehungen je 100 m  
Weg

Sie gestattet aus Bild 2 die Ermittlung des Leistungsbedarfs und aus Bild 3 die Bestimmung des zugehörigen Kraftstoffverbrauchs. Der Wegverbrauch  $B_{100}$  ist dann:

$$B_{100} = 100 \cdot \frac{b \cdot N}{V \gamma} \quad B_{100} = \text{Kraftstromverbrauch} \quad \frac{1}{100} \text{ km}$$

$b$  = Spez. Verbrauch kg/PSH  
 $N$  = Leistung PS

Die Kurve des Kraftstoffverbrauchs  $B_{100}$  ist im Bild 4 für den IV. Gang mit  $B_{IV}$  bezeichnet. Der Verbrauch gilt jeweils nur für die Geschwindigkeit, über welcher er aufgetragen ist und solange diese auf ebener Fahrbahn unverändert beibehalten wird. Jeder Geschwindigkeit entspricht dabei eine proportionale Drehzahl und eine veränderte Motorbelastung. Bei etwa 54 km/h erreicht der Verbrauch  $B_{IV}$  seinen niedrigsten Wert mit 9 l/100 km. Auffallend ist, dass er über einen größeren Geschwindigkeitsbereich nahezu konstant bleibt und bei niedriger Geschwindigkeit anwächst. Das rührt daher, dass der spezifische Verbrauch im Bereich kleiner Motorleistungen stärker steigt als der Leistungsbedarf abnimmt. Der durchschnittlich bei allen Fahrzeugen flache Verlauf derartiger Verbrauchskurven erklärt auch, warum Verbrauchsangaben ohne Geschwindigkeitsangabe mit einer gewissen Berechtigung gemacht werden. Für den III. Gang liegen die Verbrauchszahlen entsprechend höher (Kurve  $B_{III}$ ). Bei jeder Fahrgeschwindigkeit im IV. Gang unterhalb der Höchstgeschwindigkeit kann das Fahrzeug durch Vollgasgeben beschleunigt werden. Die Verbrauchswerte steigen dementsprechend und verlaufen während der Beschleunigung auf der Kurve  $B_{IV}$ . Im mittleren Geschwindigkeitsbereich wird der Kraftstoffverbrauch  $B_{100}$  durch Vollgasbeschleunigung etwa verdoppelt. Die bei jeder Geschwindigkeit erreichbaren Beschleunigungen sind in der untenliegenden Kurve  $b_{IV}$  dargestellt. Der Höchstwert beträgt 0,5 m/sek.<sup>2</sup>.

Wird für jede Geschwindigkeit ein passender "Grenzgang" verwendet, dann erreicht der Verbrauch  $B_{100}$  die in der Kurve  $B_G$  dargestellten Werte. Sie liegen für dieses Beispiel zwischen 0 - 10 % niedriger als im IV. Gang. Unterhalb 54 km/h ist der Leistungsbedarf so klein, dass der Motor mit  $n = 650$  U/min. mit Vollast nicht mehr wirtschaftlich arbeitet und der Verbrauch  $B_G$  höher liegt als im IV. Gang. Der Wirkungsgrad einer stufenlosen Kraftübertragung dürfte daher nur um ca. 5 % schlechter sein als der des Zahnradgetriebes, wenn der gleiche Verbrauch erreicht werden soll. Die derzeit übliche Füllungsregelung ergibt dabei im Teillastgebiet noch keineswegs überall die erreichbaren Bestwerte des spezifischen Verbrauchs, worauf noch eingegangen wird. Die stufenlose Kraftübertragung wird mit dem Zahnradgetriebe bezüglich Wirtschaftlichkeit kaum erfolgreich in Wettbewerb treten können.

Die Beschleunigungsfähigkeit im Grenzgang, welcher jeder Geschwindigkeit mit einer anderen Übersetzung angepasst werden muss, fällt auf Null zurück. (Kurve  $b_G$  in der Abszissenachse).

Eine Beschleunigung aus dem kraftstoffsparenden Grenzgang mit einem stufenlosen Idealgetriebe wäre durch augenblicklich einsetzende und dann stetige Veränderung der Übersetzung denkbar, wobei der Motor beispielsweise gleichzeitig mit voller Füllung auf Höchstzahl und Höchstleistung zu bringen wäre. Dann wäre die Beschleunigung  $b_{i1}$ , aber auch der Kraftstoffverbrauch  $B_{i1}$  etwa in gleichem Masse höher als im IV. Gang. Da der IV. Gang



als Beschleunigungsgang in dem PKW dieses Beispiels nur im Geschwindigkeitsbereich von 76 - 108 km/h Anwendung findet, rechtfertigt der geringe Beschleunigungsgewinn durch das stufenlose Idealgetriebe bei gleichzeitiger Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs (schraffierte Flächen!) keinesfalls einen grösseren baulichen Aufwand.

An diesem Beispiel konnte gezeigt werden, dass der Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs, bezogen auf die Wegeinheit oder auf die Einheit der Transportleistung, nicht allein vom Gütegrad des Motors abhängt, sondern auch von der Getriebebestufung, die von der Regelfähigkeit der Fahrgeschwindigkeit bestimmt wird. Aus Motorprüfstandsmessungen kann das Fahrverhalten und der Verbrauch voraus berechnet werden, wobei auch instationäre (beschleunigte oder verzögerte) Fahrzustände erfassbar sind. Wenn die Kennwerte eines Motors vorliegen, werden bei der Planung von Fahrzeuggetrieben solche Rechnungen von Nutzen sein.

Die zweite Frage ist, inwieweit die füllungsregelnden Gemischbildner die Forderung nach Wirtschaftlichkeit im Fahrbetrieb schon erfüllen oder noch verbesserungsfähig sind, wobei schon darauf hingewiesen wurde, dass Fahrzeugmotoren in zunehmendem Masse im Bereich kleinerer Füllungen betrieben werden müssen.

Bei Betrachtung des Motors und Gemischbildners als eine Einheit ist man geneigt, die Betriebskennwerte als dem Motorbaumuster eigentümliche und unabänderliche Grössen hinzunehmen. Diese Betrachtungsweise ist abwegig. Die Gemischbildner von Otto-Motoren haben als vollautomatische Geräte eine starre Charakteristik, die sie dem Motor aufzwingen und die den wirtschaftlichen Grenzbedingungen noch keineswegs in vollkommener Weise Rechnung trägt. Obwohl auf die Notwendigkeit schon mehrfach hingewiesen wurde, die Füllungsregelung durch eine mehrzeitige Gemischregelung zu ergänzen und zu vervollkommen, ist in dieser Hinsicht bedauerlicherweise gerade in Deutschland noch wenig planmässige Arbeit geleistet worden. Es ist noch zu wenig bekannt, welche Grenzbedingungen verschiedenartige Motorbaumuster vertragen, um für die Fortentwicklung der Gemischbildner allgemein gültige Richtlinien geben zu können.

Hier ist der Zweckforschung eine doppelte Aufgabe gestellt:

1. Die Grenzbedingungen wirtschaftlichen Betriebs für verschiedenartige Motorbaumuster festzustellen.
2. Den Gemischbildner unabhängig vom Motor auf einen Prüfstand im stationären und instationären Betrieb auf die Charakteristik hin weiter zu entwickeln, die der Fahrzeugmotor für die beste Kraftstoffnutzung im Schwerpunkt des Fahrbetriebs verlangt.

Die Kraftverkehrs-A.G. Sachsen hat den Anlauf dahinzielender Arbeiten des Instituts unterstützt und Messungen bei einem Büssing GV 6 Omnibus - Motor auf ihrem Prüfstand ermöglicht. 2)

- 1) L. Richter "Regelung des Mischungsverhältnisses der Motoren mit äusserer Gemischbildung", Forschung Nr. 5/1940.
- 2) Das Institut für Kraftfahrwesen dankt an dieser Stelle der Kraftverkehrs-A.G. Sachsen für die weitgehende Unterstützung.

Die Untersuchungen werden im Rahmen des Forschungsprogramms des Reichsverkehrsministeriums fortgeführt, das auch weitere Mittel zur Verfügung stellte.

Der Büssing -6- Zylinder-Motor mit 130 mm Bohrung, 170 mm Hub, 13,5 l Hubraum und einer Verdichtung 1 : 5,1, zylindrischem Brennraum und 2 hängenden Ventilen konnte wahlweise mit Benzin oder Flüssiggas betrieben werden. Die Mischkammer des Pallas-Reglers RT 16 und der Pallas-Vergaser SA 7 waren hintereinander geschaltet.

Zunächst wurde bei einer mittleren Drehzahl die Düsen- und Blendengrösse für die Höchstleistung ermittelt (Bild 5). Die geringere Leistung bei Flüssiggasbetrieb ist durch den niedrigeren Gemischheizwert von 667 Kcal/kg Gemisch gegenüber 697 Kcal/kg bei Benzinbetrieb erklärlich. Die durch Vorwärmung geförderte Verdampfung des Treibgases erniedrigt den auf das Volumen bezogenen Gemischheizwert noch weiter gegenüber Benzin, das infolge der Verdampfungswärme die Ladungswichte erhöht. Kraftstoffkennwerte, sowie Fahrereinstellungen sind aus dem Schaubild ersichtlich. Von den Möglichkeiten, die Leistung mit Flüssiggas zu erhöhen, wurde mit Rücksicht auf den Umschaltbetrieb kein Gebrauch gemacht. Die höhere Oktanzahl für Treibgas -OZ 105 gegenüber OZ 74 - liess eine Erhöhung der Verdichtung zu. Ausserdem beeinträchtigt die Luftdüse des Vergasers die Füllung im Treibgasbetrieb. Eine entsprechend dimensionierte Mischkammer mit eigenem Zutritt für die Brennluft führt zu besseren Füllungsgraden. \*) Auffallend ist der niedrige spezifische Kraftstoffverbrauch bei Flüssiggasbetrieb. Er beträgt bei höchstem Nutzdruck 218 gr/Psh gegenüber 262 gr/Psh bei Benzin.

Mit diesen Einstellungen auf beste Leistung wurden die in Bild 6 dargestellten Leistungskennwerte, Kraftstoffverbräuche und Luftüberschusszahlen gemessen. Als Teilleistung ist jene festliegende Drosselklappenstellung durch den Winkel  $\alpha$  definiert die bei Höchstdrehzahl etwa  $3/4$ ,  $1/2$  und  $1/4$  der Höchstleistung ergibt.

Die Luftüberschusszahlen sind besonders beim Benzinbetrieb sehr stark belastungsabhängig. Das Gemisch wird mit abnehmendem Nutzdruck fetter. So fällt z.B. bei Höchstdrehzahl die Luftüberschusszahl von 0,86 auf 0,61, wenn von Vollast auf  $1/4$  Last zurückgegangen wird, bei Flüssiggasbetrieb und gleichen Lastverhältnissen von 0,93 auf 0,86.

Ein füllungsregelnder Gemischbildner sollte theoretisch ein vom Durchsatz unabhängiges Mischungsverhältnis ergeben. Die Konstanz des Mischungsverhältnisses ist nur dann zu erwarten, wenn sich in der Luftdüse in Höhe der Kraftstoffdüsen volle Kontinuität der Strömung bei allen Drosselstellungen einstellt. Das Regelorgan - Schieber oder Drosselklappe - sitzt aus konstruktiven Gründen aber meist so dicht hinter den Düsen, dass

\*) W. Rixmann "Leistung und Wirtschaftlichkeit gasgetriebener Fahrzeugmotoren" Deutsche Kraftfahrforschung Heft 3.

Die im Kraftstoffdüsen herrschende und dem Verbrauch bestimmende Luftgeschwindigkeit keineswegs bei allen Drosselklappenstellungen dem Mittelwert bzw. der Luftmenge entspricht. Das Mischungsverhältnis ist dann vergaserbaulich bedingt, ohne auf die Eigenheiten des Motors Rücksicht zu nehmen.

Die Abreicherung des Gemisches im Teillastbetrieb wird aus Gründen eines guten Übergangs beim Wechsel von Teil- auf Vollast im Fahrbetrieb nicht ungern gesehen. Ein grosser Anteil des Kraftstoffes bewegt sich im Drosselbetrieb bei niedriger Strömungsgeschwindigkeit im Saugrohr als Flüssigkeitshaut an der Wand entlang fort und zwar mit einer kleineren Geschwindigkeit

als der Gemischstrom \*). Dieser Kraftstoffüberschuss wird keinesfalls restlos an dem Ablauf des Brennvorgangs in gewünschter Weise teilnehmen, stellt aber sozusagen eine Reserve dar, die bei einem plötzlichen Öffnen der Drosselklappe und Erhöhung der Luftgeschwindigkeit ohne Versug mit der gleichseitig anfallenden grösseren Luftmenge in die Zylinder gelangt. Auch dieser Reservezuliebe wird in dem stationären Teillastbereich ein Mehrverbrauch in Kauf genommen, der letztlich auf Unvollkommenheit des Gemischbildners, des Saugrohrs und der Beschleunigereinrichtung zurückzuführen ist.

