

E. Eder: Zusatzmittel für Haushaltsreinigung

Öl u. Kohl 40(1944) Nr. 5/6 S. 107/105.

396

Berichte des Technischen Prüfstandes Oppen

Bericht Nr. 572

**Untersuchung über das Pumpverhalten von  
Motorölen**



**I. G. FARBENINDUSTRIE AKTIENGESELLSCHAFT  
LUDWIGSHAFEN AM RHEIN**

### Bericht des Technischen Prüfstandes Oppau

Nr. 572

#### Untersuchung über das Pumpverhalten von Motorenölen.

Übersicht: Die Pumpversuche mit 10 verschiedenen Motorenölen wurden unter Bedingungen durchgeführt, die den Verhältnissen an kalten Motoren weitgehend entsprechen. Sie führten zu dem Ergebnis, dass die aus einem Behälter in einer gewissen Zeitspanne ausgepumpte Menge weitgehend vom Stockpunkt abhängig ist. Ein Einfluss der extrapolierten Zähigkeit ist nicht feststellbar. Versuche über die Geschwindigkeit, mit der das gepumpte Öl in den Sumpf zurückfließt, lassen weder einen Zusammenhang mit dem Stockpunkt noch mit der extrapolierten Zähigkeit erkennen. Eine Beziehung zwischen dem praktischen Verhalten und der Zähigkeit lässt sich vielleicht aufstellen, wenn nicht die extrapolierte sondern die gemessene Zähigkeit bei Kälte herangezogen wird, wobei jedoch die Messung bei verschiedenen Schergeschwindigkeiten erfolgen muss.

Abgeschlossen am: 20. Juli 1944 L.

Bearbeiter: Dipl. Ing. Halder

*Halder*

Die vorliegende Ausfertigung *schl. in*

10 Textblätter *10*

9 Bildblätter

#### Verteiler

Nr.	am	Empfänger	Nr.	am	Empfänger

Dieser Bericht ist unser Eigentum, alle Rechte aus dem Urheberrechtsgesetz vom 19. 6. 1901 stehen uns zu. Der Inhalt darf weder im Ganzen noch in Einzelheiten vervielfältigt oder dritten Parteien ohne unsere ausdrückliche Genehmigung mitgeteilt werden.

Untersuchung über das Pumpverhalten von Motorenölen.1) Zweck der Versuche.

Dem Technischen Prüfstand Oppau wurde vom GKH folgender Forschungs- und Entwicklungsauftrag erteilt: "Festlegung einer neuen maßgeblichen Bestimmungsgröße zur Kennzeichnung des Kälteverhaltens von Motoren- und Getriebeölen".

2) Allgemeines.

Das "Kälteverhalten" ist nur ein Sammelbegriff für Startwiderstand, Pumpfähigkeit, Umfüllfähigkeit usw. Da man nicht von einem Begriff auf den andern schließen kann, ist es erforderlich, für jeden nähere Untersuchungen anzustellen. Der Startwiderstand kann mit hinreichender Genauigkeit und mit guter Übereinstimmung mit der Praxis durch die Losbrechversuche im I.C.-Kälteschrank erfasst werden. Weniger klar liegen die Verhältnisse bezüglich der Pumpfähigkeit. Es wird daher bei diesen Versuchen zur Aufgabe gestellt, das Pumpverhalten von Motorenölen bei tiefen Temperaturen näher zu untersuchen und die gefundenen Werte mit den bisher üblichen Bewertungsgrößen in Beziehung zu bringen.

Beim Aufbau des Versuchsgerätes waren folgende Überlegungen maßgebend: Der Grund, warum man sich überhaupt mit der Pumpfähigkeit von Motorenölen bei tiefen Temperaturen befassen muß, sind die zuweilen auftretenden Schäden an Lagern, Kolben und Zylindern unmittelbar nach dem Start im Winter. Die Ursache ist Mangel an Öl in den Schmierstellen. Schon während des Startvorganges wird das vorhandene Öl ganz oder teilweise durch die Pumpe an die Schmierstelle gefördert. Das außerordentlich zähflüssige Öl fließt jedoch nicht zurück, sondern bleibt an den Innenwänden des Motors haften. Die Pumpe kann sich also sehr rasch freisaugen und die Förderung hört auf. Sie beginnt erst wieder, wenn das an den Wänden hängende Öl in die Ölwanne zurückkehrt. Dieser Vorgang wird durch das erfolgte Anspringen des Motors und der damit verbundenen Erwärmung stark beschleunigt. Die Zeit, in der kein Öl gefördert wird, ist besonders kritisch. Am besten ist also das Öl zu bewerten, bei dem diese kritische Zeitspanne am kürzesten ist. Von einem Öl, das pumpfähig sein soll, muß man verlangen, daß eine gewisse Mindestmenge an Öl von Anfang an während des Startvorganges gefördert wird und daß das geförderte Öl in einer annehmbaren Zeit wieder zurückkehrt. Es ist also erforderlich festzustellen, welche Menge aus

einen gegebenen Ölverrat in einer bestimmten Zeit gepumpt werden kann und wie schnell ein gepumptes Öl wieder zurückfließt. Um diese Kälteeigenschaften zu erfassen, wurden die nachfolgend beschriebenen Anordnungen angewandt.

### 3) Versuchsanordnung.

Von der Firma Daimler-Benz A.-G., Gaggenau, wurde für diese Versuche eine komplette Ölpumpe eines Kraftwagenmotors mit Nockenwelle und Ölfilter zur Verfügung gestellt. Diese Teile wurden zusammen mit einem Ölbehälter in den IG-Kälteschrank<sup>1)</sup> eingebaut. Alle mit dem Öl in Berührung kommenden Teile wurden im Arbeitsraum des Schrankes angeordnet; sie nahmen also die jeweilige Kühltemperatur an. Der Antrieb der Pumpe ragt nach oben aus dem Schrank heraus. Die auf dem Schrank angebrachte Nockenwelle wurde durch Keilriemenantrieb mit einer Drehzahl von 60 U/min in Drehung versetzt. Es besteht ferner die Möglichkeit, die Pumpe auch mit 720 U/min zu betreiben. Bei den hier vorliegenden Versuchen wurde von dieser Möglichkeit kein Gebrauch gemacht. Die Erzeugung der tiefen Temperatur erfolgte, wie üblich, mit Kohlendioxeschnee. Die Konstanthaltung der Temperatur wird durch eine elektrische Heizung, die durch elektrische Regler gesteuert wird, bewerkstelligt. Zur Durchführung der verschiedenen Messungen waren im Arbeitsraum des Kälteschrankes zwei verschiedene Anordnungen erforderlich. Davon sollte die erste Anordnung dazu dienen, festzustellen, welche Ölmenge aus einem gegebenen Behälter bei tiefen Temperaturen überhaupt entnommen werden kann.

Die zweite Anordnung sollte über das Zurückfließen des gepumpten Öles Aufschluß geben.

a) Die erste Anordnung ist auf Blatt 1 dargestellt. Die Pumpe ragt mit dem Ansaugfilter 7 cm tief unter den Ölspiegel. Die eigentliche Pumpe bleibt außerhalb des Öles. Es liegen annähernd dieselben Einbauverhältnisse vor wie im Motor. Das Ölfilter wurde bei dieser Anordnung weggelassen, da sich gezeigt hat, daß bei diesen Versuchen stets bei Drücken gearbeitet wird, bei denen sich das Umgebungsventil sowieso öffnet, das Filter also kurzgeschlossen ist. Das Öl wird also unmittelbar aus der Pumpe in eine Leitung von 700 mm Länge und 10 mm l.N. gedrückt und tritt aus einer Düse von 8 mm  $\phi$  aus und gelangt in einen Maßbehälter.

1) Luftwissen Bd. 9. Nr. 1, S. 19, 1942

Die Wahl des Durchmessers der Düse ist für den ganzen Versuchsvorlauf ausschlaggebend. Die Düse muß so gewählt werden, daß sie einwärts darstellt für sämtliche Ölaustrittsstellen im Motor. Durch überschlägige Berechnung wurde ein Querschnitt von etwa  $0,5 \text{ cm}^2$  gefunden, daraus ergab sich ein Durchmesser der Düse von 8 mm. Um die Richtigkeit dieser Wahl zu prüfen, wurde ein Pumperversuch bei  $+50^\circ\text{C}$  mit 720 U/min durchgeführt. Das Öl hatte dabei eine Zähigkeit von rd. 60 cSt. Beim Versuch stellte sich ein Öldruck von 2,5 at ein. Dies entspricht annähernd auch dem bei dieser Drehzahl in der Praxis vorkommenden Druck. Die für die Versuchsanordnung gewählte Austrittsdüse stellt also zusammen mit der Rohrleitung annähernd den gleichen Widerstand dar wie sämtliche Schmierkanäle des Motors.

b) Bei der zweiten Anordnung (Blatt 2) wurde das Filter in den Kreislauf eingeschaltet. Das Öl wurde in denselben Behälter zurückgepumpt, aus dem es entnommen wurde. Um den Rücklauf des Öles etwas zu erschweren, wurde das Öl zunächst auf eine schiefe Ebene gepumpt und gelangte von da um eine Trennwand herum wieder zurück zum Ansaugfilter. Es sollte damit bewirkt werden, den Verhältnissen am Motor wenigstens einigermaßen gerecht zu werden. Die Länge der Druckleitung betrug in ganzen 1600 mm, ihre lichte Weite 10 mm und der Durchmesser der Düse am Austritt 8 mm.

Die Anordnung der Thermometer und Thermoelemente für beide Anordnungen geht aus Blatt 1 und 2 hervor.

#### 4) Versuchsdurchführung.

##### a) Versuche zur Bestimmung der Fördermenge.

Der Vorratsbehälter wurde mit einer für alle Versuche gleichbleibenden Ölmenge von 3 Litern beschickt, dann die Pumpe kurzseitig bei Raumtemperatur in Gang gesetzt, um Pumpe und Ölleitungen zu füllen. Hierauf wurde der Arbeiteraum auf die Versuchstemperatur abgekühlt und diese Temperatur auf eine Dauer von 6 bis 10 Stunden konstant gehalten. Die Halteszeit richtete sich dabei nach der gewünschten Temperatur. Besonders tiefe Temperaturen verlangen eine längere Halteszeit, um gleichmäßige Abkühlung zu erreichen als höhere Temperaturen. Vor Versuchsbeginn wurden die Temperaturen am Thermoelement, an den beiden Thermometern im Öl links und rechts des Ansaugsiebes und die Lufttemperatur abgelesen. Entsprechend einer angenommenen Startzeit von 5 Minuten wurde die Pumpe mit 60 U/min in Gang gesetzt. Während des Laufs wurde nach je 15 Sekunden der Öldruck gemessen. Die in diesen

40A

5 Minuten geförderte Ölmenge wurde durch Wägung des Maßbehälters festgestellt. In derselben Weise wurde beim nächsten Versuch bei einer anderen Temperatur vorgegangen. Eine Erneuerung des Öles erfolgte nicht.

b) Versuche über das Fließvermögen des gepumpten Öles.

Für die Füllung sämtlicher Teile des Systems wurden 4 Liter Öl verwendet. Um die Luft aus den Leitungen und dem Filter zu entfernen, war es notwendig, die Pumpe bei Raumtemperatur mit 720 U/min kurzzeitig in Betrieb zu setzen. Darnach begann der eigentliche Versuch, wobei bei ständigem Lauf der Pumpe mit 60 U/min das ganze Ölsystem abgekühlt wurde. Gemessen wurden in gewissen Zeitabständen die Temperaturen im Öl und an den Thermoelementen, außerdem der Öldruck. Der Versuch war zu Ende, wenn durch Auftreten von Luftblasen der Druck plötzlich fast auf 0 abfiel und die Förderung nahezu aufhörte. In diesem Augenblick wurden die Temperaturen und der höchste erreichte Öldruck gemessen.

Folgende Öle wurden zur Untersuchung herangezogen:

Tabelle 1

Öl Nr.	Zähigkeit $\sigma_{St}$ bei $^{\circ}C$			VJ	m	$\eta_p$	spez. Gew. g/cm <sup>3</sup>	Stoßpunkt $t_p$
	20	+1 38	99					
1	268,40	87,97	8,75	69	3,80	2,26	0,906	0
2	456,10	149,10	13,56	97	3,48	1,91	0,880	-12
3	58,12	172,30	13,66	78	3,65	2,21	0,911	-18
4	330,00	105,80	9,98	75	3,73	2,20	0,905	-19
5	282,00	96,93	10,22	91	3,59	1,96	0,877	-26
6	189,10	68,85	8,28	91	3,62	1,89	0,885	-41
7	394,30	130,20	12,25	92	3,54	1,96	0,883	-14
8	1086,50	275,10	17,10	71	3,70	2,43	0,911	-20
9	179,30	66,14	7,99	88	3,65	1,91	0,873	-20
10	317,10	109,00	10,97	85	3,63	2,05	0,902	-25

Versuchsergebnis:

a) Versuche zur Bestimmung der Fördermenge.

Bei diesen Versuchen zeigte sich, daß in dem untersuchten Temperaturbereich die Förderung in der Regel schon nach 1 - 3 Minuten aufhörte. Der Öldruck stieg nach den ersten Umdrehungen rasch an und fiel dann langsam wieder ab. Beim Auftreten der ersten Luftblasen sank der Öldruck sofort fast auf 0 ab. Damit hörte auch die Ölförderung praktisch auf. Die ab und zu noch geförderten Öltropfen vergrößerten die in den ersten Minuten in ununterbrochenem Ölestrom unter hohem Druck durch die Leistung gepreßte Ölmenge nur ganz unwesentlich. Aus der Tatsache, daß bereits vor Ablauf der festgesetzten Pumpzeit von 5 Minuten die Förderung aufhörte,

obwohl noch genügend Öl im Vorratsbehälter vorhanden war, ist zu entnehmen, daß nicht die mangelnde Förderleistung der Pumpe die Ursache der geförderten geringen Ölmenge ist, sondern, daß die Pumpe an irgend einer Stelle des Ansaugrohrs nicht frei gesaugt hat und sich im Öl ein Trichter gebildet hat, durch den Luft eingetreten ist. Diese Trichterbildung kann auch durch Angensehein beobachtet werden. Die Pumpe selbst und alle auf Saugseite befindlichen Teile waren absolut dicht, solche Luft wurde in keinem Fall festgestellt.

Die Ergebnisse dieser Pumpversuche sind auf Blatt 3 und 4 dargestellt. Den Verlauf der bei diesen Versuchen beobachteten höchsten Drücke zeigen Blatt 5 und 6. Die maximale Menge, die aus dem Vorratsbehälter überhaupt durch diese Pumpenanordnung entnommen werden kann, beträgt 2,6 Liter. Als unterste Grenze für die angewandte Pumpzeit von 5 Minuten wurden 1 Liter angenommen. Es ist anzunehmen, welche Mindestölmenge man für den Startvorgang vorschreiben will; die Aufnahmefähigkeit der Schmierstellen an Öl ist verhältnismäßig gering, sodaß man sich vielleicht auf eine Ölmenge von 1 Liter beschränken kann. Das sind im Vergleich zu der möglichen (bei Raumtemperatur gepumpten) Menge rd. 38%. Die folgende Untersuchung soll jedoch auch für eine Menge von 2 Liter (- 76%) angestellt werden. Bestimmt man aus den Kurven in Blatt 3 und 4 die Temperatur, bei der eine Ölmenge von 1 bzw. 2 Liter gerade noch gefördert werden kann - in folgenden als Grenstemperatur bezeichnet- (Tabelle 2), so zeigt ein Vergleich mit dem Stockpunkt die auf Blatt 7 (Bild 8) dargestellte Abhängigkeit. Man erkennt eine eindeutige Beziehung zwischen der Grenstemperatur und dem Stockpunkt, gleichgültig, ob man für die Grenstemperatur 1 oder 2 Liter Fördermenge zu Grunde legt. Für die Grenstemperatur für 1 Liter wurden auch die extrapolierten Zähigkeiten ermittelt und in das Diagramm eingetragen. Öl 1 ist ein Beispiel für ein Öl, das bei hoher Temperatur bereits versagt, obwohl seine extrapolierte Zähigkeit noch sehr niedrig ist. Öl 6 stellt den entgegengesetzten Fall dar. Trotz sehr hoher extrapolierte Zähigkeit ist das Öl infolge seines tiefen Stockpunktes noch bei tiefen Temperaturen in ausreichender Menge pumpbar. Man sieht also daraus, daß bei diesen Versuchen der Stockpunkt einen ausschlaggebenden Wert darstellt, während die extrapolierte Zähigkeit soviel wie belanglos ist, ein Ergebnis, das bereits bekannt ist und in Bericht Nr.269 (1934) niedergelegt ist.

Die auf Blatt 5 und 6 dargestellten Kurven stellen den Verlauf der höchsten, während der 5-minütlichen Pumpzeit beobachteten Drücke dar. Sie haben dabei häufig den Meßbereich des verwendeten Manometers von 50 at überschritten. Sie nehmen mit zunehmender Temperatur annähernd geradlinig ab. Legt man eine Fördermenge von 1 Liter zugrunde, so kann man für die aus Blatt 3 und 4 ermittelte Grenstemperatur



obwohl noch genügend Öl im Vorratsbehälter vorhanden war, ist zu entnehmen, daß nicht die mangelnde Förderleistung der Pumpe die Ursache der geförderten geringen Ölmenge ist, sondern, daß die Pumpe an irgend einer Stelle des Ansauglaufes nicht frei gesaugt hat und sich im Öl ein Trichter gebildet hat, durch den Luft eingetreten ist. Diese Trichterbildung kann auch durch Angesehen beobachtet werden. Die Pumpe selbst und alle auf Saugseite befindlichen Teile waren absolut dicht, keine Luft wurde in keinem Fall festgestellt.

Die Ergebnisse dieser Pumpversuche sind auf Blatt 3 und 4 dargestellt. Den Verlauf der bei diesen Versuchen beobachteten höchsten Drücke zeigen Blatt 5 und 6. Die maximale Menge, die aus dem Vorratsbehälter überhaupt durch diese Pumpenanordnung entnommen werden kann, beträgt 2,6 Liter. Als unterste Grenze für die angewandte Pumpzeit von 5 Minuten wurden 1 Liter angenommen. Es ist anzunehmen, welche Mindestölmenge man für den Startvorgang vorschreiben will; die Ansaugfähigkeit der Schmierstellen an Öl ist verhältnismäßig gering, sodaß man sich vielleicht auf eine Ölmenge von 1 Liter beschränken kann. Das sind im Vergleich zu der möglichen (bei Raumtemperatur gepumpten) Menge rd. 38%. Die folgende Untersuchung soll jedoch auch für eine Menge von 2 Liter (= 76%) angestellt werden. Bestimmt man aus den Kurven in Blatt 3 und 4 die Temperatur, bei der eine Ölmenge von 1 bzw. 2 Liter gerade noch gefördert werden kann - in folgendem als Grenzttemperatur bezeichnet- (Tabelle 2), so zeigt ein Vergleich mit dem Stockpunkt die auf Blatt 7 (Bild 8) dargestellte Abhängigkeit. Man erkennt eine eindeutige Beziehung zwischen der Grenzttemperatur und dem Stockpunkt, gleichgültig, ob man für die Grenzttemperatur 1 oder 2 Liter Fördermenge zu Grunde legt. Für die Grenzttemperatur für 1 Liter wurden auch die extrapolierten Zähigkeiten ermittelt und in das Diagramm eingetragen. Öl 1 ist ein Beispiel für ein Öl, das bei hoher Temperatur bereits versagt, obwohl seine extrapolierte Zähigkeit noch sehr niedrig ist. Öl 6 stellt den entgegengesetzten Fall dar. Trotz sehr hoher extrapolierte Zähigkeit ist das Öl infolge seines tiefen Stockpunktes noch bei tiefen Temperaturen in ausreichender Menge pumpbar. Man sieht also daraus, daß bei diesen Versuchen der Stockpunkt einen ausschlaggebenden Wert darstellt, während die extrapolierte Zähigkeit soviel wie belanglos ist, ein Ergebnis, das bereits bekannt ist und in Bericht Nr.269 (1934) niedergelegt ist.

Die auf Blatt 5 und 6 dargestellten Kurven stellen den Verlauf der höchsten, während der 5-minütlichen Pumpzeit beobachteten Drücke dar. Sie haben dabei häufig den Meßbereich des verwendeten Manometers von 50 at überschritten. Sie nehmen mit zunehmender Temperatur annähernd geradlinig ab. Legt man eine Fördermenge von 1 Liter zugrunde, so kann man für die aus Blatt 3 und 4 ermittelte Grenzttemperatur

die entsprechenden Drücke aus Blatt 5 und 6 entnehmen (Tabelle 2). Auf Blatt 7, Bild 9, ist dieser so ermittelte Öldruck für die verschiedenen Schmierstoffe aufgetragen und zwar in der Reihenfolge zunehmender Drücke. Ein Vergleich mit der extrapolierten Zähigkeit läßt erkennen, daß ein gewisser, wenn auch nicht ganz befriedigender Zusammenhang vorhanden ist.

Tabelle 2

Öl Nr.	Grenztemp. für eine Fördermenge von °C		extrap. Zähigkeit für Grenztemp. 1 Ltr. cSt	Öldruck für Grenztemp. 1 Ltr. at	Stockpunkt °C
	1 Ltr.	2 Ltr.			
1	- 3,5	- 0,5	2300	4,0	0
2	-13,0	-10,0	12000	21,0	-12
3	-17,3	-13,3	37000	31,5	-18
4	-22,0	-17,7	34000	33,0	-19
5	-25,0	-20,7	30000	45,0	-26
6	-46,0	-28,0	550000	>50,0	-41
7	-14,8	-11,4	11500	20,5	-15
8	-21,0	-15,0	210000	43,0	-20
9	-26,0	-20,0	17000	32,0	-26
10	-24,4	-20,2	33000	45,5	-25

Man beobachtet merkwürdigerweise mit fallendem Stockpunkt ein ansteigen des Öldruckes. Dieser scheinbare Widerspruch hat folgenden Grund: Die geprüften Öle besitzen annähernd alle gleiche Zähigkeit. Einem tiefen Stockpunkt muß also immer eine hohe Viskosität zugeordnet sein und umgekehrt. Hohe Zähigkeit bedingt jedoch wiederum hohen Öldruck. Da aber das Versagen beim Pumpversuch weitgehend durch den Stockpunkt beeinflusst wird, kann man somit von einer mittelbaren Abhängigkeit des bei der Grenztemperatur gemessenen Pumpendruckes vom Stockpunkt sprechen.

Man kommt aufgrund der bisherigen Ergebnisse zu folgender Schlussfolgerung. Auf Saugseite der Pumpe, wo das Öl unter Wirkung seiner eigenen Schwere zufließen muß, ist der Stockpunkt eine ausschlaggebende Bewertungsgröße. Im Druckteil der Pumpe, wo die Bewegung des Öles zwangsläufig und bei größerer Geschwindigkeit erfolgt, tritt der Einfluß des Stockpunktes stark zurück und die Zähigkeit -roh bestimmbar durch Extrapolieren- tritt als maßgebende Größe in den Vordergrund. Für die Ölversorgung wichtig ist jedoch die Saugseite der Pumpe und damit der Stockpunkt des Öls. Das Verhalten des Schmierstoffs auf Druckseite ist höchstens von Bedeutung bei der Abschätzung der für die Ölförderung erforderlichen mechanischen Leistung. Je höher der Öldruck, desto größer dürfte die vom Anlasser aufzubringende Leistung sein. Bei den vorliegenden Versuchen wurden Leistungsmessungen nicht vorgenommen, jedoch

404

konntenstets bei hohen Drücken verschiedene Anzeichen für hohes Antriebsmoment, z.B. Riemenrutschen, festgestellt werden. Ein Öl, das sehr hohe Antriebsleistungen an der Pumpe verlangt, ist z.B. Öl 6. Es muß bezweifelt werden, ob ein Anlasser instande ist, gegen den Widerstand der Pumpe, der Lager und Kolben die zum Anspringen notwendige Leistung aufzubringen. Es ist vielmehr anzunehmen, daß die Pumpe in wenigen Minuten sich frei saugt und dann durch das rasche Absinken des Druckes nur noch ein Bruchteil der bisherigen Leistung beansprucht und daß auf diese Weise das Anlassen überhaupt erst ermöglicht wird.

b) Versuche über das Fließvermögen des gepumpten Öles.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 3 zusammengestellt.