Die Luftüberschusskurven des Flüssiggasbetriebes lassen erkennen, dass der Regler die Forderung nach Konstanz des Mischungsverhältnisses besser erfüllt als der Vergaser. Die Teillastkurven liegen mit der Vollastkurve dichter beisammen. Der instationäre Mischbildungsvorgang wird bei gleichem Aggregatzustand von Kraftstoff und Luft von der stationären Mischung weniger abweichen. Daher kann auch auf Kraftstoffüberschuss im Teillastgebiet eher verzichtet werden.

Zur Feststellung der Grenzbedingungen des wirtschaftlichen Betriebes, unter denen der Büssing GV-6-Motor aussetzerfrei, kloppfrei und rundläuft, wurden bei einer mittleren Drehzahl Versuchsreihen mit grösseren Luftüberschusszahlen gefahren. Bei unveränderter Düsengrösse im Vergaser wurde das Druckgefälle an der Kraftstoffdüse dadurch verringert, dass die Schwimmerkammer mit Hilfe einer Saugstrahlpumpe unter regelbaren Unterdruck gesetzt wurde. Ebenso konnte die Membrane der Nulldruckstufe des Flüssiggasreglers und damit die abgegebene Kraftstoffmenge beeinflusst werden.

Das Ergebnis ist in Bild 7 dargestellt. Die spezifischen Kraftstoffverbräuche sind oben in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl für verschiedene Drosselklappenstellungen dargestellt, der mittlere Nutzdruck ist aus den unteren Kurvenscharen ersichtlich. Die Kurvenscharen sind begrenzt von einer stark ausgezogenen Linie, welche die Ursprungseinstellung für Bestleistung wiedergibt. Bei stationärem Benzinbetrieb und Vollast ist beispielsweise eine Absenkung des spezifischen Verbrauchs von 255 auf 228 gr/Psh = 11 %, bei 1/4 Lastbetrieb von 348 auf

\* H. List "Verbesserung des Saugrohrs der Gemischverteilung und Vermeidung der Wandniederschläge von flüssigen Kraftstoffen", Vortrag, gehalten auf der Tagung des Arb.-Kreises f. motor. Verbrennung am 4./5. 12. 1942.

265 gr/Psh = 24 % möglich, ohne die Gleichförmigkeit und Laufruhe im geringsten zu beeinträchtigen. Die günstigsten Verbrauchswerte liegen in der Nähe des theoretischen Mischungsverhältnisses  $\lambda = 1$ . Die besten Verbrauchswerte bei Flüssiggas liegen im Gebiet höherer Luftüberschusszahlen, doch sollte  $\lambda = 1,2$  nicht überschritten werden. Ein geregelter Betrieb ist bei höherem Luftüberschuss nicht mehr möglich, auch steigen die Verbrauchswerte an. Die Senkung des Verbrauchs liegt für Vollast bei 10 % (206 gr/Psh auf 185 gr/Psh) und für 1/4 Last bei 15 % (300 gr/Psh auf 253 gr/Psh).

Die abgemagerten Gemische liessen eine niedrigere Zündgeschwindigkeit erwarten, die durch grössere Vorzündung ausgeglichen werden muss. Der Zündverstellautomat wurde deshalb durch eine Handverstellung ersetzt und bei jedem Versuch der beste Zündzeitpunkt aufgesucht.

Die Einstellung auf den besten Zündwert gestaltete sich schwierig, wie auch aus der Streuung der Versuchspunkte im Bild 8 hervorgeht. Die erforderliche Vergrösserung der Vorzündung mit dem Anwachsen der Luftüberschusszahl ist immerhin für alle Laststufen deutlich erkennbar. Ein wirtschaftlich arbeitender Gemischbildner wird daher erst im Verein mit einem füllungs- und drehzahlabhängig-arbeitenden Zündversteller voll zur Wirkung kommen können.

Die spezifischen Kraftstoffverbräuche sind schliesslich in Bild 9 über dem mittleren Nutzdruck aufgetragen. Die stark ausgezogenen Kurven stellen wieder die Ausgangswerte mit der Einstellung auf Bestleistung dar. Betriebspunkte mit gleicher Luftüberschusszahl sind durch die  $\lambda$ -Kurven verbunden, die Drosselstellungen mit 3/4 - 1/4 Last durch gestrichelte Kurven. Das unter den Bestleistungskurven liegende Feld gibt die Einsparungsmöglichkeiten für den Kraftstoff im stationären Betrieb an. Sie sind beim Benzinbetrieb in den niederen Laststufen relativ am grössten, wie aus der Verbreitung des Feldes nach links hervorgeht. Auch eine Spareinstellung, die die Leistungsspitze beschneidet und das ganze Verbrauchsniveau absenkt, vermag an der Tatsache nichts zu ändern, dass sich mit abnehmendem Nutzdruck relativ zu kleine Luftüberschusszahlen und zu hohe Verbrauchswerte einstellen. Der Flüssiggasregler zeigt eine den Grenzbedingungen des Motors wesentlich besser angepasste Charakteristik. Der Abfall des Nutzdrucks mit anwachsender Luftüberschusszahl bei einer festen Drosselklappenstellung bis zu dem Punkt des geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauchs wirkt sich im Fahrbetrieb keinesfalls nachteilig aus. Wird der Nutzdruck unverändert gelassen, dann entspricht jedem Zuwachs der Luftüberschusszahl eine etwas weiter geöffnete Drosselklappe.

Eine Absenkung des Teillastverbrauchs in der Grössenordnung von 10% erscheint in diesem Fall durch Vervollkommnung des Gemischbildners möglich. Der Nutzungsgrad des Kraftstoffs, bezogen auf den Weg oder die Transportleistung, könnte bei wenig ausgelasteter Maschine ohne Veränderung des Motors demnach um etwa 5 % gesteigert werden.

Die Vervollkommnung der Gemischbildner hätte vor allem darin zu bestehen, dass das Mischungsverhältnis unabhängig von

der Gemischzusammensetzung bei Vollast in allen Teillastgebieten in einer geforderten Gesetzmässigkeit beliebig beeinflusst und den Grenzbedingungen eines Motorbaumusters angepasst werden kann. Die vollautomatische Wirkungsweise muss aber erhalten bleiben. Der instationäre, auf die Gesamtfahrzeit bezogene, nur kurzzeitige Gemischbildungsvorgang darf nicht die Regelcharakteristik des Gemischbildners für die Dauerlastzustände abtinschliesslich den wirtschaftlichen Grenzbedingungen des Motors in Schwerpunkt des Dauerbetriebs angepasst werden. Ein Mittel zur Verbesserung des Übergangverhaltens wäre z.B. die Verabgung der Drosselbewegung, die sich in Fahrbetrieb bei Getriebe mit Schalterleichterung kaum nachteilig auswirken könnte. Zur Erzielung rascher Lastwechsel ohne Änderung des Mischungsverhältnisses einerseits und ohne Kraftstoffvergeudung durch Überschussreserven andererseits wäre das Verlegen der Beschleunigerinspritzvorrichtung in die unmittelbare Nähe der Einlassorgane anzustreben.

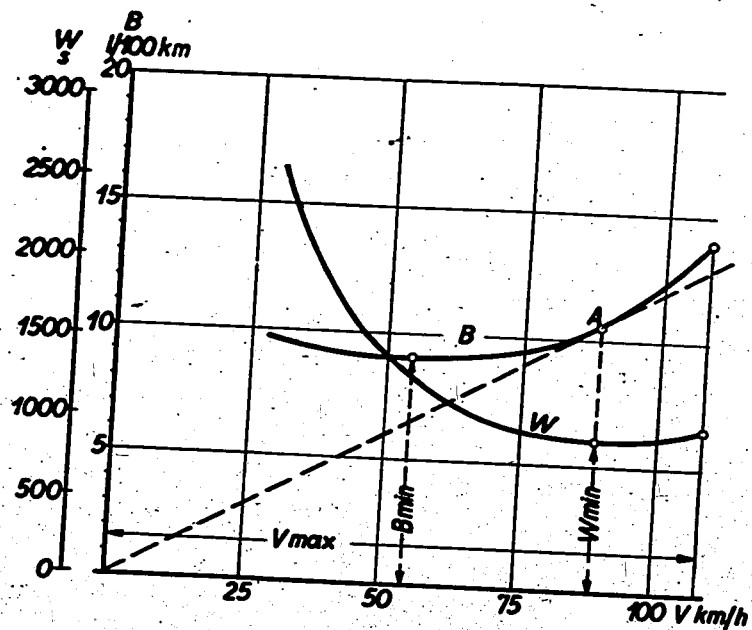


Bild 1  
Kraftstoffverbrauch eines 1,7 l PKW  
B = Verbrauch je Wegeinheit  
W = Verbrauch je Transport-Leistungseinheit

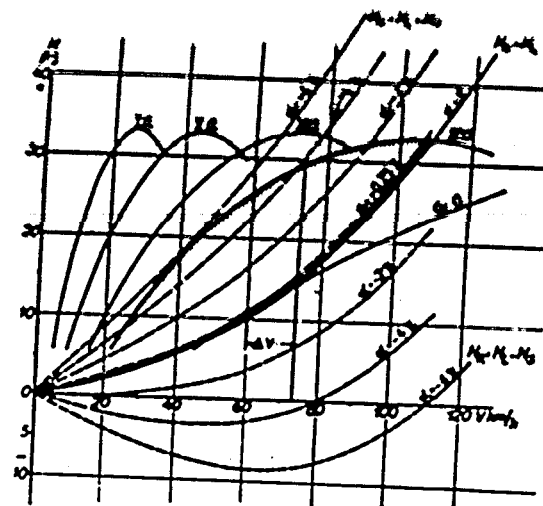


Bild 2  
Fahrleistungs-Schaubild eines 1,7 l PKW IV.G. S=205  
Gr.G. S=100

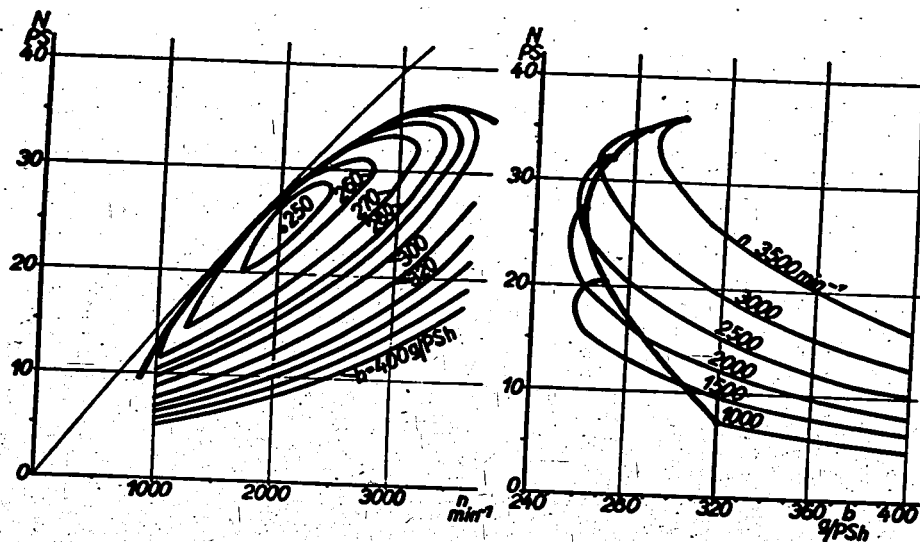


Bild 3  
Spezifischer Kraftstoffverbrauch eines 1,7 l PKW-Motors

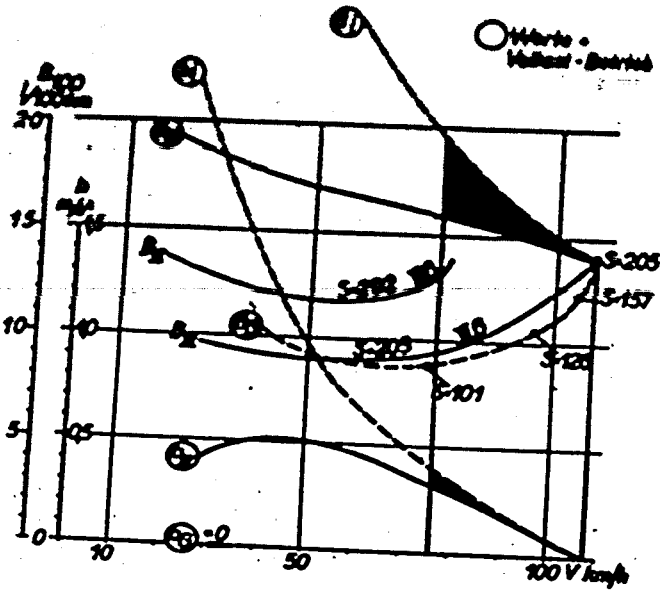
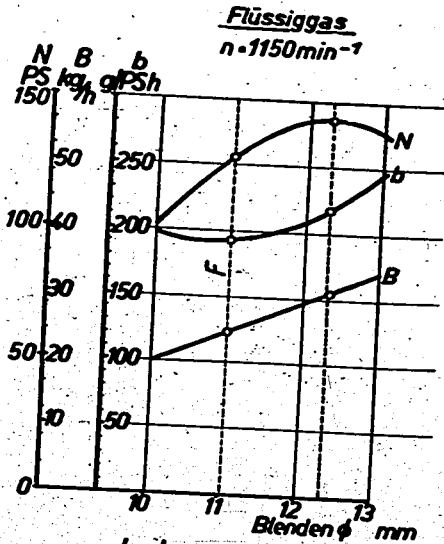
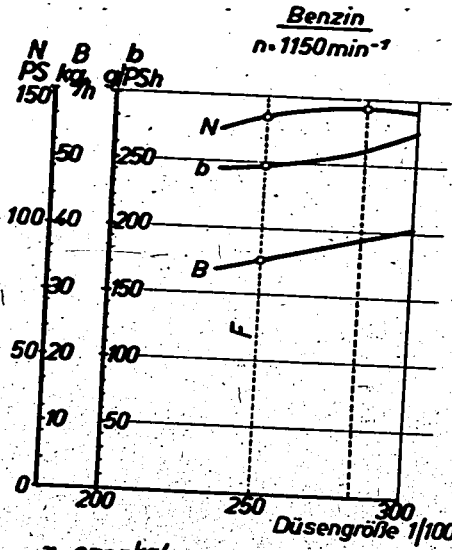