Tabelle 3

Öl Nr.	1		3		6		9		10	
	Einzelversuch	Mittel	Einzelversuch	Mittel	Einzelversuch	Mittel	Einzelversuch	Mittel	Einzelversuch	Mittel
ununterbrochene Förderung bis °C	-9,2 -8,2 -10,0	-9,1	-18,2 -16,0 -17,5 -17,5	-17,3	<-16,0 <-20,0 >+)	<-20,0	-17,6 -16,9 -17,5	-17,3	-11,5 -12,1	-11,8
Öldruck bei Versuchsende at	6,8 6,5 6,9	6,7	26,0 31,0 25,0 26,5	27,1	>38,0 >50,0	> 50,0	8,8 8,3 8,9	8,7	11,0 11,8	11,4
extrapol. Zähigkeit b. Versuchsende	4 000		35 000		>170 000		5 000		7 000	
Stockpunkt	0		-18		-20		-26		-25	

+ ) Antriebsriemen rutscht.

Durch diese Versuche erhält man einen Anhaltspunkt über das Fließverhalten eines Öls, das bereits einmal durch die Pumpe gegangen ist und nun in die Ölwanne zurückfließt. Es gibt Öle, die durch Rühren, Pumpen usw. ihre Steifigkeit wesentlich verlieren und in diesem Zustand ein besseres Fließverhalten zeigen als vorher. Zu diesen Schmierstoffen gehört z.B. Öl 1, das mit einem Stockpunkt von 0° bis unter -9°C noch ein ausreichendes Fließvermögen besitzt. Diese Erscheinung ist nicht etwa auf eine übermäßige Erwärmung durch den Pumpvorgang zurückzuführen, sondern

→

hat folgende Ursache: Durch das Pumpen wird ein Kristallskelett, das den hohen Stockpunkt verursacht, zerstört. Das Fließvermögen eines solchen Öles richtet sich dann mehr nach der extrapolierten Zähigkeit, die in dem Fall des Öles 1 bei der Temperatur des Stockpunktes noch sehr niedrig liegt. Ob das Durchpumpen des Öles eine Veränderung des Fließvermögens hervorruft, hängt offenbar auch stark von der Art des vorhandenen Kristallskelettes ab. Öle, die ihren Stockpunkt erreichen, ohne dabei Ausscheidungen fester Art zu zeigen, behalten ein ausreichendes Fließvermögen bis nahe an den Stockpunkt. Ein Beispiel hierfür ist Öl 6. Eine allgemein gültige Regel läßt sich aufgrund der wenigen Versuche nicht aufstellen. Die Frage des Fließvermögens gepumpter Öle ist offenbar noch zu wenig erforscht, sie bedarf noch näherer Untersuchung.

Nach diesen Ergebnissen muß man der Frage näher treten, ob die Festlegung einer neuen Bestimmungsgröße erforderlich ist. Soweit sich aufgrund der bisherigen Versuche überblicken läßt, dürfte es möglich sein, die Fördermenge durch Angaben des Stockpunktes ausreichend zu charakterisieren. Durch Heranziehung der Zähigkeit läßt sich vielleicht auch das Nachfließen des gepumpten Öles erfassen. Hierzu ist allerdings erforderlich, die Zähigkeit nicht zu extrapolieren, sondern zu messen. Die Bestimmung der Zähigkeit darf sich aber nicht nur auf verschiedene Temperaturen erstrecken, sondern sollte vor allem auch bei sehr verschiedenen Schergeschwindigkeiten erfolgen; denn auch in der Praxis treten starke Unterschiede in dieser Beziehung auf. Die Motorenöle sind bei tiefen Temperaturen keine idealen Flüssigkeiten nach Newton, bei denen die Zähigkeit unabhängig ist von der Schergeschwindigkeit. Das beweist folgender einfacher Versuch im Schwaiger-Vinkosimeter. Verwendet man anstelle des normalen Gewichtes von 0,9 kg ein solches von 3,0 kg, so erhält man nicht etwa, wie nach dem Newtonschen Gesetze zu erwarten wäre, die  $\frac{3}{10,9}$  (3:0,9) fache Umlaufgeschwindigkeit, sondern eine höhere und damit eine geringere Zähigkeit. Wie Blatt 8 zeigt, ist die Veränderung der gemessenen Zähigkeit durch diese Maßnahme bei den einzelnen Ölen verschieden und ruft eine Veränderung der Reihenfolge der Zähigkeit hervor. Messungen mit größerem Gewicht kommen der extrapolierten Zähigkeit näher als mit kleinem. Die bei den Versuchen nach Blatt 8 sich ergebenden Schergeschwindigkeiten liegen zwischen 4,2 und 1100  $\frac{\text{cm}}{\text{sec}}$ . Diese Geschwindigkeiten sind noch sehr hoch. Zur Beurteilung des Fließverhaltens z.B. müßten noch wesentlich kleinere gewählt werden. Dabei würden sich vermutlich noch stärkere Verschiebungen der Öle in ihrer Reihenfolge ergeben. Diese Versuche zeigen also, daß durch Veränderung der Schergeschwindigkeit sehr unterschiedliche Zähigkeiten gemessen werden, die vermutlich wertvollen aufschluß der Schmierstoffe über das Kälteverhalten in der Praxis geben können. Man kann ferner daraus entnehmen, daß Zähigkeitsmessungen bei tiefen Temperaturen eigentlich wertlos sind, wenn über die Schergeschwindigkeiten keine Angaben gemacht werden.

14

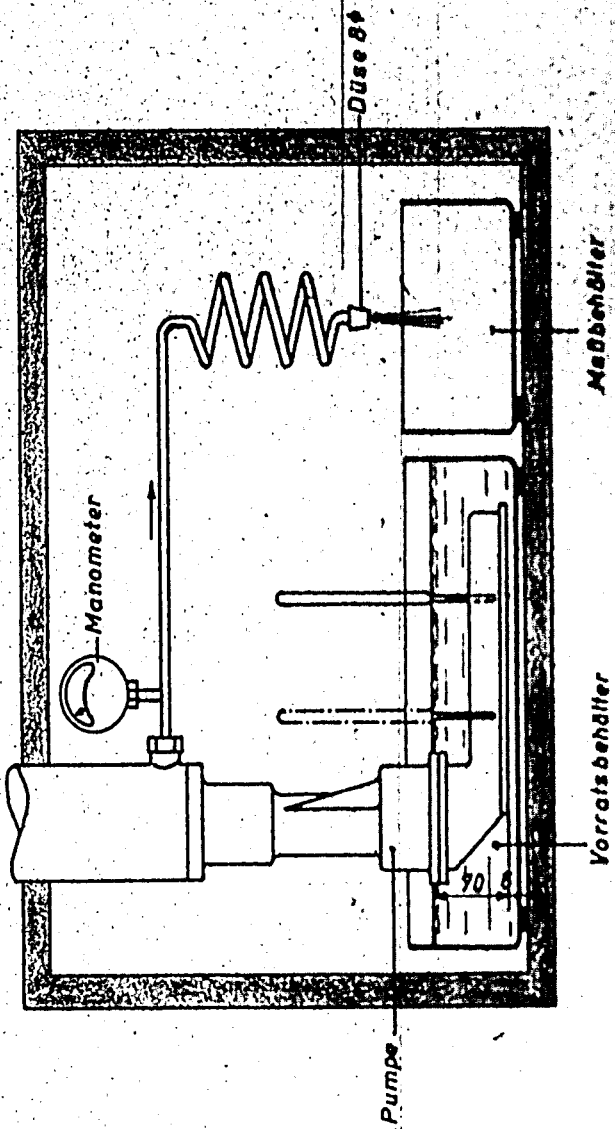
Techn. Prüfstand  
Oppau

Blatt 1

406

Versuche zur Bestimmung der Fördermenge bei tiefen Temperaturen

Bild 1  
Versuchsanordnung



10186 25 000. 11. 42.

I. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft  
Ludwigshafen am Rhein

Zum Bericht Nr. 572 vom 20.7.44

TPrS 3639

Passo Mer abzeichnen

401

# Versuche über das Fließvermögen des gepumpten Öles

Versuchsanordnung Bild 3

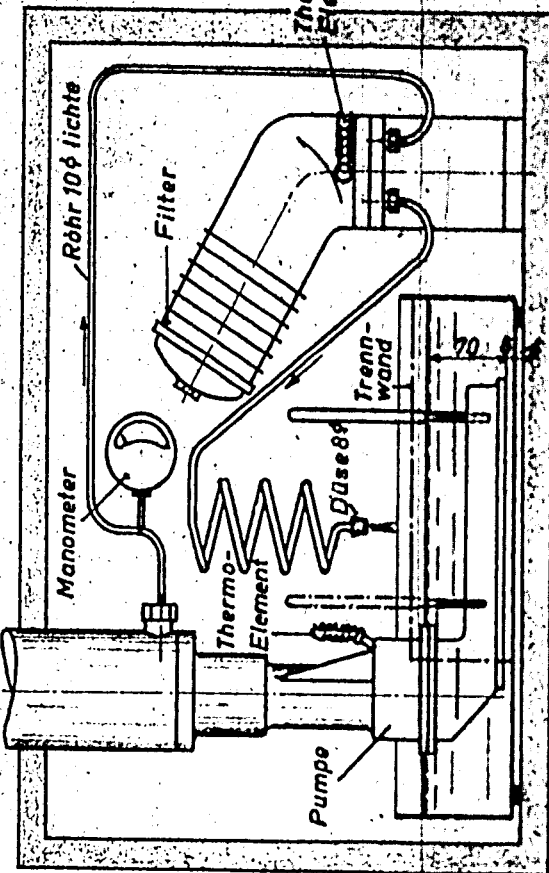
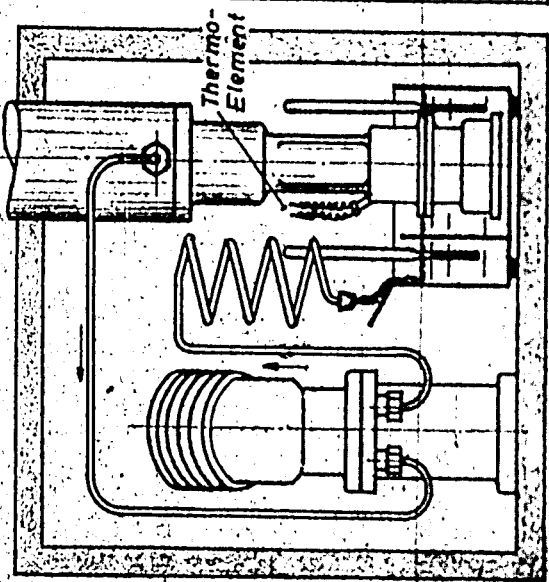


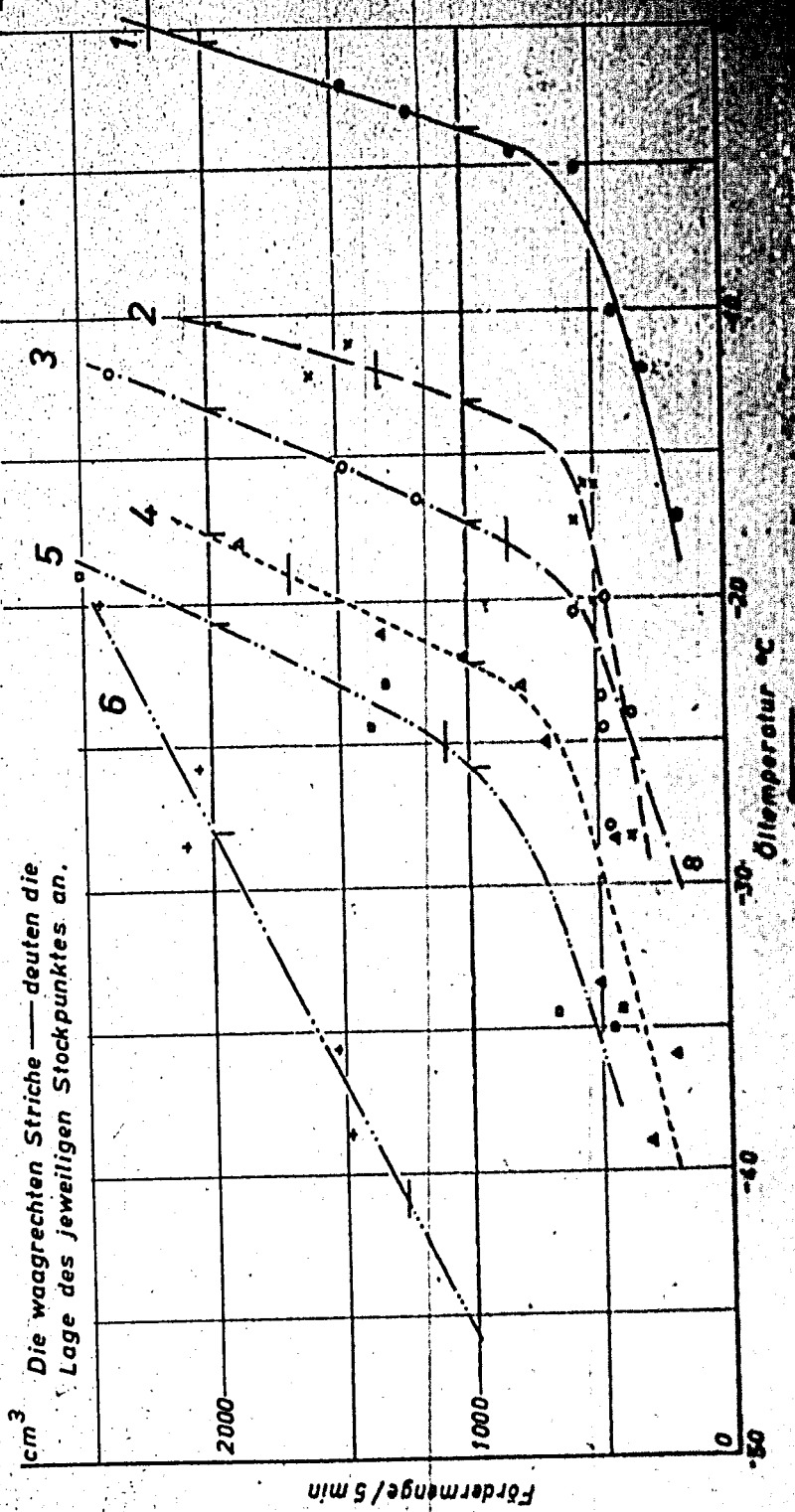
Bild 2



Gesamtlänge der Rohrleitungen = 1,6 m

1/1000 21000 3 44

Bild 4 Fördermenge in Abhängigkeit von der Öltemperatur



1/1000 2000 1000 0 -50

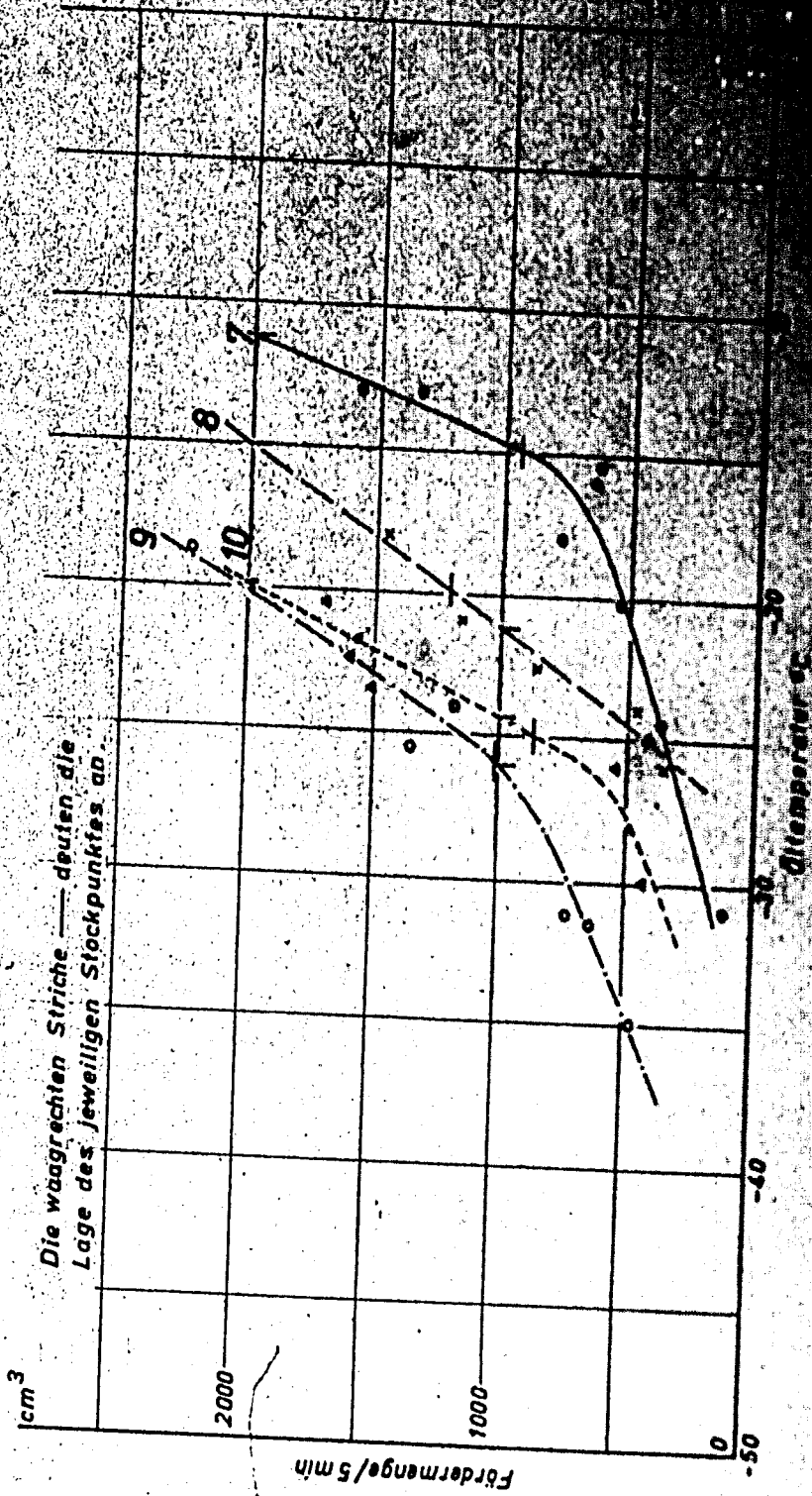
I. O. Farbenindustrie Aktien-Gesellschaft  
Ludwigshafen am Rhein

Zum Bericht Nr. 572 vom 20. 7. 44

TPrS 3710

Techn. Prüfamt  
Oppau

### Fördermenge in Abhängigkeit von der Diftemperatur



Die waagrechtten Striche — deuten die Lage des jeweiligen Stockpunktes an.

Bild 5

10114 2500-71-AL

L. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft  
Ludwigshafen am Rhein

Zum Bericht Nr. 572 vom 20. 7. 44

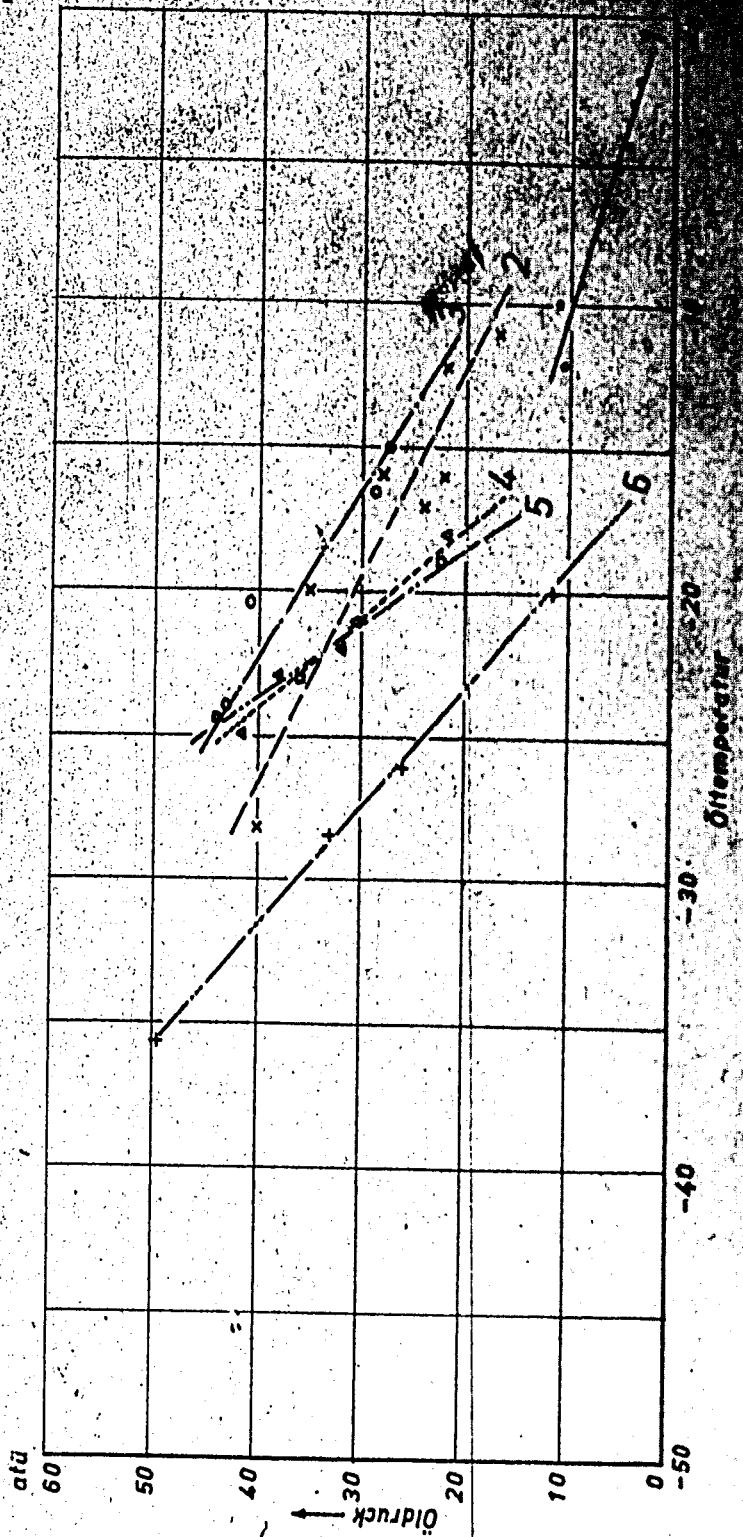
TPrS 3711

Prüf. Nr. ablesen



Techn. Prüfstand  
Oppau

Bild 6 Maximaler Öldruck in Abhängigkeit von der Öltemperatur



1/10186 22.000, 11. 62.

I. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft  
Ludwigshafen am Rhein

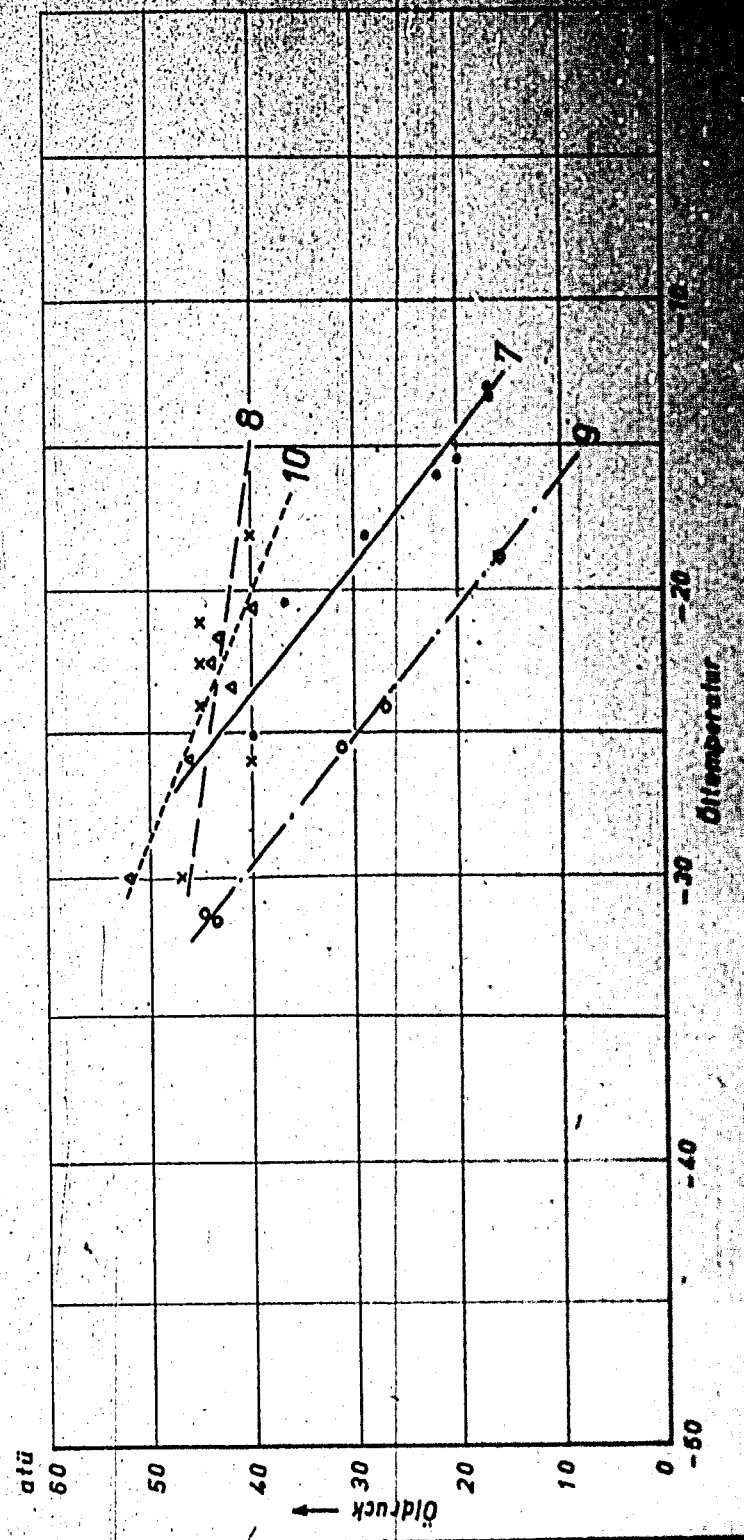
Zum Bericht Nr. 572 vom 20. 7. 44 TPrS 3713

Tag: \_\_\_\_\_ Name: \_\_\_\_\_

Fotografie abgenommen

Techn.-Prüfstand  
Oppau

Bild 7 Maximaler Öldruck in Abhängigkeit von der Öltemperatur



1/1018 25.000 17. 42

I. O. Farbenindustrie Aktiengesellschaft  
Ludwigshafen am Rhein

Zum Bericht Nr. 572 vom 20. 7. 44

TPrS 3712

Techn. Prüfstand  
Oppau

Bild 8

Grenztemperatur für 1 u. 2 Liter im Vergleich mit Stockpunkt u. extrapolierte Zähigkeit

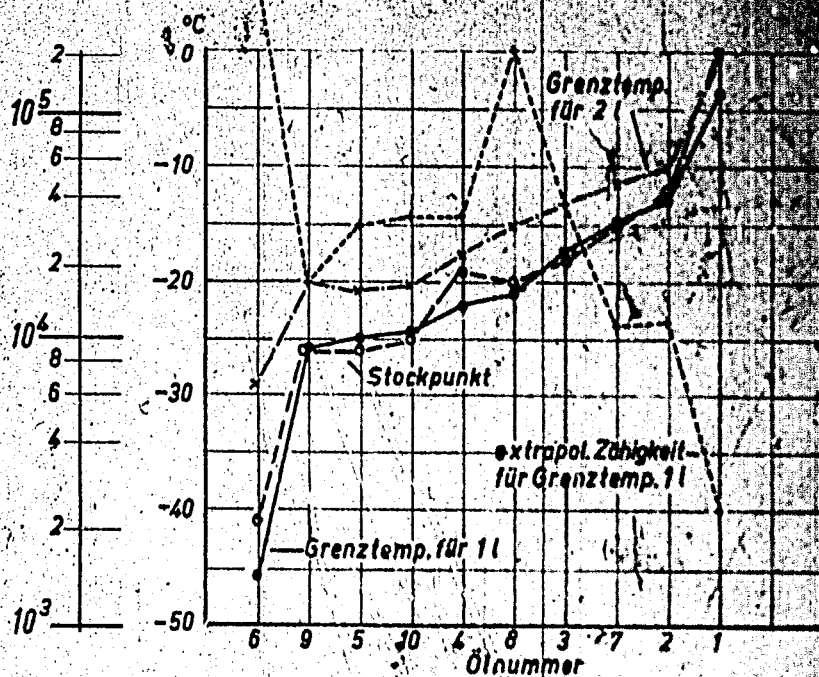
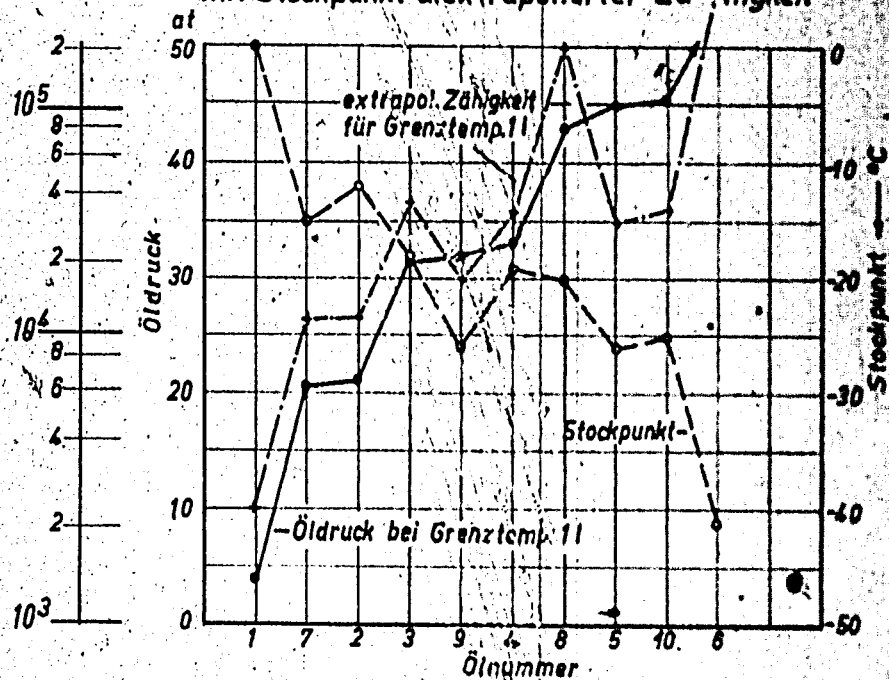


Bild 9

Öldruck bei Grenztemperatur im Vergleich mit Stockpunkt u. extrapolierte Zähigkeit



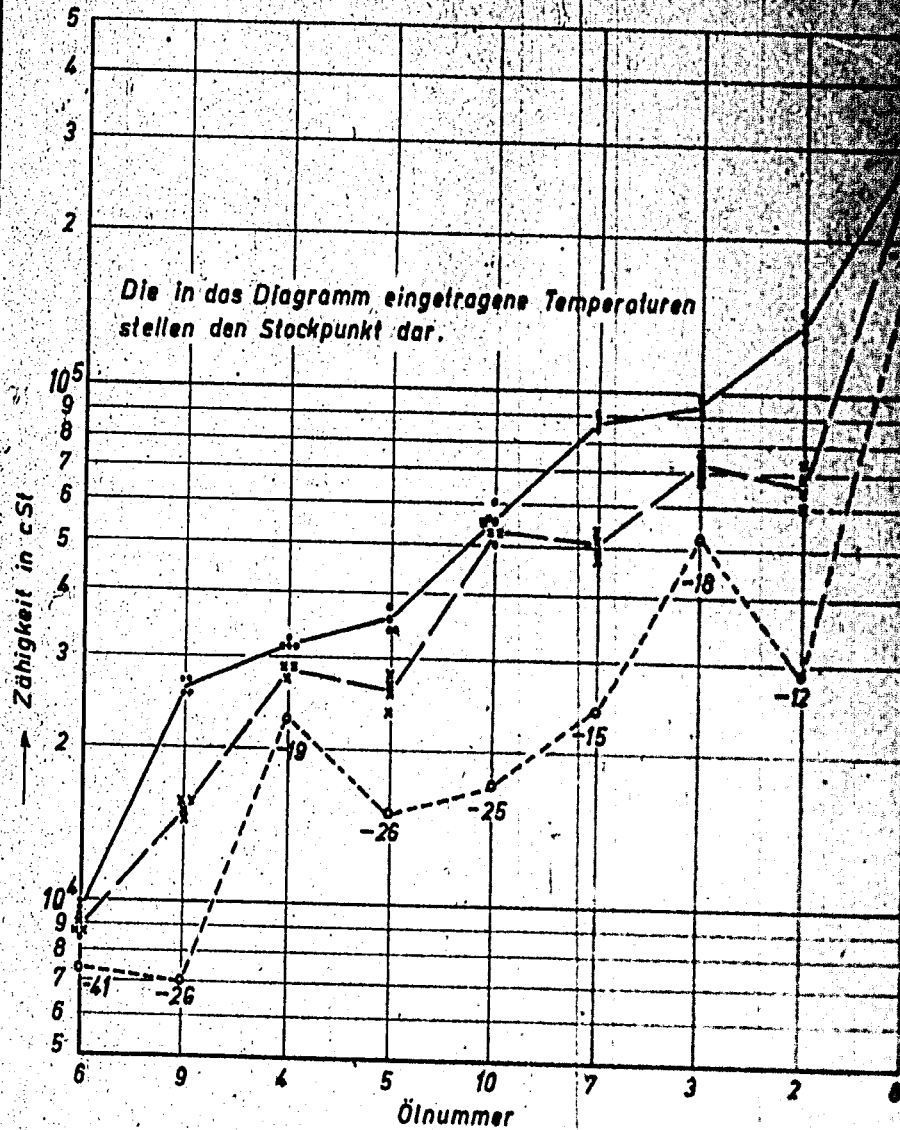
I. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft  
Ludwigshafen am Rhein

Zum Bericht Nr. 572 vom 20. 7. 44

TR-S 3716

### Zähigkeit bei -20°C nach Schwalger mit 2 verschiedenen Belastungen im Vergleich mit extrapolierte Zähigkeit.

Bild 10



— Zähigkeit gemessen mit normal Gew.-0,9 kg, Drehmoment 3,6 cmkg  
— " " " 3 kg, Drehmoment 12 cmkg  
- - - extrapolierte Zähigkeit  
Öl 1 konnte nicht gemessen werden

Berichte des Technischen Prüfstandes Oppau

EK

444

Bericht Nr. 464

**Bezugskraftstoffe und Meßgenauigkeit  
bei der Oktanzahlbestimmung**



**I. G. FARBENINDUSTRIE AKTIENGESELLSCHAFT  
LUDWIGSHAFEN AM RHEIN**

502

FILM

**Bericht des Technischen Prüfstandes Oppau  
Nr. 464.**

Bezugskraftstoffe und Meßgenauigkeit  
bei der Oktanzahlbestimmung.

Übersicht: Bei der Oktanzahlbestimmung bietet das Arbeiten mit dem Eichstoff Z verschiedene Vorteile, die in einem früheren Bericht Nr. 440 bereits beschrieben worden sind.

Die gegen die Verwendung des Eichstoffes Z bei der Untersuchung von Benzolgemischen geäußerte Ansicht, wonach bei Oktanzahlbestimmungen das Meßergebnis umso genauer wird, je ähnlicher im Aufbau Benzinprobe und Bezugsmischung sind, wird durch die Ergebnisse von Vergleichsmessungen nicht bestätigt. Weiter ist es bisher nicht gelungen, durch eine einzige Untersuchung mit ausgewählten, sehr verschiedenartigen Eichmischungen das Wärmeverhalten des Klopfmotors zu überprüfen. Auch hieraus ergibt sich die Zulässigkeit der Verwendung einer einzigen Art Bezugskraftstoffe für alle Arten Proben.

Abgeschlossen am: 23.6.1941.

Bearbeiter: Ing. E. Singer.

*E. Singer*

Die vorliegende Ausfertigung 18 enthält

Textblätter  
10

Bildblätter

Verteiler

Nr.	am	Empfänger	Nr.	am	Empfänger
1-49		Versuchsteilnehmer	58		Schaffgotsche Benzin
50		H.W.A., Berlin			G.m.b.H., Odertal
51		R.L.M., Berlin	59		Abt. Öle, Berlin
52		Wifo, Berlin	60		Deurag, Hannover
53		Z.B. Berlin	61		Herrn Dir. Dr. Pier
54		T.H. Braunschweig	62		Herrn Dr. Kuhn über
55		Ethyl G.m.b.H., Berlin			Herrn Dir. Dr. Müller-
56		Erprobungsstelle, Rechlin			Cunradi
57		Intava, Hamburg	63		Herrn Dr. Schunk, Leuna-Verke
			64-70		Techn. Prüfstand Oppau.

SAFETY FI

Bezugskraftstoffe und Maßgenauigkeit bei der Oktanzahlbestimmung.

Aufgrund seiner Vorteile gegenüber Benzol als Unterbezugskraftstoff zur Oktanzahlbestimmung, nämlich geringere Streuungen beim Aufstellen der Eichkurve, gradliniger Verlauf der Eichkurve, leichte Überwachung der Eichkurve, leichtes Messen von Oktanzahlen bis zu OZ 98, leichte Verlängerung der Eichkurve über OZ 100 hinaus und der günstigen Lage des Gefrierpunktes wird der Eichstoff Z in steigendem Maße zur Klopfwertbestimmung herangezogen. Da er in Mischung in dem I.O.-Eichbenzin stets einen rein paraffinischen Bezugskraftstoff darstellt, wie es in gleicher Weise auch Oktan/Heptangemische sind, wurde schon der Vermutung Ausdruck gegeben, daß seine Verwendung auf die Untersuchung von paraffinischen Benzinen beschränkt sein könnte und daß Benzolgemische mit Benzin/Benzol als Bezugsmischung genauer untersucht werden könnten. Daß dem nicht so ist, zeigen die Ergebnisse einer großen Zahl von Prüfstellen.

Es ist bekannt, daß die Benzine unterschiedlich auf Änderungen in den Betriebsbedingungen des Motors ansprechen. Diese Eigenschaft bezeichnet man als "Wärmeempfindlichkeit"; sie steigt in der Reihenfolge Paraffine - Naphtene - Aromaten - Olefine an. In der Regel wird die Wärmeempfindlichkeit eines Kraftstoffes angegeben als der Unterschied zwischen den Oktanzahlen nach den Bestimmungen nach der Research- und Motor-Methode. Sie beträgt beispielsweise bei einem unvermischten Hydrierbenzin etwa 1 bis 2 OZ, und bei einem Benzin-Benzol-

Genisch etwa 6 bis 8 OZ.

Vielfach wird nun angenommen, daß Oktanzahlbestimmungen unso zuverlässiger durchgeführt werden könnten, je ähnlicher in Aufbau sich Benzinprobe und Benzin-Kraftstoff sind. Es wird hierbei vermutet, daß etwaige Störungen im Wärmezustand des Motors (z.B. Ölflutstellen) sich auf Probe und Benzin-Kraftstoff in ähnlicher Weise auswirken und damit aufgehoben werden, während umgekehrt, wenn diese beiden Stoffe eine verschieden große Wärmempfindlichkeit aufweisen, je nach dem zufälligen Wärmezustand des Motors verschiedene und damit streuende Meßwerte zu erwarten wären. Aus diesem Grunde wurde schon vorgeschlagen, Reinbenzine mit paraffinischen Kohlenstoff, Benzinmischungen dagegen mit aromatischen Kohlenstoffmischungen zu vergleichen und im Interesse einer Verringerung der Streugrenze die Umständlichkeit und neue Fehlermöglichkeit bei der Verwendung von verschiedenartigen Kohlenstoffen in Kauf zu nehmen. Es hat sich jedoch gezeigt, daß bei der Verwendung von Kohlenstoffen mit gleichem Aufbau wie die Benzinprobe keine Gesetzmäßigkeit der Meßgenauigkeit vorhanden ist, denn es sind sowohl Fälle mit größeren als auch mit kleineren Streugrenzen als bei artungleichen Stoffen beobachtet worden. In Folgenden sollen von den vielen, in der Praxis vorkommenden Möglichkeiten nur die paraffinischen und aromatischen Kraftstoffe betrachtet werden.

Versuchsergebnisse.

Zur Überprüfung dieser Anschauung war es nicht notwendig, besondere Versuche anzustellen, da auf die schon vorhandenen Meßergebnisse zurückgegriffen werden konnte. (Vergl. besonders Bericht Nr.420

5  
5



Bericht Nr. 464 des Techn. Prüfstandes Oppau, Seite 4.

von 27.4.1940). Diese Meßwerte wurden bei den Vergleichsversuchen, die halbjährlich unter der Führung des Technischen Prüfstandes Oppau seit vier Jahren von vielen deutschen Prüfstellen durchgeführt werden, erhalten. Durch die große Teilnehmerzahl wird erreicht, daß etwaige einzelne Fehlmessungen als solche sofort erkannt und somit Fehlschlüsse weitgehend vermieden werden.

a.) Meßergebnis mit gleichartigen Stoffen.

Bei der Versuchsreihe 75 arbeitete die Mehrzahl der Teilnehmer mit Reichbzin/Reichbzin als Unterbezugskraftstoff. Sie konnten deshalb bei der Versuchsauswertung als "Benzelgruppe" gesondert zusammengefaßt werden.

Unter den zu untersuchenden Kraftstoffproben befand sich eine Benzol-Benzolmischung 50, deren Klopfwert durch diese "Benzelgruppe" mit einer Meßgenauigkeit von  $\pm 1,0$  ROZ bestimmt werden war gegenüber  $\pm 1,0$  ROZ bei der Untersuchung von Reibenzol, Spritbenzin, Bleibenzol und Benzolgemisch. Man erkennt, daß bei diesem Versuch keine Steigerung der Meßgenauigkeit erreicht werden ist.

Bei der Versuchsreihe 92 wurde u.a. das vorwiegend paraffinische Benzol 7a untersucht durch paraffinische Reichmischungen aus Benzol und Reichstoff 2. Hierbei betrug die Meßgenauigkeit  $\pm 0,8$  ROZ gegenüber sonst  $\pm 0,7$  ROZ bei den Untersuchungen an 4 verschiedenartigen Benzolproben. Auch hier konnte bei Messungen durch artverwandte Kraftstoffe keine besonders günstige Streugrenze erhalten werden.

Ähnliche Ergebnisse wurden bei der Versuchsreihe Nr.62 bei der Untersuchung des Paraffinbensines 6a durch den paraffinischen Eichstoff Z erhalten. Während die Meßgenauigkeit bei altem Benzin  $\pm 0,9$  ROZ betrug, wurde der Klopffwert der Probe 6a mit  $\pm 1,0$  ROZ, also etwas schlechter ermittelt.

Hingegen wurde bei der Aufstellung der Eichlinie Oktan/Eichstoff Z bei der gleichen Untersuchungsreihe Nr.62 mit beträchtlich geringeren Streugrenzen gearbeitet. Zwar betrug diese bei der Messung des reinen Eichbensins noch  $\pm 0,8$  ROZ, sank jedoch mit steigendem Zusatz an Eichstoff bis zu  $\pm 0,3$  ROZ beim unvermischten Eichstoff.

Zusammenfassend läßt sich also über die Streugrenze beim Messen durch artgleiche Bezugskraftstoffe sagen, daß, mit Ausnahme des Sonderfalles der Aufstellung der Z-Eichkurve, die Streugrenze gegenüber sonst beobachteter Meßgenauigkeit sich nicht verringert hat.

b.) Meßergebnis mit ungleichartigen Stoffen.

In den bisher erwähnten Versuchsreihen finden sich auch Beispiele, wozu Probe und Bezugskraftstoff verschiedenartig sind. So untersuchte im Zuge der Versuche Nr.75 die schon erwähnte "Benzolgruppe" den vorwiegend paraffinischen Kraftstoff 5a mit einer aromatischen Eichmischung und erzielte hierbei eine Meßgenauigkeit von  $\pm 0,8$  ROZ, also ein besseres Ergebnis als beim Messen der Benzelmischung 5c mit  $\pm 1,0$  ROZ.

Bericht Nr.464 des Techn.Prüfstandes Oppan, Seite 6.

In der Versuchsreihe 92 wurde beim Untersuchen des Benzol-  
genisches 70 durch die paraffinische Z-Mischung eine Meßgenauigkeit  
von  $\pm 0,7$  ROZ erhalten, während, wie schon erwähnt, bei der artglei-  
chen Probe 7a nur eine solche von  $0,8$  ROZ erhalten werden konnte.

Zu dem gleichen Ergebnis gelangten die Versuche Nr.82,  
ebenfalls mit Eichstoff Z durchgeführt. Hierbei wurde das Benzolge-  
misch 6c auf  $\pm 0,8$  ROZ genau gemessen im Gegensatz zu der ähnlich  
aufgebauten Probe 6a, bei deren Klopffwertbestimmung eine Streugrenze  
von  $\pm 1,0$  ROZ ermittelt werden ist.

Zusammenfassend läßt sich also sagen, daß beim Messen von  
Kraftstoffproben durch artverschiedene Bezugskraftstoffe durchaus  
keine Verschlechterung der Meßgenauigkeit beobachtet werden konnte,  
sondern das Gegenteil häufiger der Fall war.

Das interessanteste Ergebnis der Versuche über den Zusammen-  
hang zwischen der Meßgenauigkeit einseits und der artgleichen Zu-  
sammensetzung von Probe und Eichmischung andererseits wurde bei den  
Messungen mit Oktan / Heptan (paraffinisch) gegenüber Benzol/Heptan  
VV 92 (hocharomatisch) erhalten. Auch diesen Messungen lag der eingangs  
erwähnte Gedanke zu Grunde, daß sich ein etwaiges unterschiedliches  
Wärmeverhalten der Prüfmetern äußern müßte, in einem verschieden großen  
Benzolwert gegenüber einer festbleibenden Oktanzahl. Demzufolge er-  
mittelte jeder Klopffprüfstand das Benzol-Heptan-Gemisch, das sich mit  
einer Mischung aus 80 Vol % Oktan und 20 Vol % Heptan als Klopffgleich  
zeigte. Die erhaltenen Werte nach der Research-Methode sind in der  
Zahlentafel 1 angegeben, in die auch der Mittelwert und die jeweiligen  
Streugrenzen mit aufgenommen sind.

S  
4

EA 8

## Zahlentafel 1.

Meßwerte und Streugrenzen nach der Research-Method.

Benzolwerte für ROZ 60.

I.G.-Prüfmotoren

CFR-Motoren.

Prüfstand	Bo-Wert	$\Delta$ Bo	Prüfstand	Bo-Wert	$\Delta$ Bo
1	66,0	- 2,3	1a	68,5	+ 0,1
5	67,0	- 1,3	1b	68,5	+ 0,1
6	67,5	- 0,8	3	68,2	- 0,2
8	69,5	+ 1,2	4	69,0	+ 0,6
10	67,8	- 0,5	5	67,0	- 1,4
12a	68,0	- 0,3	9	67,8	- 0,6
12b	68,0	- 0,3	11	68,0	- 0,4
13	67,9	- 0,4	17	68,6	+ 0,2
16	68,5	+ 0,2	21	68,5	+ 0,1
17a	67,4	- 0,9	27	69,2	+ 0,8
17b	68,6	+ 0,3	31	69,1	+ 0,7
18	68,0	- 0,3	34	69,4	+ 1,0
19	68,3	+ 0	37	70,0	+ 1,6
20	69,3	+ 1,0	39	65,9	- 2,5
21	68,0	- 0,3			
29a	68,0	- 0,3			
29b	67,5	- 0,8			
31	69,2	+ 0,9			
32	70,0	+ 1,7			
33	68,5	+ 0,2			
34	67,5	- 0,8			
36	68,0	- 0,3			
41	69,5	+ 1,2			
43	70,0	+ 1,7			
44	(74,2)	(+ 5,9)			
46	68,2	- 0,1			
49	68,2	- 0,1			
Mittelwert	68,3	$\pm$ 0,8		68,4	$\pm$ 0,7

Mittelwert aus beiden Motoren: Benzolwert = 68,4 BO.

Streugrenze =  $\pm$  0,8 ROZ.

5  
10

462

Bericht Nr.464 des Techn.Prüfstandes Oppau, Seite 8.

Die bei diesem Versuch erhaltene mittlere Meßgenauigkeit ist mit  $\pm 0,8$  Benzoleinheiten = etwa 0,8 ROZ außerordentlich gut; vergleichsweise betrug bei den Untersuchungen an allen Kraftstoffen die Meßgenauigkeit, wie schon erwähnt,  $\pm 0,7$  ROZ. Es hat also auch der Vergleich von so ganz verschiedenartigen Kraftstoffen wie hier es nicht verneht, die Meßgenauigkeit wesentlich zu verändern, und gerade dieses Beispiel dürfte mit geeignet sein, die weit verbreitete und zumal sehr einleuchtende Ansicht über eine Wechselwirkung zwischen der Art des Bezugskraftstoffes und der Art der Kraftstoffprobe, soweit beide für die Oktanzahlbestimmung in Frage kommen, richtigzustellen. Es mag in diesem Zusammenhang noch erwähnt werden, daß bereits bei ähnlichen früheren Versuchen, bei welchen der Benzolwert auf die Oktanzahl 65 abgestimmt werden sollte, das gleiche negative Ergebnis erhalten werden ist.