Bild 4 Kraftstoffverbrauch, Schnellläufigkeit und Beschleunigung eines 1,7 l PKW



$\rho = 0.735 \text{ kg/l}$   $c = 81.48\%$   $h = 14.44\%$   $o = 4.08\%$   
F - Fahreinstellung

$H_u = 11050 \text{ kcal/kg}$   $\rho = 2.016 \text{ kg/l}$   $c = 82.11\%$   
 $h = 17.89\%$

Bild 5 Leistung und Kraftstoffverbrauch eines 13,5 l LKW Motors

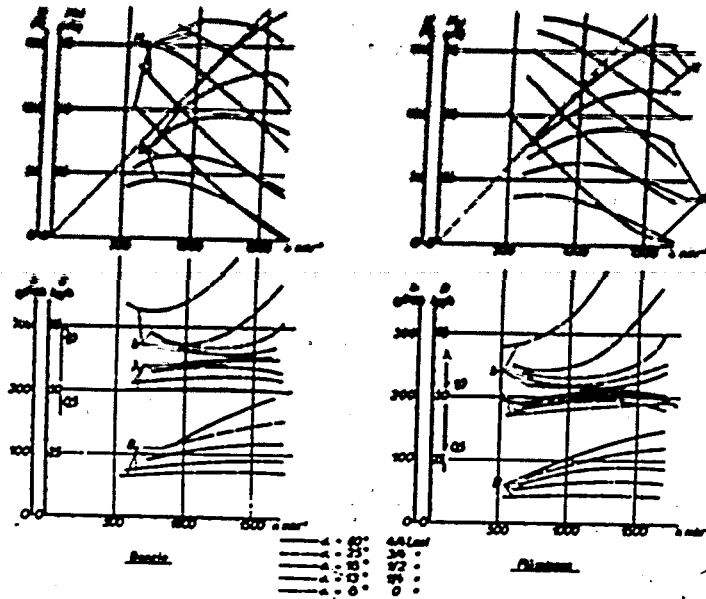


Bild 6 Kennlinien eines 13,5 l LKW Motors

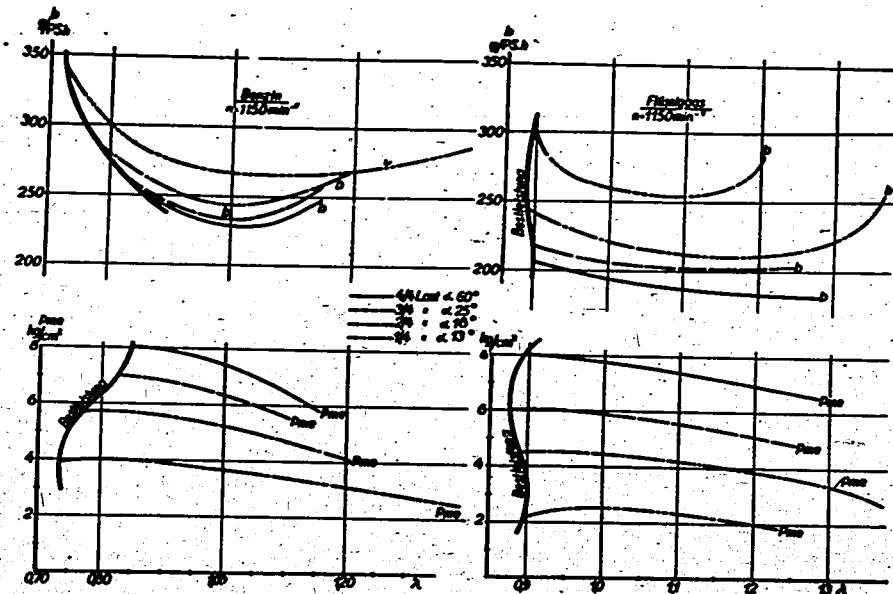


Bild 7 Grenzen der Gemischregelung eines 13,5 l LKW-Motors

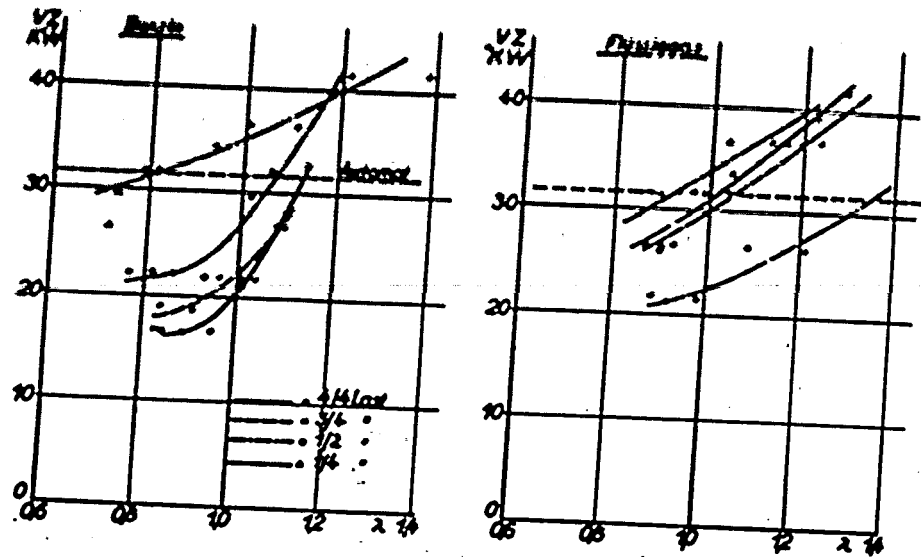


Bild 8  
Vorzündung und Luftüberschusszahl  
13,5 l LKW - Motor,  $n = 1150 \text{ min}^{-1}$

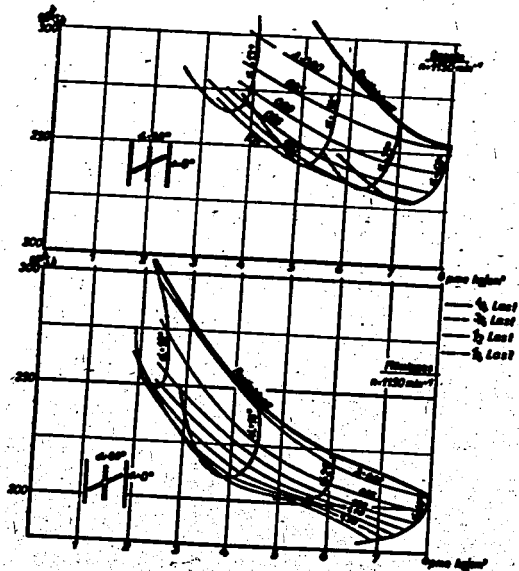


Bild 9  
Grenzen der Gemischregelung eines 13,5 l LKW-Motors

6. Der Einfluss des Luftfilters auf Leistung und Brennstoff-

Verbrauch des Motors

von Dozent Dr.-Ing.habil. U. Schmidt, Berlin,

Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge  
der Technischen Hochschule Berlin.

Der Einfluss des Luftfilters auf Leistung und Brennstoffverbrauch des Motors beruht auf dem im Filter entstehenden Druckabfall. Überlagern sich der Gleichströmung vor dem Vergaser noch starke Druckschwingungen, so können zusätzliche Einflüsse auftreten durch den Schwingungswiderstand des Filters, der frequenzabhängig und komplex ist. Da in den Saugleitungen von Mehrzylinder-Viertaktmotoren der Wechseldruckanteil gegenüber dem Gleichdruck zurücktritt, soll im folgenden nur der Einfluss des statischen Unterdrucks und damit des Strömungswiderstandes der Luftfilter behandelt werden.

Der Druckabfall in irgend einem Leistungsstück ist gegeben durch die Gleichung  $\Delta p = k \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$ , wobei  $k$  ein dem Leistungsstück eigentümlicher Beiwert ist. Setzt man

$$W = \frac{Q}{F} \quad , \quad (Q = \text{Luftmenge})$$

so wird  $\Delta p = \xi \cdot Q^2$ , wobei unter dem neuen Beiwert  $\xi$  alle Konstanten zusammengefasst sind.

Der Strömungswiderstand des Filters kann also definiert werden durch den Widerstand-Beiwert  $\xi = \frac{\Delta p}{Q^2}$ . Dieser Wert

kann sich additiv aus einer Reihe von Einzelwerten zusammensetzen. Bei der Betrachtung der Filter ist es zweckmässig, den Betriebs-Beiwert in einen Teil für den Anfangswiderstand, d.h. für das saubere Filter zu unterteilen, und einen Teil, welcher den durch die im Betrieb auftretende Verschmutzung steigenden Widerstand berücksichtigt. Also

$$\xi_F = \xi_{\text{Anfang}} \cdot (1 + \text{Verschmutzung})$$

Der erste Faktor ist dabei für jedes Filter eine Konstante und hängt von der Bauart ab, während der zweite Teil bei Filtern, deren Luftwege sich im Laufe der Betriebszeit mit dem abgesetzten Staub zusetzen, ganz erheblich wachsen kann. Bei Filtern nach dem Prinzip der Wirbelsenke (Zyklone) ist im allgemeinen der zweite Faktor vernachlässigbar klein, während der Anfangswiderstand bei dieser Bauart beachtliche Werte annimmt. Bei der Betrachtung des Einflusses der Luftfilter auf den Motor wird man also auf diese beiden Teile, sowohl den festen, als auch den im Laufe der Betriebszeit wachsenden, zu achten haben.

Der durch das Luftfilter im Saugrohr auftretende Unterdruck wirkt auf zweierlei Weise auf die Motorleistung und den Brennstoffverbrauch:

1. Durch Verringerung des Ladegewichtes,
2. Durch Anreicherung des Gemisches mit Brennstoff.

Der Einfluss eines Unterdruckes  $\Delta p$  im Saugrohr auf das Ladegewicht ist leicht zu erkennen, wenn man den kleinsten Druck errechnet, der im Zylinder auftreten könnte, wenn der Kolben vom Schluss des Auslassventils bis zum Schluss des Einlassventils niederginge und keine Luft über das Ventil einträte. Ist dieser Druck  $p_{min}$  und der Druck im Saugrohr  $p_s$ , so wird,

wenn man sich das Einlassventil in diesem Augenblick geöffnet denkt, eine Luftmenge einströmen, die proportional  $p_s - p_{min}$  ist. (Da es sich um die Erlangung eines Überblickes handelt, sollen alle mit der Gastemperatur zusammenhängende Einflüsse vernachlässigt werden).

Wenn die indiz. Leistung proportional dem angesaugten Luftgewicht gesetzt wird, so wird auch:

$$N_1 \sim p_s - p_{min}$$

Der Druck im Saugrohr ist:

$$p_s = p_a - \Delta p, \text{ wobei } p_a \text{ den Aussendruck darstellt und } \Delta p \text{ den Unterdruck im Saugrohr.}$$

Dieser setzt sich aus dem Druckabfall im Vergaser und an den Ventilen  $\Delta p_s$  und dem Druckabfall im Filter  $\Delta p_f$  zusammen.

Bezeichnet man mit  $N_{1f}$  die indiz. Motorleistung mit Filter und mit  $N_{10}$  die Leistung ohne Filter, so ist:

$$\frac{N_{1f}}{N_{10}} = \frac{p_a - \Delta p_s - \Delta p_f - p_{min}}{p_a - \Delta p_s - p_{min}} = 1 - \frac{\Delta p_f}{p_a - \Delta p_s - p_{min}}$$

Der Filterverlust ist dann:

$$N_{1vf} = \frac{\Delta p_f}{p_a - \Delta p_s - p_{min}} \cdot 100 \%$$

und der Gesamtverlust durch  $\Delta p_s$  und  $\Delta p_f$

$$N_{1v} = \frac{\Delta p_s + \Delta p_f}{p_a - p_{min}} \cdot 100 \%$$

Der Einfluss einer gegebenen Grösse von  $\Delta p_f$  auf die Motorleistung wird also um so grösser, je höher die übrigen Verluste auf der Ansaugseite und je grösser der Absolutwert von  $p_{min}$  ist.  $p_{min}$  wird durch das Verdichtungs-Verhältnis, die Steuerzeiten, die Lässigkeitsverluste und die Temperaturverhältnisse im Zylinder bestimmt, und zwar wächst es mit dem Kompressions-Verhältnis. Kleine Rückwirkung des Filter-Widerstandes auf die Motorleistung wird also durch hohes Kompressions-Verhältnis, geringe Lässigkeits-Verluste und sorgfältige Aus-

bildung des Ansaugsystems erreicht. Der Wert von  $p_{min}$  kann für ein Kompressions-Verhältnis von  $\epsilon = 5,0$  und normale Motorverhältnisse ungefähr  $= 0,24$  ata gesetzt werden. Dann ist für normalen Aussendruck:

$$N_{1v} = \frac{\Delta p_s + \Delta p_f}{7900} \cdot 100 \%$$

Es besteht also zwischen Druckabfall und Leistungsverlust ein gradliniger Zusammenhang. Diese Verhältnisse wurden am laufenden Motor nachgeprüft. Bei konstanter Drehzahl wurde die Drosselklappe immer weiter geschlossen und dabei der Druck im Saugrohr sowie die Motorleistung gemessen. Dieser Versuch wurde bei drei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. Über der abgegebenen Motorleistung (in % der voll - Leistung) wurde sodann der Unterdruck im Saugrohr aufgetragen. Bild 1 zeigt das Ergebnis. Der Unterdruck im Saugrohr wird selbstverständlich auch bei voll geöffneter Drossel nicht 0, es bleibt der Rest  $\Delta p_s$ .

Die Leistung konnte bis herab auf 12 % der vollen Leistung gemessen werden. Die Eintragung der Messwerte ergab die aus Bild 1 ersichtliche Gerade. Diese wurde bis zur Ordinate und darüber hinaus verlängert. Die mechanischen Verluste wurden im Reibungsversuch ermittelt und als unabhängig von der Motorbelastung angesehen. Sie betragen bei  $n = 2500$  U/min 13 %, bezogen auf die indiz. Leistung, oder 15 % bezogen auf  $N_e$ . Dieser Wert wurde

nach links vom 0 Punkt auf der X-Achse aufgetragen und damit der Koordinaten-Ursprung für  $N_1$  gewonnen. Die neue Ordinate schneidet die verlängerte Messgerade bei dem Druck von  $p_{min} = 0,76$  atü. Damit ergibt sich aus dem Versuch ein  $p_{min} = 0,27$  ata, das bei allen drei Versuchsreihen auftrat und dem überschläglichen gerechneten Wert genügend nahe kommt.

Die Bestimmungsgerade ist durch drei Grössen festgelegt:

1. die Höhe von  $p_{min}$  (in atü)
2. die mech. Verluste (bezogen auf  $N_1$ )
3. Den Saugrohr-Widerstand  $\Delta p_s$ .

Die Gleichung der Geraden lautet:

$$y = (1 - x) \cdot \eta_{mech} \cdot (p_{min} - \Delta p_s) + \Delta p_s$$

wobei  $y = \Delta p = \Delta p_s + \Delta p_f$  und  $(1 - x) =$  Leistungsverlust in Bruchteilen der effektiven Vollenleistung ist. Setzt man die bei dem Versuch ermittelten Werte von  $\eta_{mech}$  und  $p_{min}$  als normal für den üblichen Fahrzeugmotor, so ergibt sich:

$$N_{1v} = \frac{1,15 \cdot \Delta p_f}{7600 - \Delta p_s} \cdot 100 \%$$

In dieser Gleichung wird  $\Delta p_f$  und  $\Delta p_s$  durch die angesaugte Luftmenge und die Widerstandsbeiwerte  $\xi_p$  und  $\xi_s$  bestimmt. Es ist allgemein:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot Q^2$$

$$Q = \frac{V_H \cdot n \cdot \eta_{vol} \cdot 30}{1000} \text{ m}^3/\text{h.}$$

Setzt man für  $\eta$  den mittleren Wert von 75 % als gültig ein, so ergibt sich:

$$\eta = \frac{\xi_p}{\left(\frac{2600}{n \cdot v_M}\right)^2 - 0,67 \cdot \xi_p} \cdot 100 \%$$

Die Werte von  $\xi_p$  und  $\xi_s$  sind unabhängig vom Motor zu ermitteln. Damit ist eine Näherungsgleichung gewonnen, mit der man bei Kenntnis dieser Werte den durch das Filter verursachten Leistungsverlust rechnerisch ermitteln kann. Bei dem in Bild 1 gebrachten Beispiel ist bei  $n = 2500$  U/min der Unterdruck im Saugrohr 700 mm WS. Der Druckverlust normaler Filter ist hier ungefähr 250 mm WS. Damit ergibt sich ein Leistungsverlust von 4 %. Es kommen jedoch bei verschmutzbaren Filtern wesentlich höhere Widerstände vor. Für 600 mm WS Druckverlust liegt der Leistungsverlust nach Bild 1 schon bei 10 %! (Die Widerstandsbeiwerte sind vergleichsweise: für das Saugrohr  $\xi_s = 0,0118$ , und für die Filter  $\xi_{F1} = 0,0214$  und  $\xi_{F2} = 0,0658$ .)

Ausser auf das angesaugte Luftgewicht wirkt das Filter auf das vom Vergaser gelieferte Mischungsverhältnis Luft: Brennstoff. Der für das Hindurchtreiben einer Brennstoffmenge B an einer Düse erforderliche Unterdruck ist in erster Näherung gegeben durch

$$\Delta p_B = \xi_B \cdot B^2$$

wobei  $\xi_B$  ein für die Düse zu ermittelnder Proportionalitätsfaktor ist. Andererseits ist der Unterdruck an der Düse durch die durch den Vergaser strömende Luftmenge gegeben zu  $\Delta p_B = \xi_L \cdot Q^2$ . Der Proportionalitätsfaktor  $\xi_L$  setzt sich dabei aus zwei Werten zusammen: der eine,  $\xi_{Tr}$ , ist durch Saugrohr- und Trichter-Durchmesser gegeben, der andere,  $\xi_F$ , wird durch die vor dem Vergaser liegenden Strömungswiderstände, die in der Hauptsache vom Luftfilter herrühren, bestimmt. Es ist

$$\xi_L = \xi_{Tr} + \xi_F$$

Also:

$$\xi_B \cdot B^2 = (\xi_{Tr} + \xi_F) \cdot Q^2$$

Damit ergibt sich ein Mischungsverhältnis:

$$\frac{Q}{B} = \sqrt{\frac{\xi_B}{\xi_{Tr} + \xi_F}} = \sqrt{\frac{\xi_B}{\xi_{Tr}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\xi_F}{\xi_{Tr}}}}$$

Soll demnach der Einfluss einer Änderung des Filterwiderstandes auf das Mischungsverhältnis klein gehalten werden, so muss  $\xi_{Tr}$  gross gewählt werden, d.h. es muss ein möglichst kleiner

Trichter benutzt werden.

Diese Forderung steht aber im Widerspruch zu der Forderung nach einem geringen Saugrohrwiderstand zur Erzielung kleiner Leistungsverluste. Man wird deshalb bei Filtern, bei welchen man den Vergaser wegen des wachsenden Verschmutzungswiderstandes nicht dem Filterwiderstand anpassen kann, mit kleinen Trichtern arbeiten und unter Verzicht auf einen Teil der Leistung den Einfluss auf das Mischungsverhältnis möglichst klein halten. Bei Filtern mit konstantem Widerstand (Zyklonen) kann dagegen der Vergaser dem Filterwiderstand angepasst werden und mit einem Trichter gearbeitet werden, der so gross ist, wie es das Übergangs-Verhalten der Maschine noch gerade zulässt. Da die Anfangs-Widerstände dieser Filter schon beträchtlich hoch liegen, ist die Beachtung dieser Überlegung zur Verringerung des Leistungsverlustes wichtig.

Die Änderung des Mischungsverhältnisses unter dem Einfluss des Filterwiderstandes kann auf Leistung und Brennstoffverbrauch ganz verschiedene Wirkung haben. Um die Grösse dieses Einflusses zu erkennen, ist in Bild 2 aus der oben abgeleiteten Formel die Wirkung eine Änderung der Grösse  $\xi_F/\xi_{Tr}$  auf das Mischungsverhältnis eingetragen. Ferner ist der Bereich eingetragen, in dem sich bei normalen Filtern  $\xi_F/\xi_{Tr}$  ändern kann, sowie ein Extremwert hierfür. Das Bild 2 zeigt, dass damit An- und Abfälle von 27 % Änderung vorkommen können. Der Einfluss dieser Änderung auf Leistung und Verbrauch geht aus Bild 3 und 4 hervor. Die Bilder zeigen im oberen Teil Leistung und Verbrauch über dem Mischungsverhältnis bei einem Versuchsmotor. Im unteren Teil ist der Zusammenhang zwischen den Widerstands-Beiwerten und dem Mischungsverhältnis eingetragen.

Die Verhältnisse sind in Bild 3 so gewählt, dass sich bei sauberem Filter das theor. Mischungsverhältnis einstellt. Man erkennt, dass mit wachsender Verschmutzung des Filters die Motorleistung ansteigt! Damit Hand in Hand geht allerdings eine beträchtliche Zunahme des Brennstoffverbrauchs. Sogar bei einer extrem hohen Verschmutzung ist die Motorleistung immer noch grösser als bei sauberem Filter. Der Brennstoffverbrauch ist jedoch um 80 gr/PS h gestiegen. Da dem Fahrer die Verschmutzung des Filters nicht als Leistungsabfall bemerkbar wird, wird er auch nicht auf den Gedanken kommen, das Filter zu reinigen, sodass starke Brennstoffverluste die Folge sind.

Ähnliche Verhältnisse treten auf, wenn das Mischungsverhältnis bei sauberem Filter schon etwas reicher eingestellt ist. Bild 4 zeigt die Verhältnisse für  $\lambda = 0,888$ . Hier macht sich ein Verschmutzen des Filters für den Fahrer anfangs überhaupt nicht bemerkbar. Dabei kann der spez. Verbrauch schon um 45 gr/PS h gestiegen sein. Erst bei weiterer Verschmutzung tritt ein Leistungsabfall auf, sodass die Möglichkeit hier gegeben ist, dass ein guter Fahrer aufmerksam wird. Die oft geübte Methode, das Filter erst zu reinigen, wenn ein Leistungsabfall des Motors eintritt, ergibt auf jeden Fall eine starke Erhöhung des mittl. Brennstoffverbrauchs.

Die angestellten Überlegungen und Versuche haben gezeigt, dass bei Filtern mit veränderlichem Widerstand der Durchmesser des Lufttrichters im Vergaser möglichst klein gehalten werden sollte. Der Einfluss des Filters auf das Mischungs-Verhältnis lässt sich ebenso wie der Leistungsverlust rechnerisch erfassen. Dieser ist direkt proportional dem Filterwiderstand. Er wird klein gehalten durch sorgfältige Durchbildung des Ansaugsystems des Motors, sowie durch kleine Lössigkeiteverluste und hohes Kompressionsverhältnis.

Der in Amerika gemachte Vorschlag, die Filter am Motor zu untersuchen, ist unswissenschaftlich, da sich hier die verschiedenen Einflüsse so vielfältig überdecken können, dass zum mindesten nicht in allen Fällen klare und übertragbare Ergebnisse zu erwarten sind. Richtiger dürfte die Prüfung am Saugluft-Prüfstand sein. Die Resultate lassen sich dann in der soeben angegebenen Weise verwerten.

Die Empfindlichkeit des Vergasers für den Filterwiderstand legt die Erwägung nahe, diesen zu normen, damit bei gegebener Vergaser-Einstellung und Auswechslung des Filters keine unzulässig hohe Änderung des Mischungsverhältnisses eintritt. Bei dieser Normung wären grundsätzlich nicht nur die Filterveränderlichen Widerstandes, sondern in gleicher Weise die Wirbel-senken (Zyklone) zu erfassen. Als kennzeichnend für den Filterwiderstand wird der Widerstands-Beiwert  $\zeta_p$  empfohlen. Wegen des Vergleichs des Filterwiderstandes mit dem Widerstand des Trichters liegt auch der Gedanke nahe, den Filterwiderstand durch den Durchmesser einer Ersatzöffnung gleichen Widerstandes zu kennzeichnen. Dieser Wert hätte den Vorteil grosser Anschaulichkeit. Da der Durchmesser dieser Ersatzöffnung sich jedoch aus der 4. Wurzel der Bestimmungsgrössen errechnet, wird er ungenau und weist für grosse Widerstandsunterschiede nur geringe Differenzen auf.