Zur besseren Übersicht sind die erwähnten Versuchsergebnisse in der Zahlentafel 2 zusammengestellt.

Auch nach der Motor-Methode wurden mit den gleichen oder ähnlichen Proben und Bezugskraftstoffen die sinngemäß gleichen Messungen durchgeführt mit der Einschränkung, daß im Falle der Verbleiung der Probe die Bezugsmischung unverbleit geblieben ist. Auch nach diesen Ergebnissen, die in der Zahlentafel 3 angeführt sind, konnte kein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Meßgenauigkeit und der Art des Bezugskraftstoffes festgestellt werden. Ergänzend sei noch mitgeteilt, daß bei der Abstimmung der Benzol/Heptan-Mischung auf OZ 80 ein Benzolwert von 77,8 nach der Motor-Methode erhalten wurde gegenüber einem solchen von 68,4 nach der Research-Methode, was die Wärmeempfindlichkeit der gewählten Mischung beweist.

Zahlentafel 2.

Streugrenzen beim Untersuchen von gleichen und verschiedenartigen Kraftstoffen.

## Research-Methode.

Kraftstoff-Bes.	Probe	Nichtstoff	Messgenauigkeit bei der Probe allein	Messgenauigkeit bei allen Messungen	Bemerkungen:
Probe 5c	A	A	1,0	1,0	gleichartige Stoffe
Probe 7a	P	P	1,8	0,7	" "
Probe 6a	P	P	1,0	0,9	" "
Nichtkurve Z	P	P	0,8-0,3	0,9	" "
Probe 5a	P	A	0,8	1,0	ungleichartige Stoffe
Probe 7c	A	P	0,7	0,7	" "
Probe 6c	A	P	0,8	0,9	" "
80% Oktan	P	A	0,8	0,7	" "

A = aromatisch  
P = paraffinisch.

Zahlentafel 3.

Streugrenzen beim Untersuchen von gleichen und verschiedenartigen Kraftstoffen.

## Motor-Methode.

Kraftstoff-Bes.	Probe	Nichtstoff	Messgenauigkeit bei der Probe allein	Messgenauigkeit bei allen Messungen.	Bemerkungen:
Probe 5c	A	A	0,9	1,2	gleichartige Stoffe.
Probe 71	P	P	0,5	0,7	" "
Probe 61	P	P	0,7	0,8	" "
Nichtkurve Z	P	P	0,7-0,5	0,8	" "
Probe 5a	P	A	0,9	1,2	ungleichartige Stoffe.
Probe 72	A	P	0,9	0,7	" "
Probe 63	A	P	0,8	0,8	" "
80% Oktan	P	A	0,9	0,7	" "

464

Bericht Nr.464 des Techn.Prüfstandes Oppau, Seite 10.

Folgerungen .

Aus den Versuchsergebnissen ergibt sich, daß die Meßgenauigkeit bei der Oktanzahlbestimmung nicht abhängig ist von der Gleichartigkeit des Bezugskraftstoffes mit der Kraftstoffprobe. Die Brauchbarkeit der paraffinischen Unterbezugskraftstoffe Eichstoff Z / Eichbensin auch zu Messungen von Benzolmischungen ist damit erwiesen.

Anlage: Zahlentafel-1.

**Titel für den Dienstgebrauch**



75 Ausfertigungen  
(nachgefertigt)  
72. Ausfertigung

# Bericht der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt

Gleituntersuchungen an metallischen Werkstoffen  
im Zustand der Grenzschmierung.

Der Bericht umfaßt: 10 Blatt Text  
Bb.Nr. 214/43g VI-S 3 " Abbildungen  
Berlin-Charlottenburg, den 22.4.1943 / " Zeichnungen

Der Sachbearbeiter

Regierungsrat Dr. Kluge

*Bochmann.*  
Regierungsrat Dr. Bochmann

Der Labor.-Vorsteher

Der Abteilungsdirektor

Regierungsrat Dr. Kluge

Professor Dr. K. Müller



Durch die Schmierung von Gleitflächen sollen einmal die Reibungsverluste und andererseits der Verschleiß der Gleitflächen vermindert werden. Die Reibungsverminderung ist von besonderer Bedeutung bei Instrumenten, Elektrizitätszählern, Uhren und dgl. Bei Lagern größerer Abmessungen und auch bei Kraftmaschinen, wie bei Motoren usw., spielt sie eine untergeordnete Rolle. Das Verschleißverhalten von Gleitstellen dagegen ist in jedem Falle von Wichtigkeit, da hierdurch die Genauigkeit vieler Geräte und Maschinen und vor allem ihre Lebensdauer bedingt ist.

Bei der Schmierung einer technischen Gleitordnung ist als Idealzustand stets ein verschleißloser Betriebszustand anzustreben. Das ist dann erreicht, wenn die gesamte Belastung durch eine hydrodynamisch gebildete Schmiermittelschicht übertragen wird, wodurch gleichzeitig eine feste Berührung der Gleitflächen verhindert wird. In diesem Zustand wird die Vollschmierung<sup>1)</sup> oder Flüssigkeitsreibung genannt. Die Schmierung durch eine <sup>glinzige</sup> Stoffeigenschaft, und zwar durch die Zähigkeit des Schmiermittels in bekannter Weise beeinflusst. Verkatoffeinflüsse sind bei Vollschmierung nicht vorhanden. Im übrigen ist der Zustand der Vollschmierung dadurch gekennzeichnet, daß die Reibung im allgemeinen die niedrigsten erreichbaren Werte annimmt; Ausnahmen bilden nur Lager mit sehr großen Nennumdrehzahlen, wie sie z.B. bei Spinnspindeln vorkommen.

Bei dem mit Verschleiß verbundenen technischen Schmiervorgang wird nun die Belastung zu einem mehr oder minder großen Teil in fester Berührung aufgenommen, da die Schmiermittelschicht örtlich durchgedrückt wird, was z.B. durch Überlastung oder zu geringe Gleitgeschwindigkeit geschehen kann. An den Punkten fester Berührung herrscht jedoch normalerweise nicht, wie vielfach angenommen wird, trockene Reibung. Vielmehr ist hier das Schmiermittel an Form einer adsorbierten Schicht wirksam. In einer solchen Schicht besitzt das Schmiermittel aber nicht mehr die Eigenschaft einer Flüssigkeit, und eine hydrodynamische Schmierung kann sich nicht ausbilden. Vielmehr kommen an den Stellen fester Berührung die Grenzflächenkräfte zwischen Lagerwerkstoff und Schmiermittel zur Geltung und beeinflussen den Reibungs- und Verschleißvorgang in maßgebender Weise.

<sup>1)</sup> Z. VDI 86 (1942) Nr. 25/26 S. 408/409

Der durch die Wirkung der adsorbierten Schmiermittelschichten gekennzeichnete Zustand wird als Zustand der Grenzschnierung oder Grenzreibung bezeichnet.

Wie schon gesagt, kommt im Zustand der Vollschnierung als Lebenseigenschaft nur die Zähigkeit des Schmiermittels zur Wirkung. Da die Zähigkeit gesondert gemessen werden kann, sind schmiertechnische Untersuchungen im Zustand der Vollschnierung nur selten erforderlich. Bei Grenzschnierung dagegen spielt die Zähigkeit keine Rolle, und außer den reinen Werkstoffeigenschaften kommen die Wechselwirkungen zwischen Lagerwerkstoff und Schmiermittel zur Geltung. Bei den meisten technischen Schmiervorgängen, die mit Verschleiß verbunden sind, treten diese beiden Zustände nebeneinander auf. Man spricht dementsprechend vom Zustand der Teilschnierung oder Mischreibung. Es ist allerdings bei Messungen im Zustand der Teilschnierung zur Zeit noch nicht möglich, den jeweiligen Anteil der Grenzschnierung oder Vollschnierung festzustellen. Diese Schwierigkeit liegt z.B. auch bei den bekannten Lagermetallprüfmaschinen vor, die überwiegend im Zustand der Teilschnierung arbeiten. Jedenfalls ist es notwendig, bei schmiertechnischen Untersuchungen neben der Zähigkeit des Schmiermittels auch das Grenzflächenverhalten zwischen Schmiermittel und Lagerwerkstoff zu berücksichtigen. Zur Feststellung dieses Grenzflächenverhaltens müssen daher Lagerwerkstoffe ebenso wie Schmiermittel unter Grenzschnierungsbedingungen untersucht werden.

Diese Forschungsarbeiten der Reichsanstalt haben nun ergeben, daß das Grenzflächenverhalten zwischen Lagerwerkstoff und Schmiermittel besonders in der Werkstoffabtragung bei Grenzschnierung zum Ausdruck kommt. Diese Arbeiten führten weiterhin zu dem Ergebnis, daß für eine Schmierstelle mit Teilschnierungsbedingungen jeweils das Schmiermittel zu bevorzugen ist, das bei Grenzschnierung die größere Werkstoffabtragung ergibt. Diese Forderung bekommt ihren Sinn durch folgende Überlegung: Bei Teilschnierung bestehen, wie schon gesagt, Bereiche mit Grenzschnierung und Bereiche mit hydrodynamischer Schmierung nebeneinander. Der Verschleiß wird nun um so

geringer sein, je mehr Bereiche mit hydrodynamischer Schmierung vorherrschen. Daraus folgt, daß der Verschleiß einer Schmierstelle, die unter Teilschmierungsbedingungen arbeitet, bei gegebenen Betriebsverhältnissen, z.B. durch Anwendung eines Schmiermittels größerer Zähigkeit vermindert werden kann. Außerdem ist auf Grund anderer Versuche der Reichsanstalt bekannt, daß diejenige Eigenschaften eines Schmiermittels, die bei Grenzschmierung eine größere Werkstoffabtragung bedingen, im Zustand der Teilschmierung zu einer Glättung der Gleitflächen führen. Hierdurch wird aber der hydrodynamische Schmierungsanteil zusätzlich vergrößert und der Verschleiß entsprechend vermindert. Damit ist eine Erklärung dafür gewonnen, daß ein Schmiermittel, das bei Grenzschmierung eine große Werkstoffabtragung ergibt, unter Teilschmierungsbedingungen ein günstigeres Verschleißverhalten zeigt. Es ist anzunehmen, daß das unterschiedliche Verhalten von Lagerwerkstoffen unter Teilschmierungsbedingungen in ähnlicher Weise durch Messung der Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung aufgeklärt werden kann. Die vorliegenden Untersuchungen sollen hierzu einen Beitrag liefern.

Aus den vorstehenden Überlegungen ergibt sich, daß die bei Grenzschmierung ermittelte Werkstoffabtragung für das Verhalten eines Schmiermittels und wahrscheinlich auch eines Lagerwerkstoffes im Zustand der Teilschmierung von ausschlaggebender Bedeutung ist. Es muß jedoch in diesem Zusammenhang noch festgestellt werden, daß die Reibung einer Gleitanordnung unter Teilschmierungsbedingungen in ähnlicher Weise wie der Verschleiß durch die anteilige Wirkung der Vollschmierung oder Grenzschmierung beeinflusst wird, d.h. bei zunehmendem hydrodynamischen Schmierungsanteil wird nicht nur der Verschleiß, sondern auch die Reibung verkleinert. Darüber hinaus kann nach den Erfahrungen der Reichsanstalt mit Hilfe von Reibungsmessungen entschieden werden, ob eine Schmierstelle im Zustand der Teilschmierung oder im Zustand der Grenzschmierung arbeitet. Außerdem ist auf Grund früherer Untersuchungen der Reichsanstalt bekannt, daß die Reibungszahl im Zustand der Grenzschmierung unabhängig vom Druck ist. Wird nun die Reibungszahl bei Verringerung des Druckes kleiner, so ist das ein Kennzeichen dafür, daß ein Teil

der Belastung hydrodynamisch aufgenommen wird, d.h., es liegen Teilschmierungsbedingungen vor. Die Verminderung der Reibung durch einen entsprechenden hydrodynamischen Schmierungsanteil ist unter anderem auch für diejenigen technischen Aufgaben von Bedeutung, bei denen durch die Reibung bedingte Leistungsaufwand möglichst klein gehalten werden soll. Die bei Grenzschmierung ermittelte Reibung (Grenzreibung) dagegen ist für den technischen Schmierungsvergange von untergeordneter Bedeutung. Jedenfalls zeigen die nachfolgend beschriebenen Versuche, daß die bei Grenzschmierung ermittelte Werkstoffabtragung sowohl durch das Schmiermittel als auch durch den Werkstoff wesentlich <sup>mehr</sup> beeinflusst wird als die Grenzreibung.

Versuchsdurchführung.

Die Versuche wurden nach einem in der Reichsanstalt entwickelten Meßverfahren bei Raumtemperatur durchgeführt. Dabei wird ein stiftförmiger Probekörper aus dem zu untersuchenden Metall mit einstellbarer Belastung gegen eine ebene, umlaufende Scheibe aus gehärtetem Stahl gedrückt. Die Oberfläche der Scheibe wurde nach einem dem Läppen ähnlichen Verfahren feinstbearbeitet. Es ergab sich ein Oberflächenzustand ähnlich dem von sandgestrahlten Flächen, die Profilhöhe der Rauigkeitsspitzen betrug etwa 0,002 mm. Mit Rücksicht auf die Grenzschmierungsbedingungen wurden die Messungen bei Gleitgeschwindigkeiten von nur einigen cm/s durchgeführt. Aus den gleichen Gründen darf der Druck einen bestimmten Mindestwert nicht unterschreiten. Andererseits ist durch die kleine Festigkeit z.B. von Zinn oder Blei ein oberer Grenzwert für den Druck gegeben. Auf Grund von Versuchen wurde schließlich ein Druck von 70 kp/cm<sup>2</sup> gewählt. Bei Blei war allerdings eine Messung ohne Schmierung bei den gewählten Versuchsbedingungen nicht möglich. Bei den Versuchen ohne Schmierung sind die, wie üblich, mit Benzin gereinigten Flächen als technisch trocken zu bewerten, d.h., es können sich noch adsorbierte Gas- oder Feuchtigkeitsschichten oder auch Oxidschichten auswirken.

Die Versuche wurden an verschiedenen reinen Metallen durchgeführt. Zum Teil standen diese Metalle in Form von Drähten mit einem Durchmesser von 1 mm zur Verfügung. Der restliche Teil der Metalle ist so duktil, daß sie leicht in Drahtform gebracht werden konnten.

Für die Grenzschmierungsuntersuchungen wurde ein reines Kohlenwasserstofföl ohne Zusätze und ein Fettöl verwendet. Da Fettöl im Gegensatz zu reinen Kohlenwasserstoffen bekanntlich eine gute Schmierfähigkeit besitzen, ergaben die Versuche außerdem ein Urteil darüber, wie sich die untersuchten Metalle bei Anwendung von Schmiermitteln verschiedener Schmierfähigkeit verhalten.

Ergebnisse.

In der Abbildung 1 sind die Reibungszahlen aufgetragen, die für die verschiedenen Metalle bei einer Gleitgeschwindigkeit von 7 cm/s erhalten wurden. Daraus ist zu erkennen, daß einmal der Werkstoffeinfluß auf die Reibung im Zustand der Grenzschmierung nur verhältnismäßig klein ist. Im äußersten Fall unterscheiden sich die Reibungszahlen bei Grenzschmierung wie 1 : 2. Dabei ergibt Zinn die kleinsten und Nickel die größten Werte. Der Einfluß des Schmiermittels ist noch geringer. Die Grenzreibungsanzahl für das Fettöl ist bei allen Metallen mit Ausnahme von Magnesium und Kupfer kleiner als die für das Kohlenwasserstofföl. Bei den Messungen ohne Schmierung sind die Reibungszahlen in jedem Falle wesentlich größer als mit Schmierung, ohne daß eine Parallelität zu den Grenzschmierungsmessungen festzustellen ist. Die Messunsicherheit beträgt bei den Versuchen an Stahl, Gußeisen und Elektrolyt-eisen etwa 4%. Bei anderen Metallen ist sie z.T. wesentlich größer, insbesondere bei den Versuchen ohne Schmierung. Die in diesem Bericht mitgeteilten Folgerungen können jedoch trotzdem mit genügender Sicherheit gezogen werden.

In der Abbildung 2 sind die Werte für die Werkstoffabtragung dargestellt, die nach einem Gleitweg von 25 m unter Grenzschmierungsbedingungen ermittelt wurden. Bemerkenswert ist vor allem, daß im Gegensatz zu den Reibungsmessungen der Werkstoffeinfluß und der Schmiermitteleinfluß sehr groß ist. So verhalten sich zum Beispiel die Werkstoffabtragungen von Blei und Wolfram bei Grenzschmierung mit dem Kohlenwasserstofföl wie etwa 80 : 1. Außerdem ergibt das Fettöl im allgemeinen eine größere Werkstoffabtragung als das Kohlenwasserstofföl. Dieses Verhältnis kehrt sich für einige Metalle um, und zwar für Gold, Wismut, Zinn und Blei.

Bemerkenswert ist ferner das Ergebnis, daß die Werkstoffabtragung ohne Schmierung meistens niedriger als die Abtragung bei Grenzschmierung liegen. Einige Metalle, ergeben jedoch ohne Schmierung auch größere Werte, wie Zink, Cadmium und Zinn. Für Magnesium und Wismut liegen die Abtragungen ohne Schmierung zwischen den Werten, die bei Grenzschmierung mit dem reinen Kohlenwasserstofföl und dem Fettöl erzielt wurden. Die niedrige Werkstoffabtragung ohne Schmierung wird z.T. auf festhaftende Oxydschichten zurückzuführen sein, die die Oberfläche vor einer Abnutzung schützen (z.B. Kupfer). Andererseits können schlecht haftende Oxydschichten bei ausreichender Härte auch als Schleifmittel wirken und die Abtragung vergrößern. Außerdem besteht anscheinend ein Einfluß der Kristallstruktur. Denn nur bei Magnesium, Zink, Cadmium, Wismut und Zinn, die nicht kubisch kristallisieren, ist die Werkstoffabtragung ohne Schmierung größer als die Abtragung bei Grenzschmierung.

Als Hauptergebnis der in Abbildung 1 und 2 dargestellten Reihen kann man zusammenfassend feststellen, daß sich die einzelnen Werkstoffe ebenso wie die Schmiermittel hinsichtlich ihres Einflusses auf die Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung wesentlich mehr unterscheiden als hinsichtlich der Grenzreibung. Diese Tatsache trägt der oben beschriebenen Anschauung Rechnung, daß die bei Grenzschmierung beobachtete Werkstoffabtragung zu einer größeren Glättung der Gleitfläche unter Teilschmierungsbedingungen führt. Dies führt aber zu einem größeren hydrodynamischen Schmierungsanteil und damit bei dem technischen Schmierungsvorgang, soweit er nicht rein hydrodynamisch bedingt ist, zu einem besseren schmier-technischen Verhalten des jeweiligen Schmiermittels oder Werkstoffes sowohl hinsichtlich der Reibung als auch hinsichtlich des Verschleißes.

Außerdem zeigen die in Abbildung 2 wiedergegebenen Messungen, daß die bei Grenzschmierung ermittelte Werkstoffabtragung und damit die oben erläuterte Glättungswirkung von dem Werkstoff wesentlich mehr beeinflusst wird als von dem Schmiermittel. Das bedeutet aber für den technischen Schmierungsvorgang, daß das schmier-technische

Verhalten eines Lagers durch den Lagerwerkstoff wesentlich mehr bedingt wird als durch das Schmiermittel. Eine fehlerhafte Auswahl des Lagerwerkstoffes kann durch das Schmiermittel offenbar nur zum Teil ausgeglichen werden. Vorausgesetzt ist hierbei noch, daß die Gleitstellen in jeder Hinsicht, so z.B. bezüglich der Kantenpressung konstruktiv richtig durchgebildet sind. Konstruktive Fehler in diesem Sinne können durch Auswahl eines geeigneten Lagerwerkstoffes nur zum Teil und durch das Schmiermittel praktisch überhaupt nicht ausgeglichen werden.

Um den Grundvorgang der Werkstoffabtragung näher zu erklären, wurde versucht, diese Werkstoffabtragung mit anderen physikalischen Eigenschaften der jeweiligen Metalle in Zusammenhang zu bringen. Dabei interessiert besonders die Härte und der Schmelzpunkt dieser Metalle. Die Abbildungen 3 und 4 zeigen, daß tatsächlich ein derartiger Zusammenhang besteht, ohne daß von einer wirklichen Gesetzmäßigkeit gesprochen werden kann<sup>2) 3)</sup>. Auffallend ist die Beobachtung, daß die nicht kubisch kristallisierenden Metalle sich am wenigsten in die dargestellte Schmelzpunktabhängigkeit einfügen. Aus der Abhängigkeit der Werkstoffabtragung von der Härte oder von dem Schmelzpunkt ergeben sich nun für die Beanspruchung des Lagerwerkstoffes oder Schmiermittels bei dem Schmiervorgang bezüglich des wirklichen Druckes und der Temperatur grundlegende wichtige Folgerungen. Nach den Anschauungen von R. Holm<sup>4)</sup> ist die wirkliche Druckbeanspruchung einer Gleitfläche wesentlich größer als die über die geometrische Abmessung der Druckfläche gemittelte Druckbeanspruchung, und zwar erhält man als oberen Grenzwert für die wirkliche Druckbeanspruchung die Härte des jeweils weicheren Werkstoffes der in Frage kommenden Werkstoffpaare, d.h. aber, daß man bei dem Schmiervorgang im äußersten Falle mit wirklichen Druckbeanspruchungen von einigen 10000 kp/cm<sup>2</sup> rechnen muß. Diese wirkliche Druckbeanspruchung wird selbstverständlich durch einen hydrodynamischen Schmierungsanteil mehr oder weniger herabgesetzt.

2) Die Werte für die Härte und den Schmelzpunkt wurden entnommen aus van Arkel, Reine Metalle, Berlin 1939.

3) Vgl. hierzu auch W. Tonn: Z.f. Metallkde. 29(1937) S.196/198, Zusammenhang zwischen Härte und Verschleißvorgang allgemeinster Art

4) R. Holm: Die technische Physik der elektrischen Kontakte, Berlin 1941

was aber wiederum die besondere Bedeutung der oben beschriebenen Glättungswirkung bei dem Teilschmierungsprozess erkennen läßt. Aus dem Zusammenhang zwischen der wirklichen Druckbeanspruchung und der Härte folgt andererseits, daß die wirkliche Berührungsfäche um so kleiner ist, je größer die Härte ist oder, anders ausgedrückt, härtere Gleitflächen werden sich mit weniger Kontaktspitzen berühren als weichere Gleitflächen. Dabei erscheint es aber verständlich, daß der härtere Gleitkörper eine geringere Werkstoffabtragung ergibt als der weichere Gleitkörper.

Bezüglich der wirklichen Erwärmung in der Gleitfläche kann man eine ähnliche Grenzwertbetrachtung anstellen wie bezüglich des wirklichen Druckes, und zwar ist auf Grund des Zusammenhanges zwischen der Werkstoffabtragung und dem Schmelzpunkt zu vermuten, daß die Erwärmung unmittelbar in der Gleitfläche in Ausnahmefällen gleich dem Schmelzpunkt desjenigen Metalles werden kann, das von den beiden Gleitflächen-Werkstoffen den niedrigeren Schmelzpunkt besitzt. Hierbei spielt jedoch im Gegensatz zu den Betrachtungen über den wirklichen Druck zusätzlich noch die Gleitgeschwindigkeit eine ausschlaggebende Rolle. So kann man durch thermoelektrische Messungen nachweisen, daß die Erwärmung unmittelbar in der Gleitfläche eines niedrig schmelzenden Metalles zunächst linear mit der Gleitgeschwindigkeit zunimmt, um schließlich bei Erreichung des Schmelzpunktes trotz weiterer Steigerung der Gleitgeschwindigkeit nicht weiter zuzunehmen<sup>5)</sup>. Diese Beobachtung hat sicher eine allgemeiner Gültigkeit, wenn sie auch bisher für hochschmelzende Metalle noch nicht nachgewiesen werden konnte. Jedenfalls wird der Werkstoff und auch das Schmiermittel bei Lagerwerkstoffen mit höherem Schmelzpunkt in thermischer Hinsicht wesentlich mehr beansprucht als bei Werkstoffen mit niedrigerem Schmelzpunkt. Hierbei sind allerdings auch die Kühlungsbedingungen in der Gleitfläche zu berücksichtigen. So wird z.B. das Schmiermittel selbst, insbesondere bei zunehmendem hydrodynamischen Schmierungsanteil, eine Wirkung ausüben.