Im anschliessenden Erfahrungsaustausch wurde besonders auf die Schwierigkeiten der Staubabscheidung beim Einsatz von Fahrzeugen an der Ostfront bei Stauben mit einem grossen Anteil von weniger als  $1\mu$  Korngrösse hingewiesen, bei denen Ölbenetzte Filter versagen, Zentrifugalfilter aber in niederen Lastbereichen nicht mehr genügend wirksam sind. Zyklonfilter scheiden wegen der pulsierenden Luftströmung für Einzylinder-Schleppermotoren aus. Ihre Empfindlichkeit gegen Beschleunigungsvorgänge, bei denen der Staub vom Filter wieder abgegeben wird, kann dadurch beseitigt werden, dass der Staub so im Filter abgelagert wird, dass er auch von keiner Sekundärströmung mehr erfasst werden kann.

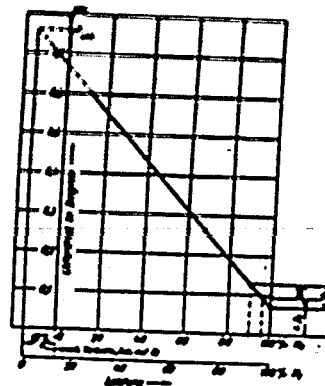


Bild 1  
Zusammenhang zwischen Unterdruck im Saugrohr und Leistung Adler-Trumpf,  $V_H = 1,7 l$ ,  $n = 2500 U/min$

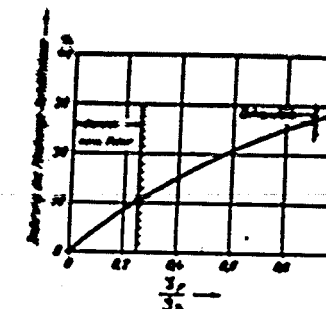


Bild 2  
Einfluss der Änderung des Filterwiderstandes auf das Mischungs-Verhältnis Adler-Trumpf,  $V_H = 1,7 l$ ,  $n = 2500 U/min$

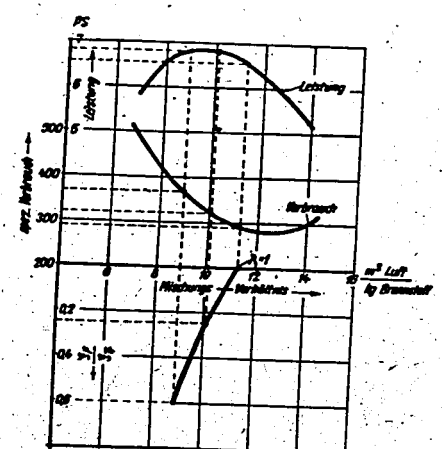


Bild 3  
Einfluss der Filter-Verschmutzung auf Leistung und Verbrauch [für sauberes Filter  $\lambda = 1$ ]

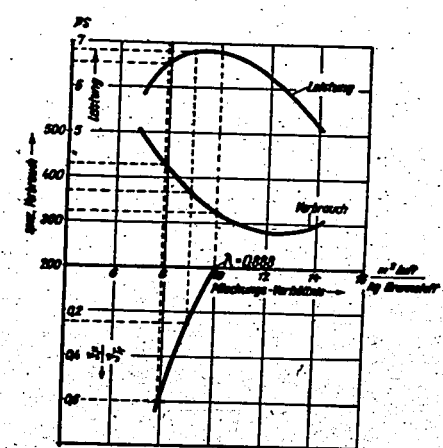


Bild 4  
Einfluss der Filter-Verschmutzung auf Leistung und Verbrauch [ $\lambda = 0,888$ ]



## 7. Die Thermodynamik zusammengesetzter Verbrennungsmotoren

von Dr.-Ing.habil. F. D r e y h a u p t, Dresden.

Institut für Kolbenmaschinen  
an der Technischen Hochschule Dresden

### 1. Aufgabenstellung.

In den letzten Monaten sind neuartige Verbrennungsmotoren bekannt geworden [1]<sup>1)</sup> bei denen der Kolbenzylinder durch einen Verdichter (Lader) auf 2 bis 6 ata Zylinderanfangsdruck aufgeladen wird. Gleichzeitig wird das Verdichtungsverhältnis  $\lambda$  & im Zylinder so weit vermindert, dass auch nur normale Verdichtungs- enddrücke und - Temperaturen erreicht werden. Die dann noch sehr hochgespannten Zylinderabgase werden durch eine nachgeschaltete Turbine weiter ausgenutzt. Diese Motoren erschliessen ein neues Gebiet der Gestaltung von Verbrennungsmotoren.

Damit sich unzweckmässige Bezeichnungen und Begriffsbestimmungen, die später nur unter grössten Schwierigkeiten und oft überhaupt nicht mehr berichtet werden können, gar nicht erst einbürgern, und weil anders eine exakte theoretische Behandlung nicht möglich wäre, ist es bei Beginn der Erschliessung neuer technischer Gebiete in jedem Falle erforderlich, eine grundsätzliche kritische Betrachtung der in Mitleidenschaft gezogenen Bezeichnungen und Begriffe vorzunehmen und diese den neuen Erfordernissen systematisch anzupassen. Hinsichtlich der Thermodynamik der Verbrennungsmotoren soll dies im ersten Teil dieses Vortrages geschehen. Nach anschliessender Erläuterung neuer theoretischer Hilfsmittel werden dann die Wege zur grundlegenden thermodynamischen Erfassung und Durchdringung des gesamten erweiterten Verbrennungsmotorengebietes aufgezeigt werden.

### I. Begriffe und Formelzeichen.

#### 2. Einteilung der Verbrennungsmotoren.

In den erwähnten Motoren mit hoch aufgeladenem Zylinder dient die Turbine nicht mehr nur dem Antrieb eines Hilfs-Aggregates mit verhältnismässig geringem Leistungsbedarf (niedrig verdichtender Lader), sondern sie trägt unmittelbar einen beträchtlichen Teil, evtl. sogar den Hauptteil der Nutz-Arbeits-erzeugung. Bei 6 ata Zylinderanfangsdruck wird sogar die vom Kolbenzylinder erzeugte Leistung schon so klein, dass der Zylinder (bei Vollastbetrieb) nur gerade noch den gestiegenen Antriebsbedarf des Verdichters zu decken vermag, so dass - wenn man will - schon in diesem Falle die Turbine zur alleinigen Nutzarbeits-Erzeugerin geworden ist. Steigert man die Zylinder- aufladung noch weiter, so wird im Grenzfall der Kolbenzylinder auf den vollen Verdichtungsdruck aufgeladen, sein Kolbenhub

1) Die Zahlen in [ ] verweisen auf das Schrifttumsverzeichnis am Schluss.

wird zu Null und sein Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 1$ . Die Turbine ist damit alleiniger Arbeitserzeuger überhaupt und der Zylinder nur intermittierend arbeitenden Hochdruckbrennkammer geworden [1]. Der so erreichte lückenlose Übergang vom reinen Kolben-Verbrennungsmotor zur reinen Verbrennungsturbine (bisherige Bezeichnung) ist offensichtlich.

Es liegt auf der Hand, dass man die Turbine unter diesen Umständen und mindestens auch schon bei der gesamten höheren Aufladung des Zylinders nicht mehr als "Abgasturbine" und den Zylindersatz allein als "Motor" bezeichnen kann; vielmehr macht sich hier eine kritische Betrachtung des Begriffes "Motor" überhaupt und "Verbrennungsmotor" im besonderen erforderlich.

Sprachlich ist "Motor" ein Erzeuger mechanischer Bewegung, also jede Maschine, die andere Energieformen vorwiegend in mechanische Energie umsetzt. Technisch erfordert der Begriff "Motor" noch den konstruktiven Zusammenbau aller zu dieser Umsetzung wichtigen Teile zu einer baulichen Einheit; ohne diesen konstruktiven Zusammenbau spricht man besser von einer "Kraftanlage".

Ich bin daher zu dem Vorschlag gekommen, unter "Verbrennungsmotor" künftig stets ausschliesslich das Gesamt-Aggregat zu verstehen.

Sobald sich der Verbrennungsmotor aus mehreren besonderen Teilen zusammensetzt, würde er als "zusammengesetzter Verbrennungsmotor" zu bezeichnen sein, dessen einzelne thermodynamisch wichtige "Motorteile" dann z.B. Gemischbildung, Verdichter (Lader), Zylindersatz (auch Kolbenzylindern), Turbine, sowie Zusammenfassung von mehreren Kolbenzylindern, Turbine, sowie Aufnehmer, Kühler, Strahldüse, usw. sein würden. Unter die zusammengesetzten Motoren fallen demnach auch schon die heutigen niedrig aufgeladenen Flugmotoren. Sofern ein Motor nur aus Gemischbildung und Zylindersatz besteht (also der heutige übliche ortsfeste und Kraftfahrzeugmotor) soll für diesen die Bezeichnung "einfacher Kolben-Verbrennungsmotor", und sofern er nur aus Gemischbildung, Lader, Brennkammer und Turbine besteht die Bezeichnung "einfacher Kreisrad-Verbrennungsmotor" gelten. Die heutige Bezeichnung "Gas- oder Verbrennungsturbine" bleibt daneben als Sammelbegriff für alle reinen Kreisrad-Verbrennungsmotoren einschliesslich deren Spezialformen (z.B. nasse Gas-Turbine) bestehen, Bild 1.

Dass diese Art der Begriffsfestlegung, d.h. die Zusammenfassung aller Teile unter dem Begriff "Motor" richtig ist, wird sich bei der Behandlung der Thermodynamik derartiger zusammengesetzter Motoren noch deutlich zeigen.

Die Gewohnheit bei dem Begriff "Verbrennungsmotor" vorzüglich allein an den Kolbenzylindersatz zu denken, ist lediglich in der historischen Entwicklung des Verbrennungsmotorenbaues begründet; es ist jetzt an der Zeit zu verhindern, dass der Begriff "Motor" auch in zusammengesetzten Motoren nur auf den Kolbenzylindersatz allein angewendet wird, denn das führt zu erheblichen grundsätzlichen Irrtümern in der Ausdeutung

wichtiger technischer Kenngrössen im Motor 2)

### 2. Schreibweise der Formelzeichen, Motorteilindex.

Aus diesen Begriffsfestsetzungen folgt sogleich eine neue sehr zweckmässige Schreibweise der Formelgrössen bei der rechnerischen Behandlung zusammengesetzter Verbrennungsmotoren

Es ist zweckmässig, den einzelnen Motorteilen, die den thermodynamischen Weg der Arbeitsgase bilden, einheitlich bestimmte lateinische Grossbuchstaben zuzuschreiben,

- G für die Gemischbildung,
- L für den Lader oder Verdichter,
- A für Aufnehmer,
- Z für den Zylindersatz,
- D für Aufnehmer mit besonderer Drosselaufgabe,
- T für die Turbine,
- H für besondere Heizaggregate,
- K für besondere Kühler,
- S für Strahldüsen.

Weitere Zeichen können von Fall zu Fall festgelegt werden. Ist z.B. die Turbine nochmals in eine Mitteldruck- und eine Niederdruckturbine unterteilt, so wird man

- TM für die Mitteldruckturbine,
- TN für die Niederdruckturbine

setzen usw.

M steht stets für den Gesamtmotor.

Diese Grossbuchstaben werden den betreffenden Formelzeichen als vorn tiefgestellte Indizes beigelegt, wie es z.B. bei den in Bild 11 beschriebenen Wirkungsgraden und auch sonst überall in Text und Bildern dieses Vortrags durchgeführt ist.

Eine solche Schreibweise erweist sich als äusserst zweckmässig, denn man kann für entsprechende Begriffe bei den einzelnen Motorteilen und beim Gesamtmotor bis auf diesen vorderen Index gleichartige Zeichen verwenden, deren wesentliches Schriftbild daher gleichbleibend ist und dadurch das Arbeiten wesentlich erleichtert, z.B.  $\eta_i$  oder  $\eta_i$  für alle indizierten Wirkungsgrade,  $\eta_g$  für alle Gütegrade,  $L_i$  für alle indizierten Arbeiten usw. Würde man den Motorteilindex zugleich mit den übrigen Indizes hinten an das Hauptzeichen stellen, so würde das Schriftbild beim Übergang von einem auf einen anderen Motorteil beeinträchtigt und ausserdem im Ganzen unübersichtlich werden.

Man kann auch mehrere Formelzeichen und ganze Formelteile in Klammern zusammenfassen und den Motorteilindex an der

2) Vgl. hierzu die Ausführungen über den mittleren indizierten und effektiven Kolbendruck  $p_i$  bzw.  $p_e$  in Ziff. 19 dieses Vortrages.

vorderen Klammer tiefstellen, vgl. hierzu s.B. Bild 15 Formel (3) und Bild 14 und 16.

Vor allem aber kann man den vorn stehenden Motorteilindex ohne Beeinträchtigung des kennzeichnenden Schriftbildes der einzelnen Formelzeichen weglassen. Das ist bei Teil- oder Zwischenrechnungen, die sich nur auf einen bestimmten Motorteil oder nur auf den Gesamtmotor beziehen, besonders vorteilhaft. Fehlt bei Rechnungen an zusammengesetzten Verbrennungsmotoren irgendwo der vordere Index, dann ist im Text oder in der Kapitelüberschrift zu ersehen, auf welchen Motorteil sich die betreffende Rechnung bezieht.

#### 4. Mechanische Arbeit $L$ und fühlbare Wärme $Q$ .

Eine weitere wichtige Voraussetzung für die thermodynamische Behandlung zusammengesetzter Verbrennungsmotoren ist die einheitliche Festlegung der Bedeutung grundsätzlicher thermodynamischer Formelzeichen.

In der allgemeinen Thermodynamik wird das Zeichen  $+L$  für die vom Arbeitsgas erzeugte (abgegebene) mechanische Arbeit, das Zeichen  $+Q$  für die dem Arbeitsgas zugeführte fühlbare Wärme gesetzt. Die Kraftmaschinenliteratur (Kolbenkraftmaschinen, Turbinen) setzt im Gegensatz dazu vielfach  $+Q$  für die vom Gas abgeführte fühlbare (Kühlwasser-)Wärme. Bei Verdichtern (Ladern) wird wiederum vielfach  $+L$  für die aufgewendete (dem Arbeitsgas zugeführte) mechanische Arbeit gesetzt. Diese verschiedenartige Bezeichnung entspricht zwar der Anschaulichkeit, macht aber eine einheitliche und zusammenfassende Behandlung aller Teile zusammengesetzter Verbrennungsmotoren unmöglich. Ich bin daher zu folgendem Vorschlag gekommen:

In Übereinstimmung mit der allgemeinen Thermodynamik bleiben die Zeichen  $+L$  für die vom Arbeitsstoff abgegebene mechanische Arbeit und  $+Q$  für die dem Arbeitsstoff zugeführte fühlbare Wärme bestehen. Sofern es erforderlich ist, die dem Arbeitsstoff zugeführte mechanische Arbeit oder die vom Arbeitsstoff abgegebene fühlbare Wärme als positive Größen einzusetzen, werden diese durch die gestrichenen Zeichen  $+L$  bzw.  $+Q$  gekennzeichnet, Bild 2.

Damit lassen sich alle Energievorgänge grundsätzlich und einheitlich von der Seite des Arbeitsgases aus betrachten und es lassen sich z.B. die Energiebilanzen der Wärme- und Arbeitsmaschinen gleichermassen anschaulich darstellen, Bild 3.

#### 5. Das mechanische (-technische) Potential $M$ .

In den Formeln von Bild 3 ist eine neue Grösse  $M$  [Dimension  $mkg$ ] bzw.  $A.M.$  [Dimension  $kcal$ ] verwendet. Diese Grösse, die als "mechanisches (-technisches) Potential" bezeichnet werden soll, stellt einen weiteren Schritt zur anschaulichen Darstellung der thermodynamischen Vorgänge in Wärme-Kraft- und Arbeitsmaschinen dar:

Grösse für die Arbeitserzeugung aller Wärme-Kraft-Maschinen ist diejenige technische Arbeit  $L_t$ , die bei einem gegebenen Anfangszustand  $\nu$  der in einer allgemeinen Umgebung  $O$  befindlichen Arbeitsstoffe aus diesen gewonnen werden kann, wenn die Arbeitsstoffe auf thermodynamisch vollkommen umkehrbarem Wege in den Zustand Null übergeführt werden; also die maximale technische Arbeit  $L_{tmax}$ , Bild 4. Das mechanische technische Potential  $M$  ist im Gegensatz dazu diejenige mechanische Arbeit, die aufgewendet werden müsste, um die Arbeitsstoffe aus dem Umgebungszustand  $O$  auf vollkommen umkehrbarem Wege in den Zustand  $\nu$  zu bringen. Formelmässig ist  $M$  also mit  $L_{tmax}$  völlig identisch, Bild 4, obwohl begrifflich  $M$  das umgekehrte Vorzeichen von  $L_{tmax}$  hat. Es wirkt sich hier eben die Tatsache aus, dass  $L$  in positivem Sinne nicht das Arbeitsgas, sondern die äussere Nutzenerzeugung in der Umgebung betrachtet, während  $M$  dem Arbeitsgas selbst begrifflich positiv zugeordnet ist.

Aus der grundsätzlichen Definition der beiden Begriffe ergibt sich weiter, dass begrifflich exakt bei einer Zustandsänderung  $1 \rightarrow 2$  des Arbeitsgases nur von dem Unterschied  $(L_{tmax2} - L_{tmax1})$  gesprochen werden kann, den die aus den Anfangszuständen 1 und 2 gewinnbaren maximalen Arbeiten haben, während von einer Änderung  $\Delta M_{12}$  oder auch einfach  $M_{12}$  des mechanischen Potentials des Arbeitsgases stets unmittelbar gesprochen werden darf. Die formelmässige Vereinfachung ist ohne weiteres ersichtlich, Bild 4.

#### II. M-S- und $M_E$ - S - Diagramm.

#### 6. Das allgemeine M-S-Diagramm.

Das mechanische Potential  $M$  gestattet nun eine sehr anschauliche diagrammatische Darstellung aller mit der Umsetzung mechanischer Arbeit verbundenen thermodynamischen Vorgänge:

Aus der Formel für  $M_\nu$ , Bild 4, ist ersichtlich, dass seine Grösse sich von der Differenz der Enthalpien  $(J_\nu - J_0)$  des Arbeitsstoffes bei gegebenem Umgebungszustand nur durch die Grösse  $T_0 \cdot (S_\nu - S_0)$  unterscheidet. Im  $J$ -S-Diagramm lassen sich daher Linien konstanten mechanischen Potentials  $M$  einzeichnen, die Gerade unter dem Neigungswinkel  $\alpha = T_0$  sind. Die Linie  $M = 0$  geht durch den Umgebungszustandspunkt  $O$ , Bild 5. Mit Hilfe dieser  $M = \text{konstant}$ -Linien lässt sich dann in diesem so entstandenen M-S-Diagramm bei einer beliebigen Zustandsänderung  $1 \rightarrow 2$  des Arbeitsstoffes sowohl die Änderung der Enthalpie  $(J_2 - J_1)$  als auch diejenige des mechanischen Potentials  $(M_2 - M_1)$  und der Potentialverlust  $T_0 \cdot (S_2 - S_1)$

unmittelbar linear abgreifen, Bild 5. Da diese Größen nach Bild 3 ausserdem in direktem Zusammenhang mit der von der wirklichen Maschine tatsächlich erzeugten bzw. verbrauchten mechanischen Arbeit  $L_1$  bzw.  $A_1$  und mit den Strömungs-, turbulenz- und Lageenergieänderungen der Arbeitsstoffe stehen, so lassen sich auch diese der wirklichen Maschine zugeordneten Größen in das M-S-Diagramm einzeichnen, Bild 6. Damit hat man im M-S-Diagramm mit dem Massstab abmessbar - also ohne Rechnung - alle der verlustlos gedachten und der wirklichen Maschine zugehörigen thermodynamischen Energiegrößen sofort und übersichtlich zusammen. Auch die Veränderungen dieser Größen bei einer Verlegung der Punkte 1 und 2 lassen sich sofort übersehen.

### 7. Der zusammengesetzte Verbrennungsmotor im M-S-Diagramm.

Der Verlauf aller dieser Größen in einer komplizierten Hintereinanderschaltung verschiedener Maschinenteile, also z.B. in einem zusammengesetzten Verbrennungsmotor, lässt sich im M-S-Diagramm ebenfalls darstellen. In Bild 7 ist das M-S-Diagramm eines zusammengesetzten wirklichen Verbrennungsmotors gezeichnet, der aus Gemischbildung a-b, Verdichter b-c, Aufnahme o-d, Kolbenzylinder d-e-f-g (e = Verbrennungsbeginn, f = Verbrennungsende), Aufnehmer g-h und Turbine h-i besteht. Es bilden sich sowohl für den J - als auch für den M-Verlauf kettenförmig aneinanderhängende Messtrecken. Auch die anderen Energiegrößen der wirklichen Maschine würden solche kettenförmig aneinanderhängende Messtrecken bilden.

Bevor letzteres dargestellt wird, muss jedoch noch darauf hingewiesen werden, dass die bei der Verbrennung freiwerdende chemische Energie E im M-S-Diagramm besonders berücksichtigt werden muss. Diese stellt eine Vermehrung der fühlbaren Wärme im Arbeitsgas und zwar aus vorher im Gasinnern chemisch gebundener Wärme dar und wirkt gleichermaßen wie eine Wärmezufuhr von aussen. In Bild 7 ist sie durch Einfügen der Messtrecke E an der entsprechenden Stelle berücksichtigt.

### 8. Das Potential $M^*$ der Frischgase.

Da nun mit der Verbrennung ausserdem auch noch eine chemische Veränderung des Arbeitsgases verbunden ist, so muss in Bild 7 die  $M = 0$ -Linie durch den Umgebungszustand Null der Verbrennungs-Produkte gezogen werden. Das mechanische Potential  $M$  der unverbrannten Frischgase muss also nicht auf deren eigenen Nullzustand (Umgebungszustand der Frischgase) sondern auf den der Abgase bezogen werden. Um dies zu kennzeichnen, ist dafür  $M^*$  bei den Frischgasen in Bild 7 eingeführt:

$$M^* \text{ Frischgase} = M_{\text{Frischgase}} + (J_{\text{ofrischgase}} - J_{\text{overbrennungs-}})_{\text{gase}}$$

Bild 7 ist also ein  $M^*$ -M-S-Diagramm.

### 9. Das mechanisch-chemische Potential $M_E$ der Frischgase.

für die Durchführung von thermodynamischen Verbrennungs-

motor-Untersuchungen ist aber diese Art der Darstellung mit der nachträglichen, gewissermassen lokalen Einfügung von E und der Einfügung von  $M^*$  für die Frischgase schon recht unanschaulich und es ist zweckmässiger, das M-S-Diagramm von vorn herein entsprechend abzuändern.

Der in Betracht kommende Energieinhalt der Frischgase vor der Verbrennung ist ja nicht nur durch J bzw.  $M^*$  allein gekennzeichnet, sondern auch durch die chemische Energie E, die das Frischgas gegenüber seinen vollkommenen Verbrennungsprodukten schon von Anfang an besitzt. In einem vollkommenen gedachten Verbrennungsmotor kann die chemische Energie E (bei unendlich hoher Verdichtung nämlich) zu vollen 100% in mechanische Arbeit umgesetzt werden. Daher erhöht sich für die Frischgase nicht nur die Enthalpie J (die ein Mass für den in Betracht kommenden Energie-Gehalt des Arbeitsgases ist) sondern auch das mechanische Potential  $M^*$  (das ein Mass für die Erzeugungsmöglichkeit an mechanischer Arbeit im verlustlosen Motor ist) von Anfang an um den Wert von E. Damit entsteht für das Frischgas der neue Begriff des "mechanischen (technischen) chemischen Potentials  $M_E$ ". Es ist

$$M_E = M^* + E.$$

### 10. Das $M_E$ -S-Diagramm für Verbrennungsmotoren.

Trägt man ein  $M_E$ -S-Diagramm für Frischgas zusammen mit einem M-S-Diagramm der Abgase auf, Bild 8, wobei also im linken Teil die p-, T- und v-Linien der Frischgase deren Werten (J + E) und S, im rechten Teil die p-, T- und v-Linien der Verbrennungsgase deren Werten J und S zugeordnet werden und die Linie  $M_E = 0$  für die Frischgase zugleich die Linie  $M = 0$  für die Verbrennungsgase ist und durch den Nullzustand (Umgebungszustand) der Abgase verläuft, während alle übrigen  $M_E$ -Linien der Frischgase mit den entsprechenden M-Linien der Verbrennungsgase ebenfalls zusammenfallen, so entsteht das  $M_E$ -S-Diagramm des Verbrennungsmotors, Bild 8. In diesem Diagramm sind alle thermischen und chemischen Energiegrößen in anschaulicher Darstellung ihres Verlaufs abzumessen.