<sup>5)</sup> Bowden u. Ridler: Proc. Roy. Soc. (London) A 94 (1936) S. 640/656



Wie oben gesagt wurde, wirkt sich die bei Grenzschmierung ermittelte Werkstoffabtragung unter Teilschmierungsbedingungen in einer zusätzlichen Glättung der Gleitfläche schmieretechnisch in jeder Hinsicht günstig aus. Es wurde weiterhin beobachtet, daß ein Fettöl bei den meisten Metallen eine größere Werkstoffabtragung ergibt als ein Mineralöl. Ähnliche Beobachtungen konnten bei einigen Metallen auch an anderen Schmiermitteln mit verschiedener Schmierfähigkeit gemacht werden. Es kann daher in Übereinstimmung mit den bereits früher mitgeteilten Versuchen<sup>6)</sup> angenommen werden, daß die unterschiedliche Werkstoffabtragung bei Schmierung mit den einzelnen Ölen durch chemische Wirkungen zwischen dem Schmiermittel und dem Lagerwerkstoff unterstützt wird, wenn man vor allem Dingen dabei beachtet, daß entsprechend den vorstehenden Überlegungen das Schmiermittel beträchtlichen Drucken und Erwärmungen ausgesetzt ist. Diesbezügliche genauere Untersuchungen sollen bei anderer Gelegenheit näher besprochen werden. Hier soll nur noch gezeigt werden, daß offenbar ein Zusammenhang zwischen dem Schmiermitteleinfluß auf die Werkstoffabtragung und zwischen dem Normalpotential der Metalle besteht. In Abbildung 5 ist zu diesem Zweck das Verhältnis der Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung mit Fettöl und des entsprechenden Wertes bei Schmierung mit Mineralöl in Abhängigkeit von dem Normalpotential dargestellt. Man erkennt, daß dieses Verhältnis bei den edleren Metallen wie Silber, Gold praktisch gleich 1 ist. D.h. eine zusätzliche chemische Wirkung ist bei Schmierung mit einem reinen Kohlenwasserstofföl und einem Fettöl nicht vorhanden.

Zusammenfassung.

Es wird über Gleituntersuchungen mit metallischen Werkstoffen im Zustand der Grenzschmierung berichtet. Dabei kann gezeigt werden, daß die Werkstoffabtragung unter Grenzschmierungsbedingungen für den mit Verschleiß verbundenen technischen Schmiervorgang von besonderer Bedeutung ist. Auf Grund solcher Messungen kann z.B. das schmieretechnische Verhalten eines Schmiermittels für den Zustand der Teilschmierung sowohl hinsichtlich der Reibung (Leistungsbedarf)

<sup>6)</sup> Mitt. Deutsche Akademie der Luftfahrtforschung 1942 Nr.6 S.299/323

3  
4

als auch hinsichtlich des Verschleißes (Lebensdauer und Betriebssicherheit) vorausgesagt werden. In jedem Falle ist das Schmiermittel vorzuziehen, das unter Grenzschmierungsbedingungen die größere Werkstoffabtragung ergibt. In ähnlicher Weise kann voraussichtlich die unterschiedliche Werkstoffabtragung für die Bewertung von Lagerwerkstoffen hinsichtlich ihres Gleitverhaltens herangezogen werden. Hierzu kommen selbstverständlich noch andere Eigenschaften, wie z.B. die Empfindlichkeit des jeweiligen Lagerwerkstoffes gegen Kantenpressung. Die Untersuchungen zeigen ferner, daß dieses Gleitverhalten in einem gewissen Zusammenhang mit der Härte und dem Schmelzpunkt des jeweiligen Metalles steht. Es ergibt sich hieraus die Folgerung, daß unmittelbar an der Berührungsfäche außerordentlich hohe Drücke und hohe Temperaturen auftreten können, die zu einer zusätzlichen chemischen Wirkung zwischen dem Schmiermittel und dem Werkstoff führen. So erscheint es verständlich, wenn z.B. ein Fettöl unter Grenzschmierungsbedingungen eine größere Werkstoffabtragung hat als ein Mineralöl bzw. wenn ein solcher chemischer Schmiermitteleinfluß bei unedlen Metallen besonders groß ist. Über die weiteren sich ergebenden Folgerungen wird an anderer Stelle ausführlich berichtet. Außerdem ist vorgesehen, die Untersuchungen an den reinen Metallen durch solche an Legierungen und üblichen Lagermetallen zu ergänzen.

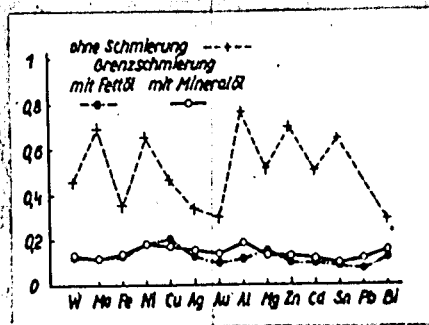


Abb. 1: Reibungszahlen beim Gleiten von Metallen auf Stahlfläche

Versuchsscheibe: Stahl

Durchmesser der Stiftprobe: 1 mm

Rauhigkeit der Scheibe:  $2 \cdot 10^{-3}$   $\mu$ m Last: 0,58 kp

Druck: 0,70 kp/cm<sup>2</sup>

Temperatur: 20°C

Gleitgeschwindigkeit: 7 cm/s

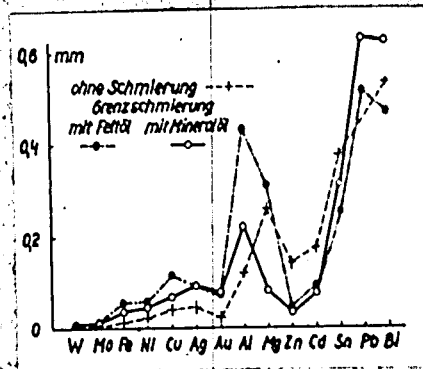


Abb. 2: Werkstoffabtragung der Metalle beim Gleiten auf Stahlfläche

Versuchsscheibe: Stahl

Durchmesser der Stiftprobe: 1 mm

Rauhigkeit der Scheibe:  $2 \cdot 10^{-3}$   $\mu$ m Last: 0,58 kp

Druck: 0,70 kp/cm<sup>2</sup>

Temperatur: 20°C

Gleitgeschwindigkeit: 4,7 cm/s

Gleitweg: 25 m

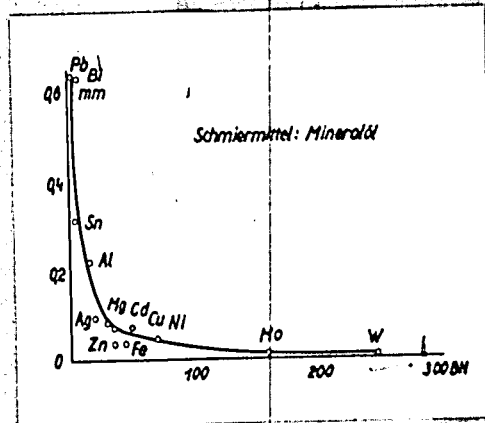


Abb.3: Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung in Abhängigkeit von der Brinellhärte der Metalle.

Versuchsscheibe: Stahl

Rauigkeit der Scheibe:  $2 \cdot 10^{-3}$  mm

Temperatur:  $20^{\circ}\text{C}$

Durchmesser der Stiftprobe: 1 mm

Last: 0,58 kp

Druck:  $70 \text{ kp/cm}^2$

Gleitgeschwindigkeit:  $4,7 \text{ cm/s}$

Gleitweg: 25 m

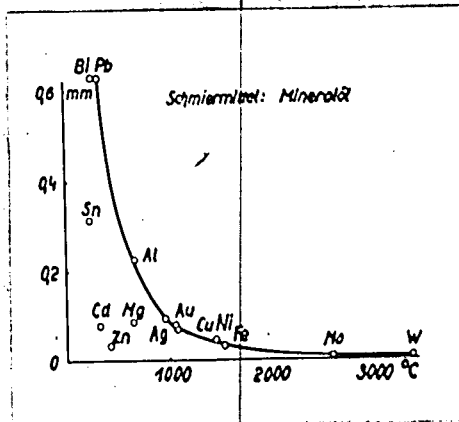


Abb.4: Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung in Abhängigkeit vom Schmelzpunkt der Metalle.

Versuchsscheibe: Stahl

Rauigkeit der Scheibe:  $2 \cdot 10^{-3}$  mm

Temperatur:  $20^{\circ}\text{C}$

Durchmesser der Stiftprobe: 1 mm

Last: 0,58 kp

Druck:  $70 \text{ kp/cm}^2$

Gleitgeschwindigkeit:  $4,7 \text{ cm/s}$

Gleitweg: 25 m

# Bericht

Physikalisches Technisches Reichsanstalt

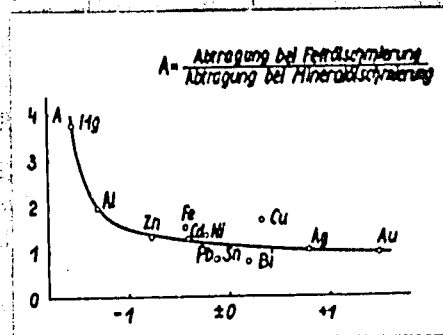


Abb. 5: Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung in Abhängigkeit vom Normalpotential der Metalle.

Versuchsscheibe : Stahl  
Rauhigkeit der Scheibe:  $2 \cdot 10^{-3}$  mm  
Temperatur:  $20^{\circ}\text{C}$   
Durchmesser der Stiftprobe: 1 mm  
Last: 0,58 kp  
Druck:  $70 \text{ kp/cm}^2$   
Gleitgeschwindigkeit: 4,7 mm/s  
Gleitweg: 25 m

*Titel für den Dienstsgebrauch*



100 Ausfertigungen

25. Ausfertigung

# Bericht der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt

Schmierung als Grenzflächenvorgang.

Der Bericht umfaßt:	5 Blatt Text
Bb.Nr.6120.44 VI-S	7 " Abbildungen
Berlin-Charlottenburg, den 31.8.44.	- " Zeichnungen

Der Sachbearbeiter  
*Kluge*  
Regierungsrat Dr. Kluge

Der Labor.-Vorsteher  
*Kluge*  
Regierungsrat Dr. Kluge

Der Abteilungsdirektor  
gez. Müller  
Professor Dr. K. Müller

Es kann heute als allgemein bekannt vorausgesetzt werden, daß die Schmierung unter besonderen Voraussetzungen, wie z.B. große Last, kleine Geschwindigkeit ein ausgesprochener Grenzflächenvorgang ist. Die Kontinuumseigenschaften eines Schmierstoffes (Zähigkeit) treten gegenüber den Grenzflächeneigenschaften in den Hintergrund. Trotzdem ist eine einheitliche Betrachtungsweise der Schmierstoffe auch hinsichtlich der Grenzflächeneigenschaften nicht ohne weiteres möglich. Es muß vielmehr grundsätzlich zwischen Schmierstoffen unterschieden werden, bei denen die Schmierwirkung auf die gleichen Grenzflächenkräfte zurückzuführen ist, die auch andere Grenzflächenerscheinungen, wie Randwinkel, Benetzungswärme usw. bestimmen, und solchen Schmiermitteln, bei denen vorwiegend chemische Veränderungen in der Metallfläche auftreten. Bei den erstgenannten Schmierstoffen bildet sich an der Metalloberfläche eine orientierte Adsorptionsschicht mit entsprechender Haftfestigkeit, wodurch das Gleitverhalten des Schmierstoffes in gesetzmäßiger Weise beeinflusst wird. Bei den Schmierstoffen der zweiten Art - hierzu zählen die sogenannten druckfesten Zusätze - wird durch die Bildung von Metallsulfiden, Phosphiden oder Chloriden ein metallisches Verschweißen der Gleitstellen verhindert.

Die Reichsanstalt hat nun bisher vorwiegend Stoffe der erstgenannten Art untersucht. Sie ging dabei von den unterschiedlichen Verhalten des Mineralöles und des Fettöles aus, wie es in den früheren Berichten der Reichsanstalt bereits mitgeteilt wurde. Durch Einbeziehung von chemisch einheitlichen Stoffen konnten die bei den Messungen des Mineralöles und Fettöles angedeuteten Zusammenhänge wesentlich klarer herausgearbeitet werden. Zum besseren Verständnis seien nochmals die Reibungs- und Abnutzungswerte bei Grenzschmierung für ein Mineral- und Fettöl wiedergegeben. (Bild 101 und 102).

Zur Aufklärung des Grenzschmierungsvorganges, insbesondere bei dem Fettöl, wurden unter anderem ergänzende Untersuchungen an gesättigten Fettsäuren durchgeführt. Die Meßergebnisse (vergl. Bild 128 und 129) zeigen, daß die Reibung bei diesen Fettsäuren umso kleiner ist, je größer die Kettlänge ist, eine Feststellung, die mit älteren Untersuchungen ähnlicher Art übereinstimmt. Besonders neuartig ist jedoch die Beobachtung, daß die Kettenlängenabhängigkeit der Ruhereibung und der Gleitreibung grundsätz-

lich verschieden ist. Für niedermolekulare Fettsäuren ist die Ruhersibung größer als die Gleitreibung, während bei höhermolekularen Fettsäuren die Ruhersibung kleiner ist als die Gleitreibung. Niedermolekulare Fettsäuren verhalten sich also bezüglich der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungszahl ähnlich wie ein Mineralöl und höhermolekulare Fettsäuren mehr wie ein Fettöl. Es ist nun mit Sicherheit anzunehmen, daß das Grenzschaierungsverhalten eines Schmierstoffes, soweit er ausschließlich durch eine Adsorptionsschicht wirkt, mit anderen Grenzflächeneigenschaften, wie Haftarbeit und Haftfestigkeit sowie Benetzungswärme, Randwinkel usw. in gesetzmäßiger Weise zusammenhängt. Es ist z.B. bekannt, daß ein Fettöl eine größere Benetzungswärme gegenüber Kupfer ergibt als Mineralöl. Nach der Theorie der Phasengrenzflächen ist aber einer großen Benetzungswärme auch eine große Haftfestigkeit der adsorbierten Schmiermittelschicht zuzuordnen. Messungen über die unterschiedliche Benetzungswärme der gesättigten Fettsäuren liegen nun zwar nicht vor. Hochmolekulare Fettsäuren dürften aber im allgemeinen eine größere Benetzungswärme und damit auch eine größere Haftfestigkeit besitzen als niedermolekulare Fettsäuren. In der unterschiedlichen Geschwindigkeitsabhängigkeit wird also offenbar die mehr oder weniger große Haftfestigkeit des Schmierstoffes an dem jeweiligen Metall wirksam.

Wenn aber die Reibung unter Grenzschaierungsbedingungen ein ausgesprochenes Grenzflächenvorgang ist, muß auch das Metall Einfluss haben. Bereits bei Untersuchungen an verschiedenen technisch-reinen Metallen konnte teilweise ein sehr unterschiedliches Grenzschmierungsverhalten ermittelt werden. Dies wird allerdings nur indirekt durch Einbeziehung von zwei Schmierstoffen verschiedener Grenzflächenaktivität erkennbar, also z.B. durch Vergleichsuntersuchung der fraglichen Metalle mit einem Fettöl und einem Mineralöl oder besser mit zwei homologen Fettsäuren bzw. deren Estern (vergl. Bild 136). Bei Metallegierungen andererseits wird sich dieses Grenzflächenverhalten mit der Zusammensetzung ändern. An dem Beispiel der Al-Si Legierungen (vergl. Bild 142) wirkt sich das unterschiedliche Grenzflächenverhalten so aus, daß die Reibung bei Grenzschaierung mit Essigsäure-Äthylester mit zunehmendem Si-Gehalt ebenfalls stark zunimmt während sie bei Grenzschaierung mit Laurinsäure-Äthylester schwach abnimmt.

30



Die Haftfestigkeit eines Schmierstoffes äußert sich aber nicht nur in der Reibung, sondern auch in der Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung. Untersuchungen der Reichsanstalt über die Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung mit gesättigten Fettsäuren ergaben bei den meisten Metallen eine um so größere Werkstoffabtragung, je größer die Kettenlänge ist (vergl. Bild 137). Bei der Erklärung dieser Erscheinung darf man nicht außer acht lassen, daß bei der Werkstoffabtragung nicht allein eine Trennarbeit aufgebracht werden muß, sondern daß sich die neu gebildete Metallfläche mit der Schmierflüssigkeit benetzt. Bei stark benetzenden Flüssigkeiten, wie z.B. hochmolekularen Fettsäuren, bedeutet diese Feststellung aber einen geringeren Arbeitsaufwand für die Bildung der gleichen Metalloberfläche und damit für die gleiche Werkstoffabtragung. Hochmolekulare Fettsäuren müßten also bei gleichem Arbeitsaufwand eine größere Werkstoffabtragung ergeben als niedermolekulare Fettsäuren. Es ist daher auch verständlich, wenn sich die Werte für die Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung verschiedener Metalle nicht allein durch ihre Härteeigenschaft erklären lassen. Die Einordnung der Meßwerte nach der Härte ist vielmehr unterschiedlich je nach dem verwendeten Schmiermittel. An dem Beispiel der Al-Si-Legierungsreihe ist dies deutlich zu erkennen (vergl. Bild 143). Offenbar trägt die Ordnung der Meßwerte nach der Härte den mechanischen Werkstoffeigenschaften Rechnung, während im Schmiermitteleinfluß die Grenzflächenwirkungen zwischen Schmiermittel und Werkstoff zum Ausdruck kommen.

Die vorstehend niedergelegten Anschauungen, die in mancher Hinsicht noch ergänzender Versuche z.B. der Benetzungswärme bedürften, haben sich nun in vieler Hinsicht bei den weiteren Versuchen der Reichsanstalt über die Konstitutionsfragen des Schmierstoffes in Zusammenhang mit ihrem Gleitverhalten als fruchtbar erwiesen. Wenn man weiterhin berücksichtigt, daß die adsorbierte Schmiermittelschicht einen bestimmten Ordnungszustand besitzt, der von dem Aufbau des Schmiermittelmoleküls und von den Grenzflächenkräften zwischen dem Schmiermittel und Metall abhängt, so ist es weiterhin verständlich, wenn ausgesprochen polare Stoffe, wie die gesättigten Fettsäuren, eine wesentlich größere Werkstoffabtragung ergeben als z.B. die Äthylester der gesättigten Fettsäuren oder die Paraffinalkohole (vergl. Bild 130).

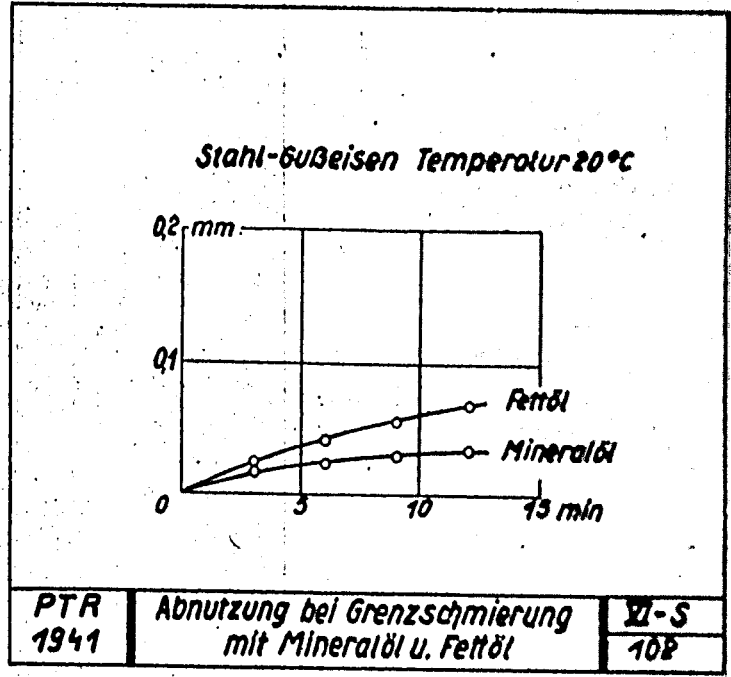
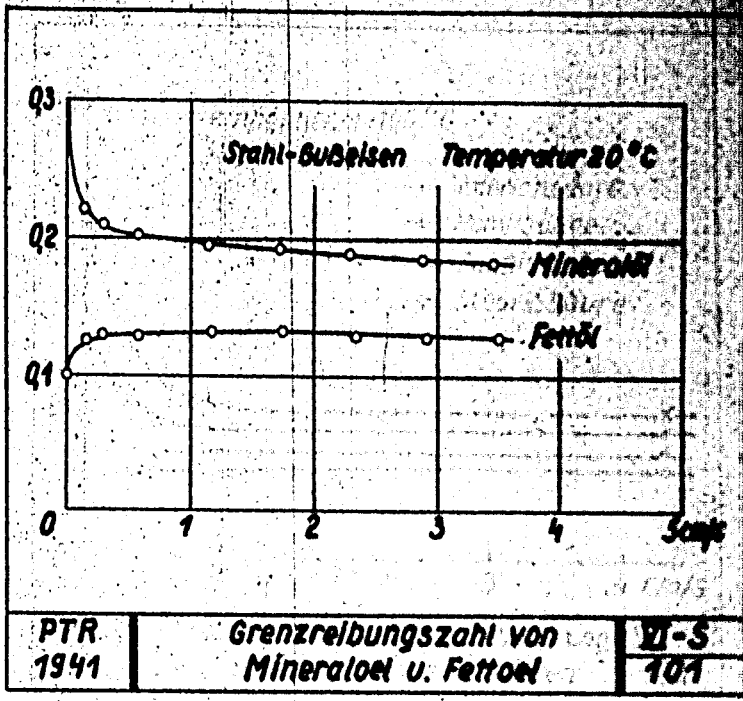
Einen bemerkenswerten, wenn auch indirekten Nachweis für den erwähnten Ordnungszustand der adsorbierten Schmiermittelschicht erhält man durch Untersuchungen über die Temperaturabhängigkeit der Reibung und Werkstoffabtragung bei Grenzschaerung. Messungen an der Laurinsäure (vergl. Bild 131) ergaben eine starke Zunahme der Ruhereibung und kaum eine Veränderung der Gleitreibung mit zunehmender Temperatur, wobei außerdem die Ruhereibung bei höheren Temperaturen größer ist als die Gleitreibung, d.h. bezüglich des Verhältnisses von Ruhereibung und Gleitreibung nimmt die Laurinsäure bei höheren Temperaturen mehr das Verhalten eines Mineralöles an. Die Werkstoffabtragung dagegen nimmt stark mit der Temperatur ab (vergl. Bild 132). Auch in dieser Hinsicht nähert sich also die Laurinsäure bei höheren Temperaturen dem Verhalten des Mineralöles, das, wie eingangs gezeigt wurde, eine verhältnismäßig kleine Werkstoffabtragung bei Grenzschaerung ergibt. Entsprechende Beobachtungen konnten auch an anderen gesättigten Fettsäuren gemacht werden, diese noch mit der ergänzenden Feststellung, daß eine Fettsäure bezüglich der unterschiedlichen Temperaturabhängigkeit der Ruhe- und Gleitreibung bei um so kleinerer Temperatur das Verhalten eines Mineralöles annimmt, je kleiner die Kettenlänge ist. Die Temperaturabhängigkeit der Reibung und Werkstoffabtragung dürfte daher so zu erklären sein, daß der Ordnungszustand der adsorbierten Schmiermittelschicht infolge erhöhter Wärmebewegung gestört wird, wobei gleichzeitig eine Abnahme der Haftfestigkeit parallel geht.