Es ist zu beachten, dass die Aufstellung solcher  $M_E$ -S-Diagramme keine besonderen Schwierigkeiten bereitet. Zwar werden sie über die chemische Energie E von der Luftzahl  $\lambda$  des Kraftstoff-Luftgemischs und über die Umgebungstemperatur  $T_0$  vom Umgebungszustand abhängig, in dem der Motor arbeitet; es ist daher erforderlich, getrennte Diagramme für eine Reihe von  $\lambda$ -Werten aufzustellen. Die Berücksichtigung der Umgebungstemperatur  $T_0$ , die praktisch nur bei Flugmotoren in Frage kommt, geschieht aber dann in sehr einfacher Weise dadurch, dass sich mit dem Nullpunkt (Umgebungszustandspunkt) lediglich die geraden  $M_E$ - bzw. M-Linien verschieben, ohne dass an den (J+E), J-, S-, p-, T- und v-Linien etwas geändert werden muss. Und zwar verschieben und drehen sich abhängig von  $T_0$  alle  $M_E$ -

und M-Linien in gleicher Weise, so dass man, wenn man will, sogar mit einem durchsichtigen Deckblatt, das die  $M_E$ - und M-Linien trägt zu einer nur von  $\lambda$  abhängigen Serie von Diagrammen auskommen kann. Und da Diagramme eines Normalkraftstoffes  $C_n M_{2n}$   $\lambda = 100$  weitgehend anstelle derjenigen der wichtigsten Motor-kraftstoffe (Benzin, Benzol, Gasöl) verwendet werden können<sup>3)</sup>, so kommt man für diese Kraftstoffe wohl auch mit einer einzigen  $\lambda$ -Serie der Diagramme dieses Normalkraftstoffes aus.

In Bild 8 sind der Übersichtlichkeit halber lediglich die  $\Delta M_E$ - bzw. M-Werte für die einzelnen Motorteile eingetragen. Die Änderungen der Enthalpie J in den einzelnen Motorteilen lassen sich selbstverständlich auch im  $M_E$ -S-Diagramm ohne weiteres abgreifen, wie Bild 10 zeigt. In Bild 10 sind von den einzelnen Motorteil-Grenzpunkten a, b, c .... aus nach rechts steigend die  $M_E$ - bzw. M = konstant-Linien und horizontal nach links die J = konstant-Linien als ausgezogene Linien eingetragen.

### 11. Die Energiebilanzen zusammengesetzter Verbrennungsmotoren im $M_E$ -S-Diagramm.

Es wurde schon oben erwähnt, dass sich im K-S- bzw.  $M_E$ -S-Diagramm die *gesamten* Energiebilanzen des wirklichen Motors (vgl. Bild 3) eintragen lassen. Dies ist im linken Teil von Bild 10 links von der senkrechten Hilfslinie geschehen. Zur Erläuterung diene Bild 9:

Man muss beachten, dass die Motorteil-Grenzpunkte a, b, c, .... nicht mit den Anfangs- und Endzuständen 1, 2 zusammenfallen, die das Arbeitsgas in jedem Motorteil jeweils beim Ein- und Austritt in das die mechanische Arbeit wirklich erzeugende bzw. verbrauchende innere Maschinenelement (Laufrad der Kreisellradmaschinen, Kolbenraum der Kolbenzylinder) hat.<sup>3)</sup> Vielmehr liegen die Trennpunkte a, b, c, .... am Ende der Ein- und Auslass-Stutzen des betreffenden Maschinenteiles wie das in Bild 9 für einen Kreisellradlader und den Kolbenzylinder skizziert ist.

3) Für die Grenz-Zustandspunkte der Motorteile (Stutzen-Endquerschnitte) sind wie ersichtlich kleine Buchstaben a, b, c, ... fortlaufend durch den gesamten Motor verwendet worden, wobei der Zustandspunkt a immer den Anfangszustand des Gesamtbrennungsluft, der letzte Buchstabe den Austrittszustand aus dem letzten Motorteil in die allgemeine Umgebung bezeichnet. Die allgemeine Umgebung hat die Zustandsbezeichnung Null. Die einzelnen Zustandspunkte im *inneren* jedes Motorteiles 1, 2, 3 ... fortlaufend bezeichnet. Diese Buchstaben und Ziffern werden als Indizes an die betreffenden Zustandsgrößen rechts unten angehängt.

Es ergibt sich nun, dass zwischen den Zustandspunkten an den Stutzenenden, also zwischen den Punkten b und c am Lader bzw. d und g am Zylinder einerseits, und den Zustandspunkten 1 und 2 jeweils am Ein- und Austritt aus dem die mechanische Arbeit erzeugenden bzw. umsetzenden inneren Konstruktions-element des einzelnen Motorteils andererseits, verschieden grosse Enthalpie-Differenzen bestehen, deren Formeln in Bild 9 beispielsweise zusammengestellt sind. Zwar kann in den Stutzen keine mechanische Arbeit erzeugt oder verbraucht werden, jedoch kann sich dort die Strömungs-, Turbulenz- und Lageenergie<sup>4)</sup> ändern und auch Wärme von aussen zu- und abgeführt werden, was sich auf die Enthalpie und auch auf das mechanische bzw. mechanisch-chemische Potential auswirken muss.

Weiterhin kann in den Formeln anstelle der in dem betreffenden Motorteil erzeugten oder verbrauchten indizierten mechanischen Arbeit  $L_1$  bzw.  $B_1$  auch die erzeugte oder verbrauchte effektive mechanische Arbeit  $L_e$  bzw.  $B_e$  eingesetzt werden. Beide unterscheiden sich um die Reibungsarbeit  $B_r$ , die immer als dem Arbeitsgas zugeführt anzusehen, daher gestrichen zu schreiben ist. Dem entsprechend muss dann auch die dem betreffenden Motorteil von aussen zu- oder abgeführte indizierte oder effektive fühlbare Wärme  $Q_1$  oder  $Q_e$  bzw.  $Q_1$  oder  $Q_e$  in die Formeln eingesetzt werden. Die Zusammenhänge dieser Grössen sind in Bild 9 ebenfalls angegeben.

Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte lassen sich die Energiebilanzen nach Bild 3 für die Motorteile so umschreiben, wie das in den beiden unteren Formeln von Bild 9<sup>3)</sup> geschehen ist, d.h.: an jedem Motorteil wie überhaupt an jeder Wärme-Kraft- und Arbeits-Maschine und jedem Teil derselben ist die Differenz der Summen aus Enthalpie, Strömungs-, Turbulenz- und Lageenergie  $J + A = (St + Tb + Lg)$  gleich der Summe aus entweder indizierter oder effektiver mechanischer Arbeit und fühlbarer Wärme  $A.L+Q$ . Sofern chemische Energie vorhanden ist, ist diese bei der Enthalpie zuzuzählen.

Hieraus folgt die Darstellung der gesamten Energiezusammenhänge im  $M_E$ -S-Diagramm, Bild 10 ganz links:

Wenn man die zu jedem Motorzustandspunkt gehörigen J = konstant-Linien (die ausgezogenen waagerechten Linien in Bild 10) jeweils um die an der betreffenden Stelle im Arbeitsgas vorhandene Strömungs-, Turbulenz- und Lageenergie  $A = (St + Tb + Lg)$  erhöht, also nach oben versetzt, (die waagerechten gestrichelten Linien in Bild 10) so findet man zwischen den gestrichelten Linien als senkrechten Abstand jeweils die zugehörige Summe von indizierter oder effektiver mechanischer Arbeit und fühlbarer Wärme. Diese Summe kann also, sofern Strömungs-, Turbulenz- und Lageenergie experimentell gemessen werden, aus dem Diagramm abgegriffen werden; und sofern die mechanische Energie experimentell gemessen wird, kann auch die fühlbare Wärme allein ermittelt

4) Für die Strömungs-, Turbulenz- und Lageenergie werden zur Abkürzung die Symbole St, Tb und Lg [Dimension mkg] geschrieben.

werden. Sofern aber mechanische Arbeit, fühlbare Wärme, Strömungs- und Lageenergie experimentell gemessen werden, kann aus dem Diagramm unmittelbar auf die Turbulenzeinflüsse geschlossen werden.

Man erkennt aus Bild 10, dass man die Einwirkung von Motoranteilen, in denen mechanische Energie überhaupt nicht zum Umsatz gelangt, - z.B. den Aufnehmer  $c \rightarrow d$  zwischen Lader und Zylinder oder die Drosselung  $g \rightarrow h$  zwischen Zylindersatz und Turbine in Bild 10 - hinsichtlich der fühlbaren Wärme und deren Umsetzung z.B. in Strömungs- und Turbulenzenergie ohne weiteres aus dem Diagramm entnehmen kann.

### III. Die Wirkungs- und Gütegrade (Verlustteilung) in zusammengesetzten Verbrennungsmotoren.

#### 12. Wirkungsgrade.

An Hand der so gegebenen diagrammatischen Darstellungen ist es nun recht einfach die Wirkungs- und Gütegrade in einem zusammengesetzten Verbrennungsmotor zu übersehen.

Wie schon eingangs erwähnt wurde, ist die Bezugsgrundlage für alle Wirkungsgrade eines Verbrennungsmotors das mechanisch-chemische Potential  $M_{Ea}$ , das Kraftstoff und Luft in ihrem Ausgangs-(Vorrats-) Zustand  $a$  gegenüber dem Umgebungszustand  $0$  der Verbrennungsprodukte haben. Da nun erstens die Berechnung dieser Grösse gemäss Bild 4 die Kenntnis der absoluten Entropien von Kraftstoff-Luftgemischen und Verbrennungsprodukten erfordert, deren Bestimmung bis vor kurzem nur sehr unzureichend möglich war, da zweitens sich  $M_{Ea}$  vom Heizwert bei konstantem Druck  $H_p = J_a - J_0$  nur durch den Faktor  $T_0 \cdot (S_a - S_0)$  unterscheidet - vgl. Bild 4 -, dessen Wert gegenüber  $J_a - J_0$  bei üblichen Motorkraftstoffen klein ist (Grössenordnung 2% bei Benzin, Benzol und Gasöl), und da schliesslich drittens die Messgenauigkeit für  $H_p$  nicht sehr gross ist, ist in den Motorwirkungsgraden bisher anstelle der maximalen Arbeit bzw. des mechanisch-chemischen Potentials  $M_{Ea}$  in der Regel einfach der bei normaler Temperatur und konstantem Druck  $p = 1 \text{ ata}$  gemessene Heizwert  $H_p$  eingesetzt worden.

Inzwischen ist aber die Bestimmung der absoluten Entropien mit grösserer Genauigkeit möglich geworden [4, 5, 6] 5) Der erwähnte Unterschied von ca. 2% zwischen  $H_p$  und  $M_{Ea}$  ist ausserdem in den Wirkungsgraden immerhin schon bemerkbar (ein mit  $H_p$  berechneter thermische Wirkungsgrad von 40% würde sich bei 2% Fehler des  $H_p$  gegen  $M_{Ea}$  auf 39,2 bzw. 40,8% richtig

5) Mit deren Hilfe sollen die  $M_E$ -S-Diagramme aufgezeichnet werden. Die erforderlichen mechanisch-chemischen Potentiale  $M_E$  abgreifen.

stellen); und schliesslich ist dieser Unterschied, wie eine Berechnung zeigt, von der Luftzahl des Gemisches abhängig. So wird es aus diesen Gründen zweckmässig sein, künftig mindestens bei genaueren thermodynamischen Berechnungen exakt  $M_{Ea}$  in den Nenner der Wirkungsgrade zu setzen, und zwar auch dann, wenn es sich um den Wirkungsgrad des Gesamtmotors handelt.

Im zusammengesetzten Verbrennungsmotor müssen aber auch thermische Wirkungsgrade für die einzelnen Motorteile ermittelt werden. Es ist ohne weiteres klar, dass man in solchen Motorteilen, in denen eine chemische Umsetzung überhaupt nicht stattfindet (Lader, Turbine) von einem zugehörigen Heizwert des Arbeitsgases überhaupt nicht sprechen kann. Hier kann überhaupt nur das mechanische bzw. mechanisch-chemische Potential herangezogen werden.

Aus diesen Gründen werden die Wirkungsgradformeln nachstehend grundsätzlich mit dem mechanisch-chemischen  $M_E$  bzw. mechanischen Potential  $M$  im Nenner geschrieben. Bei der Durchführung praktischer Rechnungen kann dann dafür anstelle der genauen zahlenmässigen Werte in jedem Falle zahlenmässig die reine Enthalpie-Differenz eingesetzt werden, sofern dies jeweils wirklich wesentlich einfacher erscheint; das  $M_E$ -S-Diagramm gestattet es sofort zu übersehen, wie gross die Vernachlässigung des  $T_0 \cdot (S_1 - S_2)$  - Gliedes in jedem dieser Fälle ist.

Unter Berücksichtigung dieser Gedankengänge ergeben sich für einen zusammengesetzten Motor die thermischen Wirkungsgrade von Bild 11. Sie gruppieren sich in

1. den thermischen Wirkungsgrad des Gesamtmotors  $\eta_i$ , der die im Gesamtmotor indizierte Arbeit ins Verhältnis setzt zu dem mechanisch-chemischen Potential  $A \cdot M_{Ea}$  von Kraftstoff und Luft im Anfangszustand  $a$  vor dem Motor.
2. die Teilwirkungsgrade  $\eta_i$  der einzelnen Motorteile, die die in jedem Motorteil indizierte oder verbrauchte mechanische Arbeit ins Verhältnis zu  $A \cdot M_{Ea}$  setzen und deren Summe den Motorwirkungsgrad  $\eta_i$  ergibt. Hierbei ist zu beachten, dass mechanische Arbeit verbrauchende Motorteile (Lader) einen negativen Teilwirkungsgrad  $\eta_i$  haben, und dass Motorteile, in denen mechanische Arbeit überhaupt nicht umgesetzt wird, den Teilwirkungsgrad  $\eta_i = 0$  haben. Die Teilwirkungsgrade  $\eta_i$  geben an, wieviel die einzelnen Motorteile zum thermischen Wirkungsgrad  $\eta_i$  des Gesamtmotors beitragen.
3. die thermischen Wirkungsgrade  $\eta_i$  der einzelnen Motorteile für sich allein betrachtet. Diese sind auf dasjenige Potentialgefälle  $\Delta M_E$  bezogen, das das Arbeitsgas zwischen den Grenzen des betreffenden Motorteiles hat.

4. kommen schliesslich noch die Gefälleausnutzungsgrade  $\eta_i$  in Betracht, die auf dasjenige mechanische Potential bezogen sind, das das Arbeitsgas am Anfang des betreffenden Motorteils gegenüber dem Umgebungszustand 0 der Verbrennungsgase hat. Diese Gefälleausnutzungsgrade  $\eta_i$  werden wohl praktisch von geringerer Bedeutung sein.

### 13. Das p-V-Diagramm zusammengesetzter Verbrennungsmotoren.

Als weiteres sei nun zunächst eine Übersicht über das p-V-Diagramm des wirklichen zusammengesetzten Motors gegeben.

In Bild 12 ist das p-V-Diagramm des zusammengesetzten Motors von Bild 7, 8 und 10 schematisch gezeichnet. Das Diagramm gilt im Ganzen für eine bestimmte fest angenommene Arbeitsgasmenge, z.B. für 1 kg oder 1 Mol Frischgas. Bis durch den Lader, d.h. bis zum Punkte c läuft diese Menge insgesamt und geschlossen auf dem vorgeschriebenen Wege. Im Zylinder aber muss man damit rechnen, dass ein Teil der Frischgasmenge zur Spülung verwendet wird und den Zylinder durch das Auslassventil sofort wieder verlässt und in den Aufnehmer vor der Turbine strömt, ohne den eigentlichen Zylinderprozess mitzumachen. In Bild 12 ist dies durch den "Spülmenge" bezeichneten Pfeil gekennzeichnet. Der durch die ausgezogene gezeichnete Zylinderprozess von d bis g gilt mithin für eine um die Spülmenge kleinere Gasmenge! Andererseits kommen dazu im Zylinder die nicht vollständig ausgespülten Restgase, so dass das Gesamtvolumen des Zylinderinhalts durch die gestrichelte Linie gegeben ist. Auf diese Besonderheiten wird bei den Berechnungen des Zylinderprozesses Rücksicht zu nehmen sein.

### 14. Gütegrad $\eta_g$ und Kombinationsgütegrad $\eta_k$ der Motorteile.

Neben den Wirkungsgraden sind die Gütegrade im zusammengesetzten Motor und seinen Teilen wichtig.

In Bild 13 sind zunächst die Gütegrade dargestellt, wie sie sich im zusammengesetzten Motor bei einer Betrachtung des Gesamtorgans ergeben. Der Anfangszustand von Kraftstoff und Luft sei der Punkt a. Würden alle Vorgänge thermisch vollkommen ablaufen, so schliesse sich an die Gemischbildung a-b' der vollkommene Laderprozess b'c', daran unmittelbar der vollkommene Zylinderprozess d'e'f'g', daran unmittelbar der vollkommene Turbinenprozess h'i' an. Da im vollkommenen Motor Aufnahmeverluste nicht auftreten dürfen, fallen die Punkte c' und d' sowie g' und h' ineinander. Das Diagramm der wirklichen Maschine ist durch den ausgezogenen Kurvenzug a-b-c-d-e-f-g-h-i gekennzeichnet. Das Verhältnis der Arbeitsflächen des wirklichen und des vollkommenen Diagramms bildet den Motorgütegrad

$$\eta_g = \frac{\text{Fläche } a-b-c-d-e-f-g-h-i}{\text{Fläche } a-b'-c'-d'-e'-f'-g'-h'-i'}$$

Die Verwandlung der Fläche des vollkommenen Diagramms in diejenige des wirklichen Diagramms kann stufenweise nach den einzelnen Motorteilen unterteilt vorgenommen werden. Infolge der Verluste bei der Gemischbildung verschiebt sich z.B. der Anfangspunkt des Laderprozesses von b' nach b. Würde man den Lader und alle anschliessenden Motorteile von b aus beginnend vollkommen arbeiten lassen, so ergäbe sich das in b beginnende gestrichelte Diagramm. Dieses umschliesst zweifellos eine Arbeitsfläche anderer Grösse als das durch b' verlaufende Diagramm des vollkommenen Motors. Das Verhältnis der beiden Diagrammflächen wäre ein der Unvollkommenheit der Gemischbildungsvorgänge zuschreibender, sich am Gesamtmotor auswirkender Gütegrad. Noch deutlicher zeigt sich die Bedeutung dieses Gütegrades beim Lader. Der vollkommene adiabatische Lader würde von b beginnend nach c\* verdichten. Sein Arbeitsaufwand würde die Fläche I-b-c\* - II umschliessen. Der wirkliche, unvollkommene Lader verdichtet von b nach c; seine Arbeitsfläche ist I-b-c-II. Die Unvollkommenheit des wirklichen Laders würde durch den Gütegrad des Laders  $\eta_g$  ausgedrückt sein. Würden

nun alle hinter dem wirklichen Lader befindlichen Motorteile wieder vollkommen arbeiten, so entstünde das in c beginnende gestrichelte Diagramm. Dieses hat zweifellos eine andere Arbeitsfläche als das in b beginnende durch c\* verlaufende gestrichelte Diagramm, und zwar ist der Flächenunterschied nicht nur durch die Differenzfläche b-c\* - c des Laders allein bedingt, sondern auch die beiden an sich vollkommenen Diagrammverläufe des gestrichelten Diagramms im Anschluss an c\* und des strichpunktierten Diagramms im Anschluss an c ergeben einen Flächenunterschied.

Es entstehen also durch jeden unvollkommenen Motorteil Flächenunterschiede des Motor-Diagramms nicht nur unmittelbar im Bereich des betreffenden Motorteils selbst, sondern grundsätzlich auch an allen nachgeschalteten Motorteilen, und zwar zunächst noch als vollkommen arbeitend betrachtet. Diese Unterschiede in den Arbeitsflächen der nachgeschalteten vollkommen gedachten Motorteile entstehen offenbar durch die Verschiebung ihres Arbeitsanfangspunktes. Man muss also bei der Kombination von Motorteilen, die in ihrer Gesamtheit erst den "zusammengesetzten" Verbrennungsmotor ergibt, jedem Motorteile nicht nur einen eigenen Gütegrad  $\eta_g$  sondern auch noch eine Verschiebungswirkung zuordnen, mit der jeder Motorteil die vollkommenen Prozesse der in der Kombination nach ihm liegenden Motorteile verschiebt und dabei deren Wirkungsgrade ändert.

Eine solche Verschiebungswirkung haben auch, wie an der Gemischbildung a-b gezeigt wurde, solche Motorteile, die keine mechanische Arbeit umsetzen.

Mit der erwähnten Schreibweise, die Indizes für die Motorteile vorn tief zu stellen, kommt man zu den Gütegraden

$$\begin{aligned} L \eta_g & \text{ für den Lader,} \\ Z \eta_g & \text{ für den Zylinder,} \\ T \eta_g & \text{ für die Turbine.} \end{aligned}$$

Es ist jedoch nun schwierig die Eigengütegrade  $\eta_v$  und die Verschiebungswirkungen der einzelnen Motorteile in  $\epsilon$  getrennter Form formelmässig zum Gesamtmotor-Wirkungsgrad zusammenzufassen, weil jede dieser Grössen sich immer nur auf Teilstücke des Motordigramms bezieht und die Anteile der Diagrammteilstücke am Gesamtdiagramm des Motors in die Formeln mit ein-gehen müssten. 6)

Deshalb ist es zweckmässig die Wirkung jedes unvollkommenen Motorteils auf den Gesamtmotor im Ganzen in einem einheitlichen Gütegrade den "Kombinationsgütegrad  $\eta_k$ " zu erfassen. Wir erhalten dann, Bild 13, den Kombinationsgütegrad der Gemischbildung

$$G \eta_k = \frac{\text{Fläche a b gestrichelt weiter,}}{\text{Fläche a b' c' d' e' f' g' h' i'}}$$
 den Kombinationsgütegrad des Laders

$$L \eta_k = \frac{\text{Fläche a b c strichpunktiert weiter,}}{\text{Fläche a b gestrichelt weiter}}$$
 den Kombinationsgütegrad des Aufnehmers

$$A \eta_k = \frac{\text{Fläche a b c d gestrichelt weiter,}}{\text{Fläche a b c strichpunktiert weiter}}$$
 den Kombinationsgütegrad des Zylinders

$$A \eta_k = \frac{\text{Fläche a b c d e f g gestrichelt weiter}}{\text{Fläche a b c d gestrichelt weiter}}$$
  
usw.

### 15. Zusammenfassende Formeln.

Es ist aus Bild 13 ohne weiteres zu ersehen, dass der Gütegrad  $M \eta_g$  des Gesamtmotors sich aus dem Produkt der Kombinationsgütegrade aller Motorteile zusammensetzt,

$$M \eta_g = G \eta_k \cdot L \eta_k \cdot A \eta_k \cdot Z \eta_k \cdot D \eta_k \cdot T \eta_k$$

6) Die Verschiebungswirkungen unvollkommener Motorteile auf nachgeschaltete vollkommene Motorteile, die für sich gesondert in Verschiebungswirkungsgraden ausgedrückt werden müssen, speziell und detailliert zu untersuchen, ist ein sehr umfangreiches Kapitel für sich und würde hier zu weit führen. Es soll gelegentlich in einer besonderen Arbeit nachgeholt werden.

und da der indizierte Wirkungsgrad des Motors allgemein gleich dem Produkt aus dem thermischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motor-Diagramms  $M \eta_v$  und dem Gütegrad des Gesamt-Motors ist, folgt

$$M \eta_1 = M \eta_v \cdot M \eta_g = M (\eta_v \cdot \eta_g)$$

So ergibt sich für den indizierten Motorwirkungsgrad  $M \eta_1$  die auf Bild 13 oben angegebene Formel.

Zu erwähnen ist, dass der Kombinations Gütegrad unter Umständen grösser als 1 werden kann.

In einer nur aus Lader und Zylinder bestehenden Kombination, Bild 14, wird der Arbeitsaufwand für den gekühlten isothermen Lader kleiner als der für den adiabatischen vollkommenen Lader 7). Wenn man ideale Gase als Arbeitsgas voraussetzt und die Dissociation vernachlässigt, wird aber die Veränderung der Zylinder-Arbeitsfläche infolge der Verschiebung des Zylinderanfangspunktes gleich Null. Dem der Wirkungsgrad  $Z \eta_v$  eines solchen vollkommenen Zylinderprozesses ist bei idealem Gas nur von dem Zylinderverdichtungsverhältnis  $Z \epsilon$  und vom Adiabaten-Exponenten  $Z$ , nicht aber von der Lage  $Z \epsilon$  des Anfangspunktes des Zylinderprozesses abhängig. Die Verschiebungswirkung des Laders wäre in dieser Kombination also gleich Null. Da hiernach der vollkommen gedachte Zylinder mit dem isothermen Lader die gleiche mechanische Arbeit erzeugt wie mit dem adiabatischen Lader, der isotherme Lader aber weniger mechanische Arbeit verbraucht als der adiabatische, so wird die Arbeitsausbeute des Gesamtmotors mithin in diesem Falle beim isothermen Lader grösser. Es ist in der Kombination Lader + Zylinder für den gekühlten Lader  $L \eta_k > 1$ . Sobald man allerdings dieser Kombination noch eine Turbine zufügt, ändern sich diese Verhältnisse grundsätzlich, da die Arbeitserzeugung der Turbine beim Lader geringer ist, weil ihr ein geringeres Arbeitsgefälle zur Verfügung steht.

Man erkennt aus diesem Beispiel, welche entscheidende Bedeutung den Kombinationsgütegraden  $\eta_k$  bei der Beurteilung der Wirkung der Unvollkommenheit der einzelnen Motorteile im Rahmen des Gesamtmotors zukommt, die damit erstmals je in einer kennzeichnenden Zahl zusammengefasst angegeben werden kann.

Die beiden wichtigsten Formeln für den indizierte Wirkungsgrad zusammengesetzter Verbrennungsmotoren sind in Bild 15 als Formeln (1) und (2) zusammengestellt. Der indizierte Motorwirkungsgrad  $M \eta_1$  ist gleich der Summe der indizierten Teilwirkungsgrade  $\eta_1$  und er ist auch gleich dem Produkt aller Kombinationsgütegrade  $\eta_k$  multipliziert mit dem Wirkungsgrad

7) In Bild 14 sind Lader mit gleichem räumlichen Verdichtungsverhältnis verglichen; die Indizes is und ad beziehen sich auf die Kombination mit isothermem bzw. adiabatischem Lader.