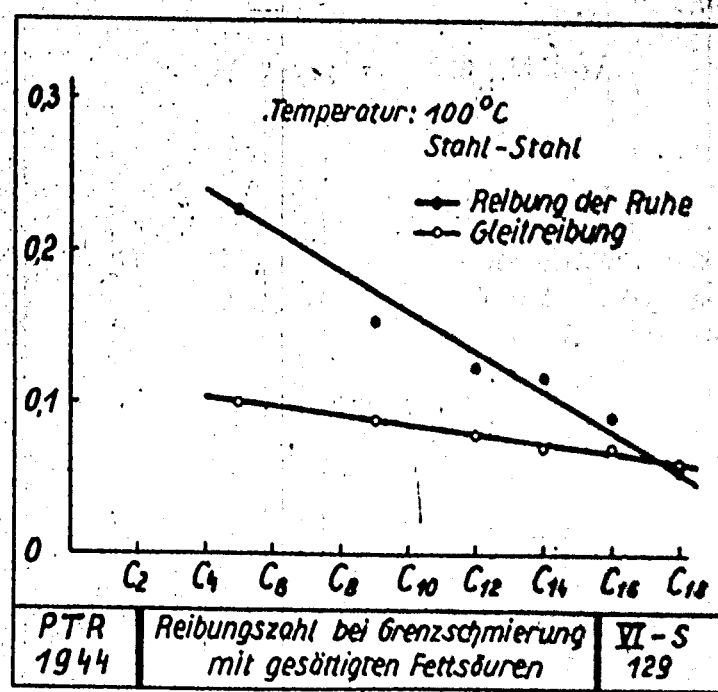
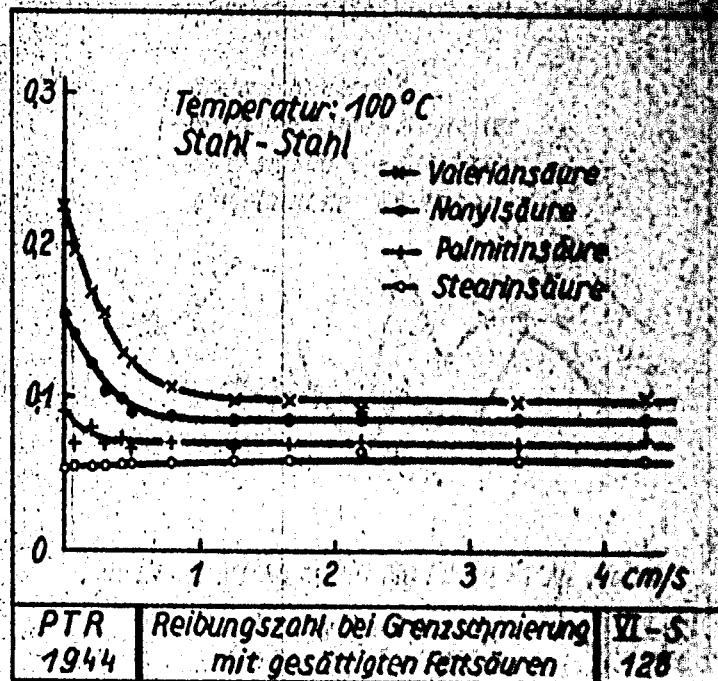
Man müßte nun annehmen, daß der Ordnungszustand der adsorbierten Schmiermittelschicht auch durch eine Erhöhung des auf die Gleitfläche bezogenen Druckes gestört wird. Hierzu ist jedoch zu bemerken, daß der für die Beanspruchung der adsorbierten Schicht maßgebende wirkliche Druck nach Holz wesentlich größer ist als der auf die Gleitfläche bezogene Druck. Der wirkliche Druck ist vielmehr unabhängig von der Last und in übrigen in der Größenordnung der Härte. Tatsächlich ändert sich die Reibung und insbesondere das Verhältnis von Ruhereibung und Gleitreibung nur wenig mit zunehmender Last (vergl. Bild 133). Auch die Abhängigkeit der Werkstoffabtragung von der Last (vergl. Bild 134) läßt nicht auf einen mit der Last abnehmenden Ordnungszustand schließen. Andernfalls müßte die Werkstoffabtragung nach den obigen Anschauungen mit der Last abnehmen.

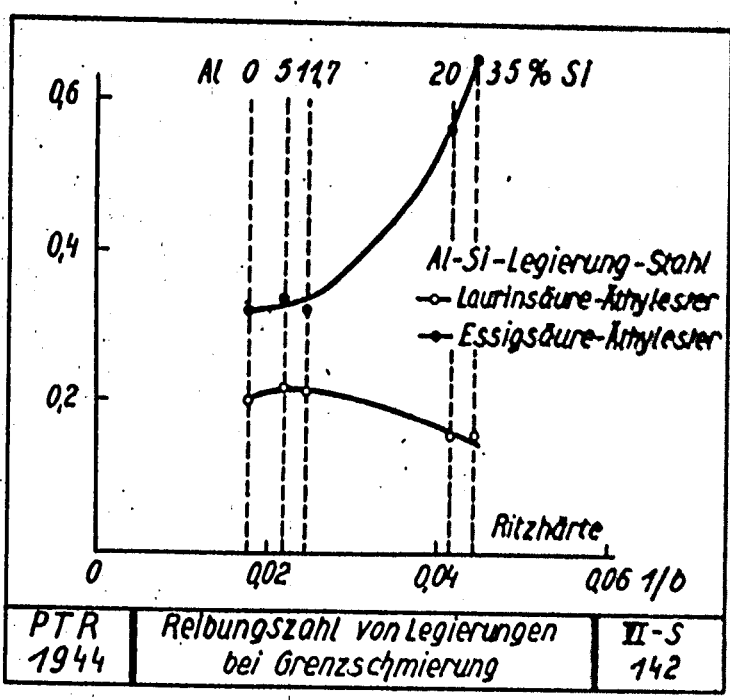
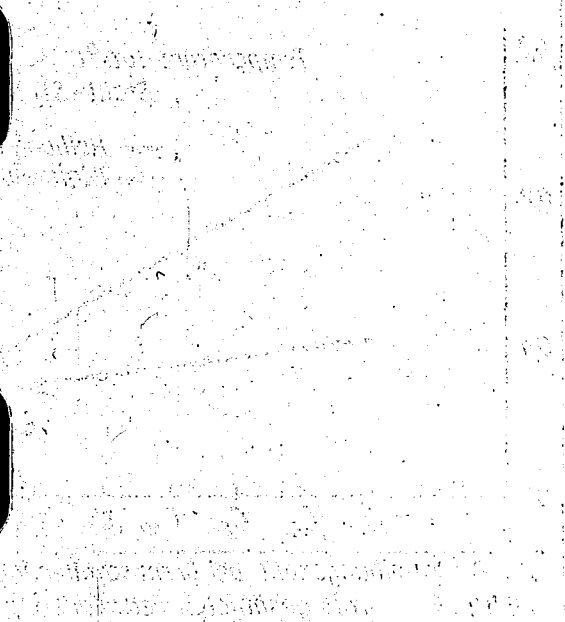
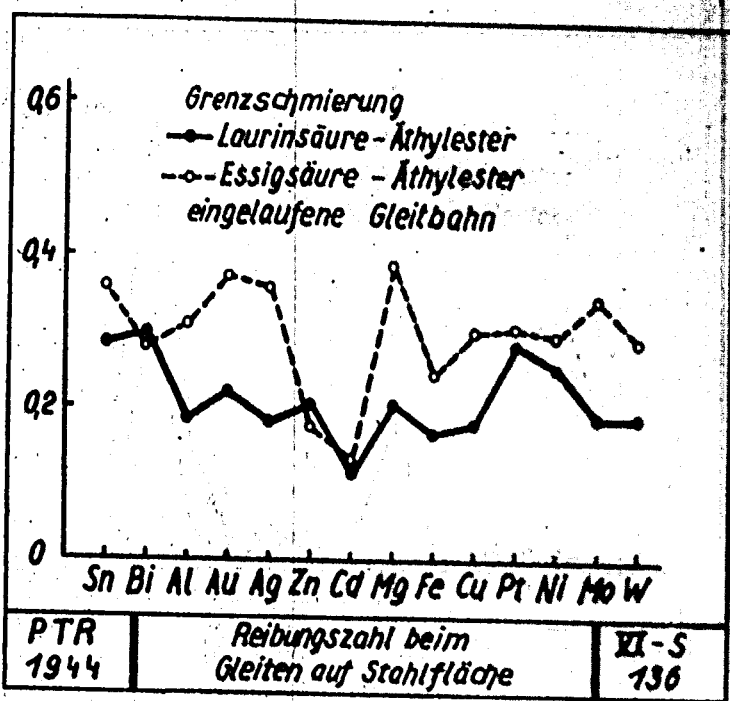
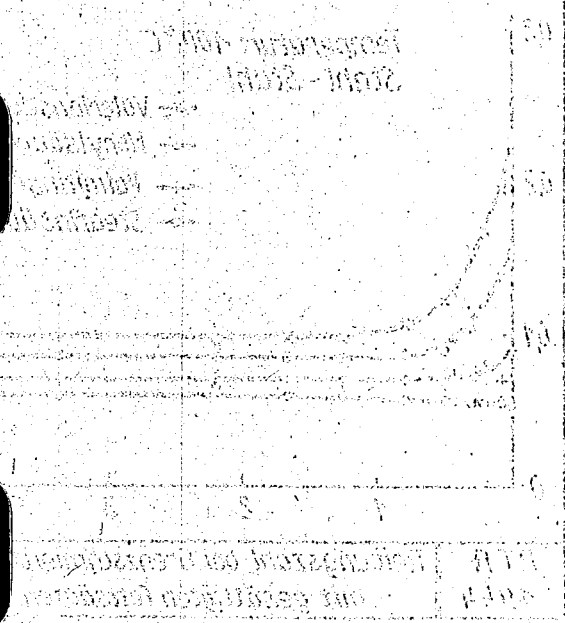
An einigen weiteren Schmierstoffen mit chemisch einheitlicher Konstitution konnte gezeigt werden, wie sich außer der Kettenlänge und der endständigen Gruppe Doppelbindungen, Isomerie auf das Gleitverhalten auswirken. Auch der Aufbau von Estern äußert sich in gesetzmäßiger Weise hinsichtlich der Reibung und Werkstoffabtragung bei Grenzschmierung. In jedem Fall erweist es sich als nützlich, den Aufbau des Schmiermittelmoleküls im Hinblick auf den zu erwartenden Ordnungszustand zu betrachten. Dieser Ordnungszustand ist ebenso stark auch vom Werkstoff bzw. seinem Randfeld abhängig. Eine große Rolle spielt hierbei die Gitterstruktur und der Gefügebau des Metalls. Messergebnisse in dieser Richtung liegen jedoch noch nicht vor.

Wenn auch die vorstehenden Ausführungen zunächst ausschließlich für Schmiermittel gelten, die als Adsorptionsschicht wirken, bei denen also keine zusätzlichen chemischen Wirkungen wie bei den druckfesten Stoffen vorhanden sind, so dürften die gewonnenen Erkenntnisse auch für die Herstellung solcher druckfester Stoffe von Bedeutung sein. Die von verschiedenen Stellen vorgeschlagenen Zusatzstoffe zeichnen sich dadurch aus, daß z.B. Phosphor, Schwefel usw. in das Molekül eingebaut ist, und zwar offenbar mit einer solchen Bindungskraft, daß der Phosphor und Schwefel erst bei der durch den Gleitvorgang bedingten jedoch örtlich begrenzten Erwärmung und Druckbeanspruchung an der schmiertechnisch gefährdeten Stelle frei wird. Ist die Bindung zu schwach, so ist eine starke Korrosionswirkung des Zusatzstoffes zu befürchten. Ist andererseits die Bindung zu stark, so wird die beabsichtigte chemische Veränderung der Gleitfläche nicht eintreten können. Diese Bindungen sind aber für die Herstellung eines technisch brauchbaren druckfesten Zusatzes wahrscheinlich nicht ausreichend. Vielmehr muß der Zusatzstoff außerdem eine ausgesprochene Grenzflächenaktivität besitzen; er muß sich an der Metallfläche anlagern und damit eine gewisse Adsorptionsneigung zu der Metalloberfläche besitzen. Es würde dann möglich sein, mit besonders kleiner Konzentration des Zusatzstoffes auszukommen, andererseits wird sich dann der Zusatzstoff an der gefährdeten Gleitstelle besonders schnell auswirken. Die Berücksichtigung dieser Überlegungen dürfte sich auch bei der Herstellung druckfester Zusatzstoffe fruchtbar auswirken.

Die Reibungszahl  $f$  ist ein Maß für die Reibkraft  $F_R$  in Abhängigkeit von der Normalkraft  $F_N$ .  
 Die Reibkraft  $F_R$  ist die Kraft, die notwendig ist, um zwei aneinander vorbeizugleitende Körper gegeneinander zu verschieben.  
 Die Normalkraft  $F_N$  ist die Kraft, die senkrecht auf der Kontaktfläche wirkt.  
 Die Reibungszahl  $f$  ist ein dimensionsloses Maß für die Reibkraft.

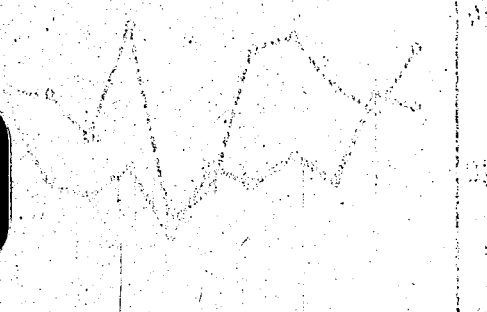






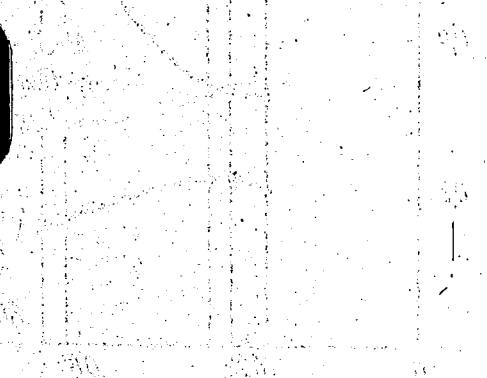
FILM

Grenzschmierung  
 Laurinsäure-Äthylester  
 Essigsäure-Äthylester

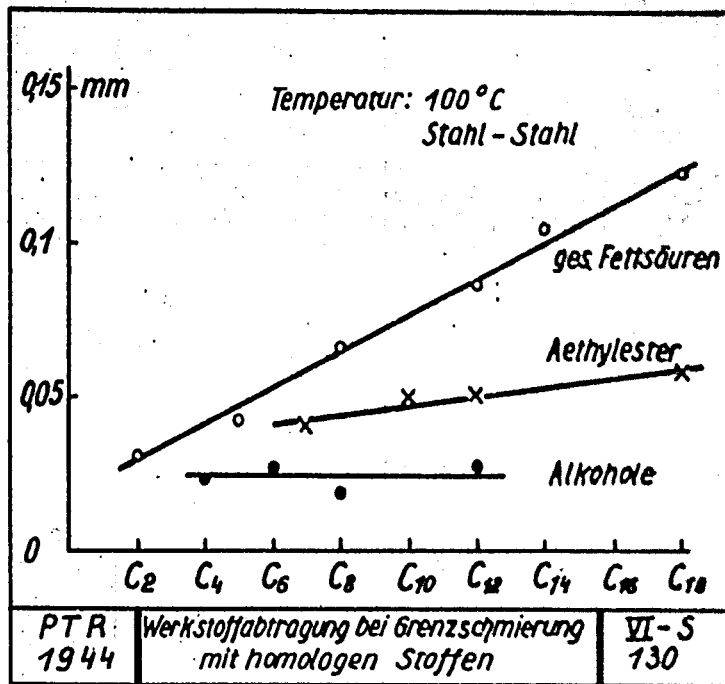
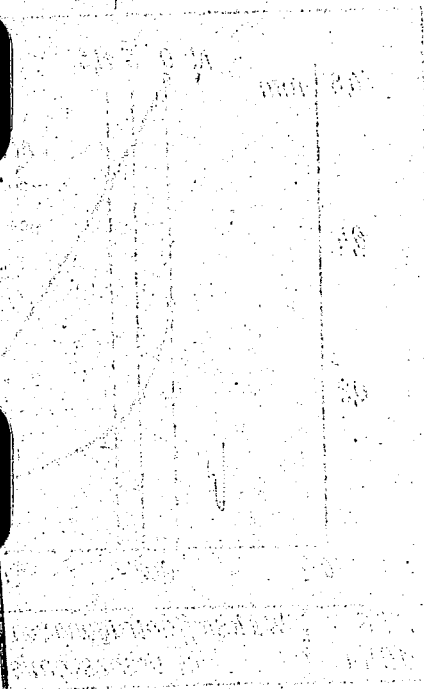
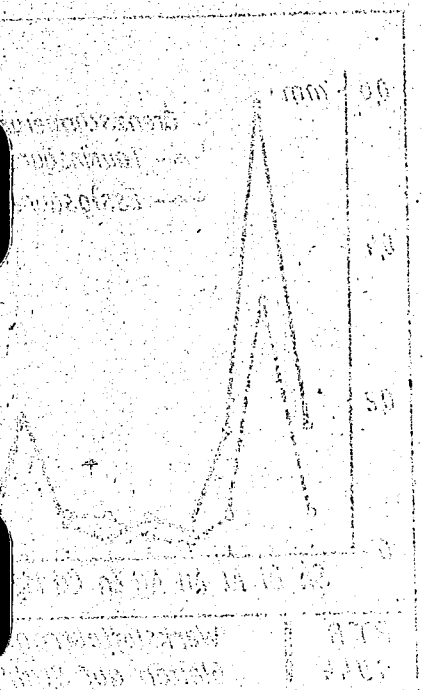


PTR 1944  
 Werkstoffabtragung beim Gleiten auf Stahlfläche  
 VI-S 137

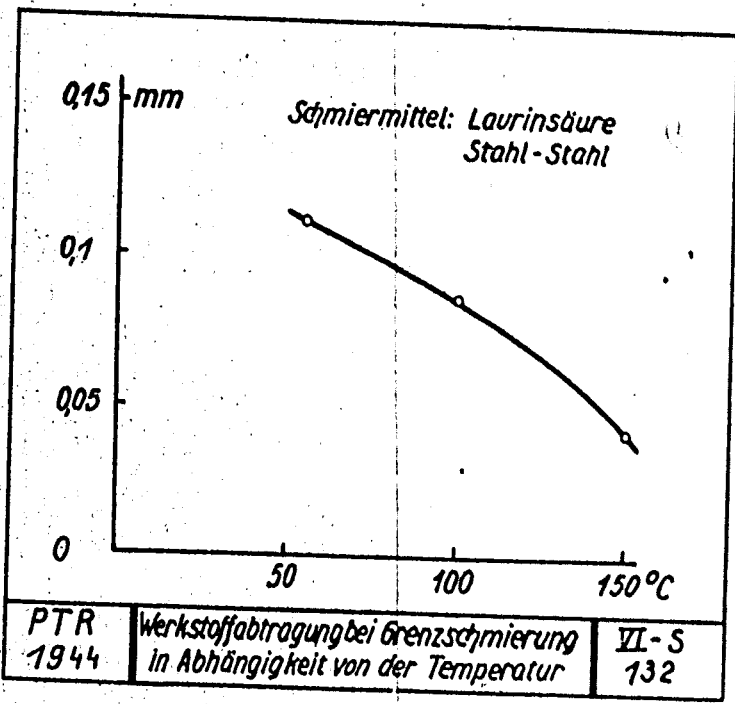
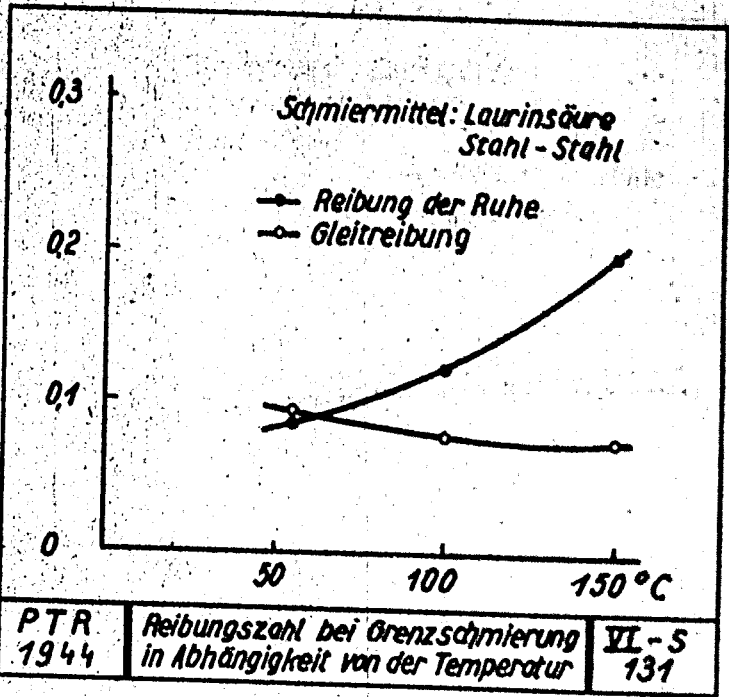
Al-Si-Legierung-Stahl  
 Laurinsäure-Äthylester  
 Essigsäure-Äthylester

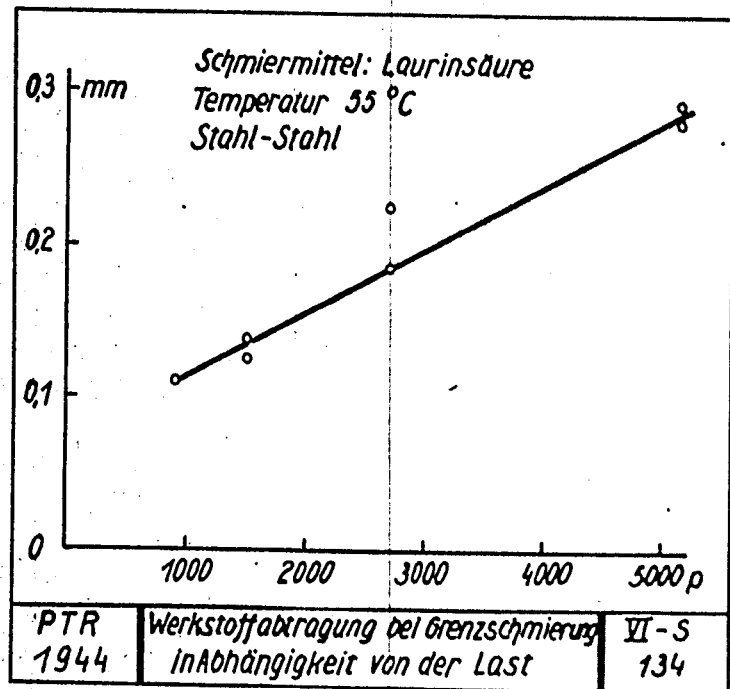
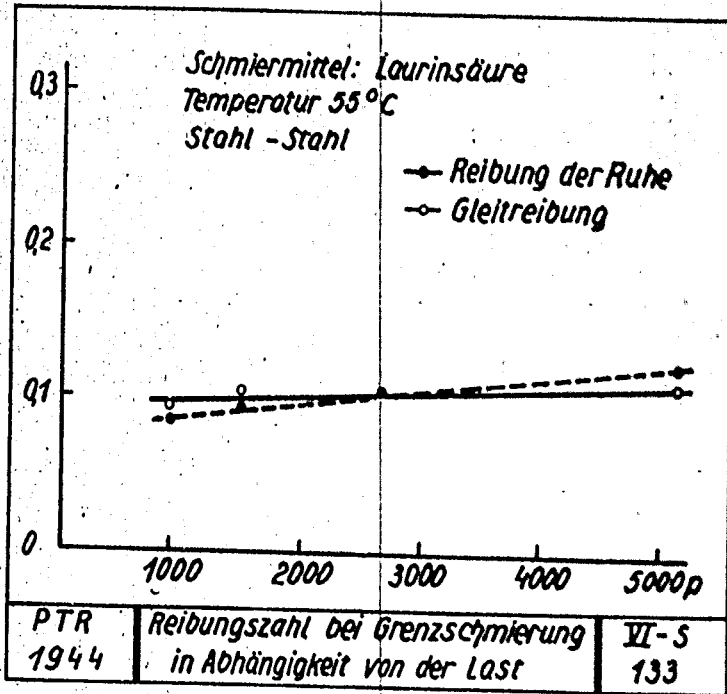


PTR 1944  
 Werkstoffabtragung von Legierungen bei Grenzschmierung  
 VI-S 143









COMBUSTION ENGINES.

452

STMAN 11 11

453

Deutsche Kraftfahrtforschung  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 81

III

Die Zweitaktwertungsgrößen  
und die Grundlagen ihrer Bestimmung

Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. habil. Jaro Zeman VDI  
Lehrkanzel und Institut für Maschinenelemente der Technischen  
Hochschule Wien

1944

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

457

Deutsche Kraftfahrtforschung  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 81

Die Zweitaktwertungsgrößen  
und die Grundlagen ihrer Bestimmung

Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. habil. Jaro Zeman VDI  
Lehrkanzel und Institut für Maschinenelemente der Technischen  
Hochschule Wien

1944

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Einleitung . . . . .	1
2 Allgemeine Grundlagen . . . . .	2
2,1 Mengenbestimmung bei chemischen Umsetzungen . . . . .	2
2,2 Die Kennzeichnung der Kraftstoffe . . . . .	4
2,21 Flüssige Kraftstoffe . . . . .	4
2,22 Gasförmige Kraftstoffe . . . . .	6
2,3 Die Mindestsauerstoff- oder Mindestluftmenge zur vollständigen Verbrennung der Mengeneinheit des Kraftstoffes . . . . .	7
2,31 Flüssige Kraftstoffe . . . . .	7
2,32 Gasförmige Kraftstoffe . . . . .	7
2,4 Die Stoffbilanzen . . . . .	9
2,5 Die trockene Abgasmenge . . . . .	11
2,6 Der Minderverbrauch an Sauerstoff bzw. Luft bei unvollständiger Verbrennung . . . . .	12
2,7 Das Luftverhältnis $\lambda$ . . . . .	13
2,71 Allgemeine Berechnung . . . . .	13
2,72 Dieselmotoren . . . . .	14
2,73 Ottomotoren bei Betrieb mit flüssigen Kraftstoffen . . . . .	14
2,74 Ottomotoren bei Betrieb mit gasförmigen Kraftstoffen . . . . .	15
2,8 Die Volumenänderung bei der Verbrennung . . . . .	15
2,81 Flüssige Kraftstoffe . . . . .	15
2,82 Gasförmige Kraftstoffe . . . . .	16
2,9 Der Feuchtigkeitsgehalt der Abgase . . . . .	16
3 Die Wertungsgrößen . . . . .	17
3,1 Geometrische Größen . . . . .	17
3,2 Die absoluten Größen des Ladungswechsels . . . . .	18
3,3 Der Ablauf der Verbrennung und die Verteilung der Ladung. Er- satzvorgang . . . . .	20
3,4 Der Luftaufwand und die Bemessung der Spülpumpe . . . . .	21
3,5 Der Spülerfolg . . . . .	22
3,6 Ladungswechsel und Leistung . . . . .	24
3,7 Bedeutung und Zusammenhang der Wertungsgrößen . . . . .	29
4 Die Ermittlung der Wertungsgrößen . . . . .	31
4,1 Bestimmung des Spülgrades . . . . .	33
4,11 Erstes Verfahren . . . . .	33
4,12 Zweites Verfahren . . . . .	35
4,13 Erweiterung der Verfahren . . . . .	36
4,14 Gebrauchsformeln für den Spülgrad bei mit flüssigen Kraft- stoffen betriebenen Motoren . . . . .	36
4,15 Gebrauchsformeln für den Spülgrad bei mit gasförmigen Kraftstoffen betriebenen Motoren . . . . .	39
4,2 Die Aufteilung der Spülluftmenge . . . . .	39
4,21 Erstes Verfahren zur Bestimmung von $G_{1e}/G_1$ . . . . .	39
4,22 Zweites Verfahren zur Bestimmung von $G_{1e}/G_1$ . . . . .	40
4,23 Gebrauchsformeln für $G_{1e}/G_1$ . . . . .	42
4,24 Der Ladegrad . . . . .	43
4,25 Der Liefergrad . . . . .	43
4,3 Die Bestimmung der die Einzeleinflüsse betreffenden Wertungs- größen . . . . .	44
5 Schluß . . . . .	45
6 Schrifttumsverzeichnis . . . . .	46

Alle Rechte vorbehalten

Copr. 1944 VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7

Druck: A. W. Zickfeldt, Osternieck am Harz

DW 1058 — 09 441,0

## Begriffe und Bezeichnungen

Begriff	Bezeichnung	Maß	Erklärung
*Brennraum	$V$	$m^3$	vom Zylindergehäuse und von einem oder mehreren Kolben eingeschlossener Raum einschl. offener Nebenkammern
*Zylinderinhalt	$V_A + V_k$	$m^3$	Größtwert des Brennraumes
*Verdichtungsraum	$V_k$	$m^3$	Kleinwert des Brennraumes
*Hubraum	$V_h$	$m^3$	Unterschied zwischen Zylinderinhalt und Verdichtungsraum
Nutzhubraum	$V_n$	$m^3$	Brennraum bei Abschluß des letzten Gaswechsels vermindert um $V_k$
Laderaum	$V_l$	$m^3$	Brennraum $V_n + V_k$ bei Abschluß des letzten Gaswechsels
*Zylinderbohrung	$D$	$m$	Rechte Weite eines Zylinders
*Kolbenhub	$s$	$m$	Abstand zwischen den beiden Totlagen eines Kolbens
Schlitzhöhe	$h$	$m$	Kolbenweg, gemessen vom Totpunkt, währenddessen die Gaswechsler offen sind
Laderaumverhältnis	$l$	—	$= V_l/V_n$
*Motordrehzahl	$n$	U/min	Kurbelumdrehungen je Zeiteinheit
Spülpumpen- (Lader)hubraum	$V_s$	$m^3/U$	theoretische Ansaugmenge bei einer Umdrehung der Laderweile
Spülpumpendrehzahl	$n_s$	U/min	
Liefergrad der Spülpumpe	$\lambda_p$	—	
*Nutzleistung	$N_e$	PS	$N_e = N_l - N_f - N_r$ an den Kolben abgegebene Leistung
*Innenleistung	$N_l$		Leistungsbedarf des Laders samt Antriebs- und Umlaufverlusten
*Laderleistung	$N_l$		Leistungsaufwand für mechanische Verluste und Hilfsleistungen
*Reibungsleistung	$N_r$		
*mittlerer Arbeitsdruck	$P_e$ $p_e$	$kg/m^2$ $kg/cm^2$	$P_e = 4500 \frac{N_e}{V_n n} = 10000 p_e$
*mittlerer Innen- druck	$P_l$ $p_l$	$kg/m^2$ $kg/cm^2$	$P_l = 4500 \frac{N_l}{V_n n}$
*der Laderleistung entsprechender mittlerer Arbeits- druck	$P_l$ $p_l$	$kg/m^2$ $kg/cm^2$	$P_l = 4500 \frac{N_l}{V_n n}$
*der Reibung ent- sprechender mitt- lerer Arbeits- druck	$P_r$ $p_r$	$kg/m^2$ $kg/cm^2$	$P_r = 4500 \frac{N_r}{V_n n}$
	$V$	$m^3, kmol$	allgemein Gasvolumen

Die durch \* hervorgehobenen Begriffe sind dem Abschnitt „Verbrennungskraftmaschinen“ der Hlts. 27. Auflage, entnommen.

Begriff	Bezeichnung	Maß	Erklärung
Abgasmenge	$V$	kmol/kg kmol/kmol	die aus der Mengeneinheit Kraftstoff und der zugeführten Luft ( $\lambda L_{mit}$ ) entstehende Abgasmenge (Verwechslung mit Brennraum kaum möglich)
trockene Abgasmenge	$V_t$	kmol/kg kmol/kmol	= $V$ weniger dem in $V$ enthaltenen Wasserdampf
*Kraftstoffverbrauch	$B$	kg/h kmol/h	Gesamtverbrauch an flüssigem Kraftstoff je Stunde Gesamtverbrauch an gasförmigem Kraftstoff je Stunde
	$B_z$	kg/Hub kmol/Hub	im Zylinder verbleibender (zur Verbrennung gelangender) Teil der je Hub zugeführten Kraftstoffmenge $\frac{B}{\omega n}$
	$B'$	"	jene Kraftstoffmenge, die verbrannt $G$ , ergeben würde (bei $\lambda$ )

Soll die in  $V$  oder  $B$  enthaltene Menge eines Bestandteiles, z. B.  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$  usw. angegeben werden, so dient hierzu die Bezeichnung:  $V_{CO_2}$ ,  $V_{CO}$ ,  $V_{H_2O}$ ,  $B_{CO_2}$ ,  $B_{CO}$ ,  $B_{H_2O}$  usw.

*spezifischer Kraftstoffverbrauch	$b_i$	kg/PSH kmol/PSH	$= \frac{B}{N_i}$
	$b_{i2}$	"	$= B_2 \frac{\omega n}{N_i}$
	$G$	kg, kmol	allgemein Gasmenge
*Frischladung	* $G_f$	kg, kmol je Hub	Luft oder Luft-Kraftstoff-Gemisch (ohne Restgase) im Zylinder vor der Zündung (ohne eingespritzten Kraftstoff)
*Gesamtladung	$G_g$	"	Luft oder Gemisch, vom Spülgebläse gefördert
*theoretische Ladung	$G_{th}$	"	Luft oder Gemischmenge vom Volumen $V_h$ im Zustand der Außenluft = $V_h/\rho_a$
*Restgas	$G_r$	"	nach Schluß der Auslasschalter im Zylinder verbleibender Gasrest früherer Ladungen
Spülmittelverlust	$G_{fa}$	"	in den Auspuff verlorengedende Menge an frischer Luft oder frischem Gemisch
Abgasmenge	$G_{ra}$	"	jener Teil der Ladung des vorhergehenden Arbeitszyklus, der beim Ladungswechsel in den Auspuff geht
Aufladungsmenge	$G_{auf}$	"	jener Teil von $G_g$ , der dazu dient, den Druck im Zylinder von $P_n$ auf $P_z$ zu steigern
	$G_{zsp}$	"	jener Teil von $G_g$ , der allein durch die Spülung in den Zylinder eingebracht wird: $G_{zsp} = G_f - G_{ra}$
Spülmittelmenge	$G_{sp}$	"	jener Teil von $G_g$ , der die Spülung bewirkt: $G_{sp} = G_g - G_{auf}$

Soll die in  $G_f$ ,  $G_{ra}$  usw. enthaltene Menge eines Bestandteiles z. B.  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$  usw. angegeben werden, so dienen hierzu die Bezeichnungen:  $G_{fCO_2}$ ,  $G_{fCO}$ ,  $G_{fH_2O}$ ,  $G_{raCO_2}$ ,  $G_{raCO}$ ,  $G_{raH_2O}$  usw.

*Hubraumladung	$G_l$	kg/m <sup>3</sup> kmol/m <sup>3</sup>	$G_l = \frac{G_{th}}{V_h} = \frac{1}{\rho_a} \left( b_{iw} \cdot \frac{1}{\tau_a} \right)$
*Liefergrad	$\lambda_l$		$= G_f / G_{th}$
*Spülgrad	$\lambda_s$		$= G_{zsp} / (G_f + G_r)$
*Ladegrad	$\lambda_z$		$= G_f / G_g$
Spülerfolg	$\lambda_{sp}$		$= G_{zsp} \rho_a / V_f$ Mit Frischluft erfüllter Raum dividiert durch den zu spülenden Raum



Begriff	Bezeichnung	Maß	Erklärung
Güte der Spülung	$\lambda_{sp}$		$= O_{1sp}/O_{1p}$
*Luftaufwand	$v$		$= O_2/O_{1p}$
Spülluftaufwand	$v_{sp}$		$= O_{1sp} B_2/V_1$
Aufladung	$l$		$= O_{auf} B_2/V_1$
*Mindest-Sauerstoffmenge -Luftmenge	$O_{min}$ $L_{min}$	kmol/kg kg/kg kmol/kmol	zur vollständigen Verbrennung der Mengeneinheit des Kraftstoffes nötige Mindest-Sauerstoffmenge bzw. Mindestluftmenge
*Luftmenge	$L$	kmol, kg	je Mengeneinheit Kraftstoff verfügbare Luftmenge
*Luftverhältnis	$\lambda$		in $O_2$ enthaltene Sauerstoffmenge, dividiert durch $B_2 O_{min}$
wirkliches Luftverhältnis	$\lambda_w$		in $O_2 + O_1$ enthaltene unverbrannte Sauerstoffmenge dividiert durch $B_2 O_{min}$
gedachte Luftverhältnisse	$\lambda_k$		in $O_2 + O_1$ enthaltene verbrannte und unverbrannte Sauerstoffmenge, dividiert durch $B_2 O_{min}$
	$\lambda_a$		in $O_{1a} + O_{2a}$ enthaltene verbrannte und unverbrannte Sauerstoffmenge, dividiert durch $B_2 O_{min}$
	$r$	Raumteil	in $V$ enthaltene Menge eines Bestandteiles, bezogen auf $V_1$ , z. B. Raumteil $CO_2$ ; $r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_1}$
	$r_B$	"	$\ln \begin{pmatrix} B \\ O_2 + O_1 \\ O_{1a} + O_{2a} \end{pmatrix}$ enthält Menge eines Bestandteiles, bezogen auf trockenes Gas $\left. \begin{matrix} z. B. r_{CO_2} = \frac{B_{CO_2}}{B} \\ r_{CO_2} = \frac{O_2 \cdot CO_2}{O_2 - O_2 \cdot \rho + O_1} \\ r_{CO_2} = \frac{O_{2a} \cdot CO_2}{O_{2a} - O_{2a} \cdot \rho + O_{1a}} \end{matrix} \right\}$
	$r_k$	"	
	$r_a$	"	
Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffes	$c$ $c'$ $c''$	kg/kg kg/kmol kmol/kmol	
Wasserstoffgehalt des Kraftstoffes	$h$ $h'$ $h''$	kg/kg kg/kmol kmol/kmol	
Sauerstoffgehalt des Kraftstoffes	$o$ $o'$ $o''$	kg/kg kg/kmol kmol/kmol	
Schwefelgehalt des Kraftstoffes	$s$ $s'$ $s''$	kg/kg kg/kmol kmol/kmol	
spezifisches Volumen	$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
Molvolumen	$\mathfrak{B}$	m <sup>3</sup> /kmol	Volumen eines Moles (Kilomoles) eines idealen Gases bei einem bestimmten Zustand
	$v$	kmol/kg	Volumen eines kg (z. B. Dampf) in kmol bei Kraftstoff $v$ ,
	$P$	kg/m <sup>2</sup>	Druck
	$T$	°K	absolute Temperatur

Die Zeiger  $a, n, r, s, v$ , bei  $v, \mathfrak{B}, P$  und  $T$  beziehen sich auf den Zustand der Außenluft, den Anfangszustand von  $G_2$ , den Zustand von  $G_1$ , den Zustand von  $G_2$  im Aufnehmer, den Zustand der Ladung bei Ende des Ladungswechsels.

Begriff	Bezeichnung	Maß	Erklärung
Molekulargewicht	$M$		
	$\Delta V O_2$ $\Delta L$	kmol/kg kmol/kmol	Minderverbrauch an Sauerstoff bzw. Luft (gegen $O_{max}$ bzw. $L_{max}$ ) bei unvollständiger Verbrennung
	$\Delta V$	kmol/kg kmol/kmol	Volumenänderung bei der Verbrennung
	$R$	kgm/kg	Gaskonstante
	$\alpha$		der Teil von $c$ , der nicht als Ruß ausfällt, sondern vollständig oder unvollständig verbrennt
Verhältnis der spezifischen Wärmen	$\kappa$		Verhältnis der spezifischen Wärmen
Feuchtigkeitsgehalt	$\varphi$		Feuchtigkeitsgehalt, z. B. $\varphi = \frac{V H_2 O}{V}$
Mollerscher Beiwert	$\sigma$		$-1 + 3 \left( \frac{h}{c} - \frac{\alpha - a}{8c} \right)$

## 1 Einleitung

Wer das einschlägige Schrifttum durchsieht, ist immer wieder erstaunt über die große Zahl verschiedener und verschieden bezeichneter Wertungsgrößen, die im Zweitaktmotorbau verwendet werden und die die Übersicht erschweren. Es wäre daher sehr wünschenswert, hier zu einheitlichen Begriffen und Bezeichnungen zu kommen.

An drei Stellen wurden Arbeiten begonnen, die dieses Ziel erreichen sollten:

1. Der Arbeitskreis für Zweitaktfragen beim Reichsverkehrsministerium setzte einen Ausschuss ein, der Normungsvorschläge für den Zweitaktmotorenbau erstattete (2)<sup>1)</sup>.
2. Der Verein deutscher Ingenieure im NSBDT. hatte die Normung der Bezeichnungen im Gesamtmotorenbau bereits seit längerer Zeit auf sein Arbeitsprogramm gesetzt und mit den Vorarbeiten begonnen (1).
3. Auch das Reichsluftfahrtministerium hat für seinen Amtsbereich eigene Bezeichnungen eingeführt (3).

Diese drei Vorschläge weichen zum Teil voneinander ab. Um das Ziel der einheitlichen Bezeichnungen nicht zu gefährden, hat die unter 1 genannte Stelle ihre Arbeit mit der des Deutschen Normenausschusses (DNA) vereinigt. Der DNA selbst sollte dann das Einvernehmen mit dem RLM herstellen.

Bevor diese Arbeiten abgeschlossen werden konnten, wurde eine Neuauflage des Taschenbuches Hütte notwendig, so daß der Bearbeiter des Abschnittes „Verbrennungsmotoren“, Prof. Richter, Wien, zu einer Entscheidung kommen mußte.

Er hat nun, von den vorhandenen Vorschlägen ausgehend, Begriffsbestimmungen für den Gesamtmotorenbau aufgestellt und in dem betreffenden Abschnitt der Hütte verwendet. Ich glaube, daß man bei der künftigen Normung der Begriffe und Bezeichnungen unbedingt viel beachten müssen, diese Liste unverändert oder mit den geringstmöglichen Änderungen zu übernehmen.

Diese Sachlage ließ es wünschenswert erscheinen, die vorliegende Schrift, die als Verarbeitung für die Durchführung eines mir vom Reichsverkehrsministerium übertragenen Forschungsauftrages<sup>2)</sup> entstanden und zunächst nicht zur Veröffentlichung bestimmt war, einem weiteren Kreise zugänglich zu machen. Denn in ihr werden sowohl die Gesichtspunkte beleuchtet, die für die Festlegung der den Ladungswechsel betreffenden Wertungsgrößen maßgebend sind, als auch die theoretischen Grundlagen der Ermittlung dieser Größen am zündenden Motor untersucht. Sie zeigt, daß es eines weiteres möglich ist, die Bezeichnungsliste der Hütte als Grundlage für die Normung der Wertungsgrößen zu benutzen. Allerdings sind noch eine Reihe weiterer Größen notwendig. Die Durchsicht der Schrift wird die Entscheidung darüber erleichtern, ob und welche dieser Größen als Normen festgelegt werden sollen.

Wertungsgrößen dienen einem doppelten Zweck: Sie sollen ein Urteil über eine ausgeführte Maschine ermöglichen, und sie sollen Auslegung und Entwurf neuer Maschinen erleichtern. Für die erste Aufgabe sind Gesamturteile ausreichend. Für die Lösung der zweiten Aufgabe ist eine Beurteilung der die Arbeit des Motors bestimmenden Einzelvorgänge oder Einzelinflüsse notwendig. Dann kann beim Neuentwurf aus den Kenngrößen der Einzelvorgänge auf die Gesamtwirkung geschlossen werden, auch wenn die Vorgänge in andersartiger Gruppierung auftreten.

Als Gesamtwirkung wird man den erreichten mittleren Innendruck ansehen, der vom Ergebnis des Ladungswechsels (allerdings nicht von ihm allein) maßgeblich beeinflußt wird. Die Gleichung für  $p_i$  ist daher ausschlaggebend für die die Gesamtwirkung des Ladungswechsels kennzeichnenden Größen.

<sup>1)</sup> Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schrifttumverzeichnis am Ende der Arbeit.

<sup>2)</sup> Die vorliegenden Untersuchungen wurden größtenteils im Rahmen eines Auftrages des Forschungsrates für das Kraftfahrzeugwesen beim Reichsverkehrsministerium durchgeführt. Für diese Unterstützung möchte ich auch an dieser Stelle meinen aufsichtlichen Dank aussprechen.

Im einzelnen wird aber der Ladungswechsel beeinflusst durch den Zustand der Umgebung, die Spülung und die Aufladung. Hierfür müssen Kenngrößen solcher Art aufgestellt werden, daß dadurch das Wesentliche und auch unter veränderten Umständen Bleibende erfaßt wird. Schließlich müssen diese Kenngrößen sich zu der die Gesamtwirkung kennzeichnenden Größe zusammensetzen lassen.

Der mittlere Innendruck bestimmt allein noch nicht die Nutzleistung. Um diese zu erhalten, müssen erst die Verluste abgezogen werden. Einer dieser Verluste, nämlich die Laderleistung, ist durch den Ladungswechsel bestimmt. Die Festlegung dieses Abzugspostens muß daher ermittelbar werden. Da die Spülpumpe (Lader) zu den dem Ladungswechsel dienenden Einrichtungen gehört, müssen die betreffenden Kenngrößen so erstellt werden, daß man ihre Abmessungen bestimmen kann.

Mit der Festlegung der Kenngrößen ist es noch nicht getan. Es muß auch untersucht werden, wie sie gemessen werden können. Dabei ist es zweckmäßig, die Untersuchung so umfassend wie möglich anzusetzen, damit alle Bestimmungsmöglichkeiten überblickt und im Einzelfalle die zweckmäßigsten ausgewählt werden können. Dazu, wie auch zur Festlegung der Kenngrößen, müssen chemische Umsetzungen rechnerisch erfaßt werden. Obwohl es sich hier um längst bekannte und viel verwendete Überlegungen handelt, hielt ich es für zweckmäßig, diese Grundlagen einmal übersichtlich zusammenzustellen, weil eine solche Zusammenstellung meines Wissens im technischen Schrifttum fehlt. Ich hoffe, daß diese der versuchsmäßigen Bestimmung der Kenngrößen gewidmeten theoretischen Untersuchungen allen Ingenieuren von Nutzen sein mögen, die Versuche an Zweitaktmaschinen vornehmen müssen.

Ich glaube schließlich, daß die vorliegenden Überlegungen zum größten Teil auch für Viertaktmotoren, insbesondere für aufgeladene Motoren, gelten. Vielleicht kann die Arbeit daher auch dem Viertaktmotorenbau nützlich sein.

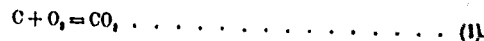
## 2 Allgemeine Grundlagen

### 2.1 Mengenbestimmung bei chemischen Umsetzungen

Die Kraftstoffe für den Motorbetrieb bestehen aus den Elementarbestandteilen Kohlenstoff C, Wasserstoff H, Sauerstoff O, Stickstoff N und Schwefel S.

Die Entstehung und Verbrennung der Kraftstoffe oder die Verbrennung ihrer Bestandteile ist gekennzeichnet durch die chemische Gleichung, z. B.

Verbrennung von Kohlenstoff zu Kohlensäure:



(Entstehung eines Kohlenwasserstoffes:  $x C + \frac{y}{2} H_2 = C_x H_y$ .)

Diese Art der Anschreibung erklärt sich daraus, daß bei zwei- und mehratomigen Gasen das Molekül als kleinster existenzfähiger Teil aus zwei oder mehreren Atomen besteht. Daher wird beispielsweise das zweiatomige Sauerstoffmolekül durch das Symbol O<sub>2</sub> gekennzeichnet; das heißt, die chemische Gleichung wird immer für das Molekül angeschrieben. Es folgt daraus auch, daß die Zahl der Atome des betreffenden Stoffes, die an dem chemischen Vorgang beteiligt sind, dabei in gleicher Anzahl in den Ausgangs- wie in den Endprodukten vorhanden sein müssen, durch das Produkt der vor dem chemischen Zeichen stehenden Zahl, der Molekülnzahl, und des tiefgestellten Index, der Atomzahl eines Moleküls, gegeben ist. (Z. B. Anzahl der Wasserstoffatome, ursprünglich  $\frac{y}{2} \cdot 2 = y$ , ebenso groß wie die Anzahl Wasserstoffatome im entstehenden Kohlenwasserstoff.)

Die chemische Gleichung wird ergänzt durch die auf Grund des Prinzips von der Erhaltung der Masse erstellte Gewichtsbzw. Massengleichung. Z. B.: Molekulargewicht von C + Molekulargewicht von O<sub>2</sub> = Molekulargewicht CO<sub>2</sub>:

$$12 + 32 = 44 \dots \dots \dots (2)$$

Das Molekulargewicht M (gleich dem Atomgewicht bei einatomigen, gleich der Summe der Atomgewichte bei mehratomigen Gasen [19]) ist eine Verhältniszahl, bezogen auf das Atomgewicht des Wasserstoffes als (genäherte) Einheit. Die Gewichtsgleichung 2 besagt daher zunächst, daß ein Molekül C im 12fachen Gewicht eines Wasserstoffatoms plus einem Molekül O<sub>2</sub> im 32fachen Gewicht eines Wasserstoffatoms ein Molekül CO<sub>2</sub> im 44fachen Gewicht eines Wasserstoffatoms ergeben. Die Gleichung kann auch auf f Moleküle angewendet werden: f · 12 + f · 32 = f · 44; f kann so gewählt werden, daß f mal dem Molekulargewicht des betreffenden Stoffes mal dem wirklichen

Gewicht des Wasserstoffatoms gerade so viele Gewichtseinheiten ausmacht, wie dem Molekulargewicht des Stoffes entspricht. Die Gl. 2 sagt also auch aus, daß

$$12 \text{ kg C} + 32 \text{ kg O}_2 = 44 \text{ kg CO}_2 \quad (2a)$$

sie bestimmt demnach Ausgangs- und Endgewichte.

Dem Gesetze von Avogadro entsprechend enthalten bei allen Gasen gleichen Zustandes (Druck, Temperatur) gleiche Räume eine gleich große Anzahl Moleküle. Da nach Gl. 1 1 Moleküle C und 1 Moleküle O<sub>2</sub> nur 1 Moleküle CO<sub>2</sub> ergeben, bedeutet dies, daß zwei Raumeinheiten Gas vor der Verbrennung im vorliegenden Falle nur eine Raumeinheit Verbrennungsgas ergeben, sofern beide Ausgangsstoffe im gasförmigen Zustande vorhanden waren:

$$1 \text{ Raumeinheit C} + 1 \text{ Raumeinheit O}_2 \rightarrow 1 \text{ Raumeinheit CO}_2 \quad (2b)$$

Die in den Gl. 2a und 2b verwendeten Gewichts- und Raumeinheiten können aneinander anbesten in der Form abgestimmt werden, daß man als Raumeinheit das Volumen von 12 kg C bzw. 32 kg O<sub>2</sub> usw. wählt. Dies ergibt den Begriff des Moles (kmol)<sup>\*)</sup>. Es ist demnach als Mengeneinheit aufzufassen, die gekennzeichnet ist entweder (Gl. 3) durch das vom Zustande abhängige, vom Stoff unabhängige Volumen ebensovieler Gewichtseinheiten eines Stoffes, wie das Molekulargewicht des betreffenden Stoffes beträgt, oder (Gl. 2a) durch das vom Zustande unabhängige, durch den Stoff bestimmte Gewicht so vieler Gewichtseinheiten, wie das Molekulargewicht des betreffenden Stoffes beträgt. Mit diesem Begriff lassen sich nun Gl. 2, 2a und 2b vereinfachen schreiben:

$$1 \text{ kmol C} + 1 \text{ kmol O}_2 \rightarrow 1 \text{ kmol CO}_2 \quad (3)$$

Gl. 3 und die dieser Gleichung entsprechende Auslegung der Bezeichnung 4 gilt jedoch nur dann, wenn alle Ausgangsstoffe gasförmig sind. Ist aber C in ursprünglich flüssiger Form gegeben, dann ist das Gesetz von Avogadro nicht anwendbar. Praktisch kann in diesem Falle das Volumen der Flüssigkeit gegenüber dem des Gases vernachlässigt werden, und die der Gl. 3 entsprechende Auslegung der Gl. 4 lautet:

Flüssiges C vom Volumen Null + 1 Raumeinheit O<sub>2</sub> → 1 Raumeinheit CO<sub>2</sub>, das heißt, es tritt in diesem Falle keine Volumenänderung auf.

Die Einführung des Moles liefert noch weitere Vereinfachungen bei Gasen:

Das spezifische Volumen eines Gases ist

$$v = \frac{\text{Anzahl Raumeinheiten}}{\text{Anzahl Gewichtseinheiten}} = \frac{\text{Volumen eines Moles}}{\text{Gewicht eines Moles}}$$

Bei 10° C (283° K) und 1 kg/cm<sup>3</sup> (10 000 kg/m<sup>3</sup>) ist das Volumen eines kmol 24 m<sup>3</sup>. Für diesen Zustand ist daher das spezifische Volumen

$$v = \frac{24}{M} \quad (\text{m}^3/\text{kg})$$

Der Zustandsgleichung entsprechend ist andererseits

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{R \cdot 283}{10000} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (5)$$

Somit wird die Gaskonstante

$$R = \frac{24 \cdot 10000}{283 M} = \frac{848}{M} \quad (\text{mkg}^2/\text{kg}) \quad (6)$$

Die Zustandsgleichung für G kg Gas läßt sich daher in folgender Form ansprechen:

$$PV = G \frac{848}{M} T \quad (7)$$

Wählt man nun das Mol als Gewichtseinheit, setzt also

$$G = 1 M \quad (8)$$

<sup>\*)</sup> Genau müßte man auch „Kilomol“ statt „Mol“ sagen. Da aber in der vorliegenden Arbeit niemals das auf g bezogene „Mol“ vorkommt, sei Mol als auf kg bezogen angesehen. Lediglich die Dimensionen kmol seien diesen Sachverhalt.

so nimmt die Zustandsgleichung die Form

$$PV = i \cdot 848 T \dots \dots \dots (9)$$

an, in der dann keine dem Stoffe eigentümliche Größe mehr enthalten ist. Mit  $i = 1$  gilt sie für ein kmol eines beliebigen Gases,  $V$  ist dann das vom Stoff unabhängige Volumen eines Mol in  $m^3$  bei dem durch  $P$  und  $T$  gekennzeichneten Zustand, das Molvolumen, das mit  $\mathfrak{V}$  bezeichnet wird. Demnach ist:

$$\mathfrak{V} = 848 T/P \quad (m^3/kmol) \dots \dots \dots (10)$$

Rechnet man in Mol, so ist der Raum von  $\mathfrak{V} m^3$  die Raumeinheit.

Nur bei idealen Gasen ist der Raum, der von  $M$  kg des betreffenden Stoffes eingenommen wird, durch die Beziehung 10 bestimmt. Bei Flüssigkeiten oder Dämpfen ist das spezifische Volumen kleiner, als der Gasgleichung entspricht:

$$v_{Dampf} < v_{Gas} = \frac{848 T}{M P} = \frac{\mathfrak{V}}{M}$$

Will man das Volumen eines solchen Stoffes, dessen Menge in kg gegeben sei, in der Raumeinheit Mol ausdrücken, so ist festzustellen, welcher Bruchteil der Raumeinheit ein kmol gleich  $\mathfrak{V} m^3$  von 1 kg des betreffenden Stoffes erfüllt wird. Dieser Bruchteil  $v$  (kmol/kg) berechnet sich aus

$$v = \frac{1}{M} = v_{Dampf} : v_{Gas} = v_{Dampf} : \frac{\mathfrak{V}}{M}$$

zu:

$$v = \frac{v_{Dampf}}{\mathfrak{V}} \dots \dots \dots (11)$$

Z. B.: Gesättigter Wasserdampf von 30 at und einer Temperatur von 505,8° K hat ein spezifisches Volumen  $v_{Dampf} = 0,06802 m^3/kg$ . Bei diesem Zustand ist

$$\mathfrak{V} = 848 \frac{505,8}{900000} = 1,43 m^3/kmol$$

Demnach ist das Volumen eines kg Wasserdampfes in dem angeführten Zustand in kmol

$$v = \frac{0,06802}{1,43} = 0,0476 kmol/kg$$

(Bei idealen Gasen ist

$$v = \frac{848 T}{M P} = \frac{\mathfrak{V}}{M}$$

also

$$v_{Gas} = \frac{\mathfrak{V}/M}{\mathfrak{V}} = \frac{1}{M}$$

im vorliegenden Falle ist  $M = 18$ , daher wäre für ein ideales Gas vom Molekulargewicht 18:  $v_{Gas} = \frac{1}{18} = 0,0556 kmol/kg$ ; das Volumen des Wasserdampfes ist also nur  $\frac{0,0476}{0,0556} = 0,856$  des Gasvolumens.)

### 2.2 Die Kennzeichnung der Kraftstoffe

#### 2.21 Flüssige Kraftstoffe

Ein Teil der marktgängigen flüssigen Kraftstoffe sind Mischungen von Kohlenwasserstoffen, deren chemische Zusammensetzung im einzelnen unbekannt ist (Dieselöl, Benzin usw.). Die Elementaranalyse ergibt dann den Gewichtsanteil der einzelnen Grundstoffe. Danach besteht der Kraftstoff aus

c	Gewichtsteile Kohlenstoff,	} Es muß also sein $c + h + o + s = 1 \dots \dots \dots (12)$
h	" " Wasserstoff,	
o	" " Sauerstoff,	
s	" " Schwefel.	

Die Anteile Sauerstoff und Schwefel sind häufig so gering, daß sie nicht berücksichtigt zu werden brauchen (außer bei Alkoholen).

Ein anderer Teil der flüssigen Kraftstoffe besteht einheitlich aus einer bekannten chemischen Verbindung von Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, die durch die chemische Formel gekennzeichnet wird:  $C_xH_yO_z$ . Entsprechend der Entstehungsgleichung

$$\left. \begin{aligned} xC + \frac{y}{2}H_2 + \frac{z}{2}O_2 &= C_xH_yO_z \\ x \cdot 12 + \frac{y}{2} \cdot 2 + \frac{z}{2} \cdot 32 &= 12x + y + 16z \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (13)$$

beträgt das Molekulargewicht der betreffenden Verbindung

$$M = 12x + y + 16z \dots \dots \dots (14)$$

und daher die Gewichtsanteile der einzelnen Bestandteile:

$$\left. \begin{aligned} \text{Kohlenstoff: } c &= \frac{12x}{M} \\ \text{Wasserstoff: } h &= \frac{y}{M} \\ \text{Sauerstoff: } o &= \frac{16z}{M} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{Wieder muß sein} \\ &c + h + o = \frac{12x}{M} + \frac{y}{M} + \frac{16z}{M} = 1 \dots \dots \dots (15) \end{aligned}$$

Man erkennt, daß der umgekehrte Vorgang, die Bestimmung einer gleichwertigen CHO-Verbindung aus den Gewichtsteilen c, h und o, keine eindeutige Lösung gibt. Bei einem einfachen Kohlenwasserstoff ( $C_xH_y$ ) zum Beispiel ergeben die beiden Bestimmungsgleichungen für x und y

$$c = \frac{12x}{M} = \frac{12x}{12x+y} = \frac{12 \frac{x}{y}}{12 \frac{x}{y} + 1}, \quad h = \frac{y}{M} = \frac{y}{12x+y} = \frac{1}{12 \frac{x}{y} + 1}$$

nach einiger Umformung und Berücksichtigung des Umstandes, daß  $h + c = 1$ ,

$$\frac{x}{y} = \frac{c}{12(1-c)}, \quad \frac{x}{y} = \frac{1-h}{12h} = \frac{c}{12(1-c)} \dots \dots \dots (16)$$

also identische Gleichungen, die lediglich den Bruch  $x/y$ , nicht aber die Werte x und y selbst festlegen.

Züwollen ist der flüssige Kraftstoff eine Mischung von wenigen Kohlenwasserstoffen bekannter chemischer Zusammensetzung. Man errechnet zweckmäßigerweise wieder die Gewichtsteile der einzelnen Bestandteile. Z. B. der Kraftstoff bestehe aus

- $p_1$  Gewichtsteilen  $C_{x_1}H_{y_1}$ ,
- $p_2$  Gewichtsteilen  $C_{x_2}H_{y_2}$ .

wobei  $p_1 + p_2 = 1$ .

Weiterhin ist wie früher

$$\begin{aligned} M_1 &= 12x_1 + y_1, & c_1 &= 12x_1/M_1, & h_1 &= y_1/M_1, & c_1 + h_1 &= 1 \\ M_2 &= 12x_2 + y_2, & c_2 &= 12x_2/M_2, & h_2 &= y_2/M_2, & c_2 + h_2 &= 1. \end{aligned}$$

Da nun von einem kg der Mischung dem Kohlenwasserstoff  $p_1$  kg zugehören und davon wieder der  $c_1$ -te Teil Kohlenstoff ist, so ist der Gesamtanteil Kohlenstoff in der Mischung:

$$\left. \begin{aligned} c &= p_1 c_1 + p_2 c_2 \\ h &= p_1 h_1 + p_2 h_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (17)$$

Ebenso wird

Auch hier gibt der Versuch, die Mischung durch eine gleichwertige CH-Verbindung zu ersetzen, keine eindeutige Lösung.

SAFETY FILM

2,22 Gasförmige Kraftstoffe

Bei Gasen wird die Menge in Raumeinheiten (kmol oder m³ eines bestimmten Bezugszustandes) angegeben. Die Analyse gibt die Raumteile der einzelnen Bestandteile.

Ein Gas bestehe z. B. aus:

$r_{nCO_2}$	Raumteilen $CO_2$	} Es muß also sein	$r_{nCO_2} + r_{nCO} + r_{nH_2} + r_{nC_xH_y} + r_{nO_2} + r_{nN_2} = 1 \dots (16)$
$r_{nCO}$	" " $CO$		
$r_{nH_2}$	" " $H_2$		
$r_{nC_xH_y}$	" " $C_xH_y$ *)		
$r_{nO_2}$	" " $O_2$		
$r_{nN_2}$	" " $N_2$		

Entsprechend der Entstehungsgleichung ist in einem Mol  $CO_2$  und  $CO$  je ein, in  $C_xH_y$  x Mol Kohlenstoff enthalten. Demnach ist in einem Mol Gas an Kohlenstoff enthalten

$$c'' = r_{nCO_2} + r_{nCO} + x r_{nC_xH_y} \text{ [kmol C je kmol Gas]} \dots (19)$$

Entsprechend der Entstehungsgleichung ist in einem Mol  $C_xH_y$  y/2 Mol  $H_2$  enthalten. Im Verein mit dem freien Wasserstoff enthält daher ein Mol Gas an Wasserstoff

$$h'' = r_{nH_2} + \frac{y}{2} r_{nC_xH_y} \text{ [kmol H}_2 \text{ je kmol Gas]} \dots (20)$$

In einem Mol  $CO_2$  ist ein, in einem Mol  $CO$  ein halbes Mol  $O_2$  enthalten. Im Verein mit dem freien Sauerstoff enthält daher ein Mol Gas an Sauerstoff

$$o'' = r_{nO_2} + r_{nCO_2} + \frac{1}{2} r_{nCO} \text{ [kmol O}_2 \text{ je kmol Gas]} \dots (21)$$

Schließlich enthält ein Mol Gas an freiem Stickstoff

$$n'' = r_{nN_2} \text{ [kmol N}_2 \text{ je kmol Gas]} \dots (22)$$

Da ein Mol C 12 kg, ein Mol  $H_2$  2 kg usw. wiegt, enthält ein Mol Gas

$c' = 12(r_{nCO_2} + r_{nCO} + x r_{nC_xH_y})$	[kg C je kmol Gas]	} \dots (23)
$h' = 2(r_{nH_2} + \frac{y}{2} r_{nC_xH_y})$	[kg H, je kmol Gas]	
$o' = 32(r_{nO_2} + r_{nCO_2} + \frac{1}{2} r_{nCO})$	[kg O, je kmol Gas]	
$n' = 28 r_{nN_2}$	[kg N, je kmol Gas]	

Ein Mol  $CO_2$  wiegt 44 kg; da ein Mol Gas  $r_{nCO_2}$  Mol  $CO_2$  enthält, wiegt der  $CO_2$ -Anteil  $44 r_{nCO_2}$  kg. Ebenso beträgt das Gewicht des  $CO$ -Anteiles  $28 r_{nCO}$  kg usw. Das Gewicht eines Moles Gas gleich dem (scheinbaren) Molekulargewicht des Gases beträgt daher:

$$M = 44 r_{nCO_2} + 28 r_{nCO} + 2 r_{nH_2} + (12x + y) r_{nC_xH_y} + 32 r_{nO_2} + 28 r_{nN_2} \dots (24)$$

Demnach betragen die Gewichtsanteile der einzelnen Bestandteile

$c = \frac{12}{M}(r_{nCO_2} + r_{nCO} + x r_{nC_xH_y})$	[kg/kg]	} \dots (25)
$h = \frac{2}{M}(r_{nH_2} + \frac{y}{2} r_{nC_xH_y})$	"	
$o = \frac{32}{M}(r_{nO_2} + r_{nCO_2} + \frac{1}{2} r_{nCO})$	"	
$n = \frac{28}{M} r_{nN_2}$	"	

\*) Sind mehrere verschiedene Kohlenwasserstoffe vorhanden, dann ist  $r_{nC_xH_y}$  zu ersetzen durch  $r_{nC_{x_1}H_{y_1}} + r_{nC_{x_2}H_{y_2}} + \dots$



### 2.3 Die Mindestsauerstoff- oder Mindestluftmenge (13) zur vollständigen Verbrennung der Mengeneinheit des Kraftstoffes

#### 2.31 Flüssige Kraftstoffe

Entsprechend der Verbrennungsgleichung benötigen 12 kg C ein Mol, 2 kg H, ein halbes Mol und 32 kg S wieder ein Mol Sauerstoff zur völligen Verbrennung. Für ein kg Kraftstoff mit  $c$  kg C,  $h$  kg H, und  $s$  kg S wird daher insgesamt benötigt

$$\frac{c}{12} + \frac{1}{2} \frac{h}{2} + \frac{s}{32} \quad \text{kmol Sauerstoff je kg Kraftstoff.}$$

Im Kraftstoff selbst sind bereits  $o/32$  Mol O<sub>2</sub> enthalten, also braucht zur vollständigen Verbrennung an Luftsauerstoff nur zugeführt zu werden

$$O_{\text{min}} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} = \frac{c}{12} \left( 1 + 3 \left( \frac{h}{c} - \frac{o-s}{8c} \right) \right) \quad \text{[kmol]} \quad (26)$$

Setzt man nach Mollier

$$\sigma = 1 + 3 \left( \frac{h}{c} - \frac{o-s}{8c} \right) \quad (27)$$

so wird

$$O_{\text{min}} = \frac{c}{12} \sigma \quad \text{[kmol O}_2\text{ je kg Kraftstoff]} \quad (28)$$

Damit wird der Luftbedarf (Luft besteht aus 0,21 Volumenteilen O<sub>2</sub> und 0,79 Volumenteilen N<sub>2</sub>)

$$I_{\text{min}} = \frac{c}{0,21 \cdot 12} \sigma \quad \text{[kmol Luft je kg Kraftstoff]} \quad (29)$$

Besteht der Kraftstoff einheitlich aus einer bekannten CHO-Verbindung, so können zusätzlich  $c$ ,  $h$  und  $o$  aus Gl. 14 und 15 berechnet und daraus  $\sigma$  bzw.  $O_{\text{min}}$  bestimmt werden:

$$\sigma = 1 + 3 \left( \frac{h}{c} - \frac{o-s}{8c} \right) = 1 + 3 \left( \frac{y}{12x} - \frac{10s}{8 \cdot 12x} \right) = 1 + \frac{y}{4x} - \frac{2s}{4x} \quad (30)$$

Damit wird

$$O_{\text{min}} = \frac{c}{12} \sigma = \frac{x}{12x + y + 10s} \left( 1 + \frac{y-2s}{4x} \right) \quad \text{[kmol O}_2\text{ je kg Kraftstoff]} \quad (31)$$

Man kann aber auch aus der Verbrennungsgleichung Tafel 1 unmittelbar den Sauerstoffbedarf mit

$$x + \frac{y}{4} - \frac{s}{2} \quad \text{[kmol je kmol Kraftstoff]}$$

und nach Division durch  $M$  nach Gl. 14 mit

$$O_{\text{min}} = \frac{x + \frac{y}{4} - \frac{s}{2}}{12x + y + 10s} \quad \text{[kmol je kg Kraftstoff]}$$

entnehmen. Es ist also wieder:

$$O_{\text{min}} = \frac{x}{12x + y + 10s} \left( 1 + \frac{y-2s}{4x} \right) = \frac{c}{12} \sigma \quad \text{[kmol je kg Kraftstoff]} \quad (31)$$

#### 2.32 Gasförmige Kraftstoffe

In der Mengeneinheit ein Mol Gas sind  $r_{\text{HCO}}$  Mol CO enthalten. Zur Verbrennung eines Mols CO ist entsprechend der Verbrennungsgleichung Tafel 1 ein halbes Mol O<sub>2</sub> erforderlich. Zur vollständigen Verbrennung der CO-Menge in einem Mol Gas wird demnach benötigt

$$\frac{1}{2} r_{\text{HCO}} \quad \text{[kmol O}_2\text{].}$$

Zahlentafel 1. Zusammenstellung der Verbrennungsgleichungen.

C 12 1 kmol	+ O <sub>2</sub> + 32 + 1 kmol	= CO <sub>2</sub> = 44 → 1 kmol
C 12 1 kmol	+ $\frac{1}{2}$ O <sub>2</sub> + $\frac{1}{2}$ 32 + $\frac{1}{2}$ kmol	= CO = 28 → 1 kmol
CO 28 1 kmol	+ $\frac{1}{2}$ O <sub>2</sub> + $\frac{1}{2}$ 32 + $\frac{1}{2}$ kmol	= CO <sub>2</sub> = 44 → 1 kmol
H <sub>2</sub> 2 1 kmol	+ $\frac{1}{2}$ O <sub>2</sub> + $\frac{1}{2}$ 32 + $\frac{1}{2}$ kmol	= H <sub>2</sub> O = 18 → 1 kmol
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> 12x+y 1 kmol	+ $(x + \frac{1}{4}y)$ O <sub>2</sub> + $(x + \frac{1}{4}y) \cdot 32$ + $(x + \frac{1}{4}y)$ kmol	= x CO <sub>2</sub> + $\frac{1}{2}y$ H <sub>2</sub> O = 44x + 9y → x kmol + $\frac{y}{2}$ kmol
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> O <sub>z</sub> 12x+y+16z 1 kmol	+ $(x + \frac{1}{4}y - \frac{1}{2}z)$ O <sub>2</sub> + $(x + \frac{1}{4}y - \frac{1}{2}z) \cdot 32$ + $(x + \frac{1}{4}y - \frac{1}{2}z)$ kmol	= x CO <sub>2</sub> + $\frac{1}{2}y$ H <sub>2</sub> O = 44x + 9y → x kmol + $\frac{1}{2}y$ kmol
S 32 1 kmol	+ O <sub>2</sub> + 32 + 1 kmol	= SO <sub>2</sub> = 64 → 1 kmol
Bei flüssigen Kraftstoffen flüssig, d. h. Volumen = 0		

Bei unvollständiger Verbrennung entsteht aus C und H auch C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>:

x C	+ $\frac{1}{2}y$ H <sub>2</sub>	= C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>
12x	+ $\frac{1}{2}y \cdot 2$	= 12x + y
x kmol	+ $\frac{1}{2}y$ kmol	→ 1 kmol

In einem Mol Gas sind  $r_{BH_2}$  Mol  $H_2$  enthalten. Zur völligen Verbrennung dieser Wasserstoffmenge sind nach Tafel 1

$$\frac{1}{2} r_{BH_2} \quad [\text{kmol } O_2]$$

nötig. Weiterhin sind in einem Mol Gas  $r_{BC_xH_y}$  Mol  $C_xH_y$  enthalten, zu deren Verbrennung benötigt werden:

$$r_{BC_xH_y} \left( x + \frac{y}{4} \right) \quad [\text{kmol } O_2].$$

Andererseits sind in einem Mol Gas  $r_{BO_2}$  Mol  $O_2$  von vornherein enthalten, so daß zur vollständigen Verbrennung an Luftsauerstoff insgesamt zugeführt werden müßte

$$O_{\text{min}} = \frac{1}{2} r_{BCO} + \frac{1}{2} r_{BH_2} + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{BC_xH_y} - r_{BO_2} \quad [\text{kmol } O_2 \text{ je kmol Gas}] \quad (27)$$

Multipliziert man  $O_{\text{min}}$  nach Gl. 19 und 25 mit

$$\frac{M c}{12 c'} = 1,$$

so erhält man

$$\left. \begin{aligned} O_{\text{min}} &= \frac{c}{12} \frac{M}{c'} O_{\text{min}} \\ &= \frac{c}{12} M \frac{\frac{1}{2} r_{BCO} + \frac{1}{2} r_{BH_2} + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{BC_xH_y} - r_{BO_2}}{r_{BCO_2} + r_{BCO} + x r_{BC_xH_y}} \quad [\text{kmol/kmol}] \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Da ein Mol Gas  $M$  kg wiegt, ist

$$O_{\text{min}} = \frac{c}{12} \frac{\frac{1}{2} r_{BCO} + \frac{1}{2} r_{BH_2} + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{BC_xH_y} - r_{BO_2}}{r_{BCO_2} + r_{BCO} + x r_{BC_xH_y}} \quad [\text{kmol } O_2 \text{ je kg Gas}]$$

Demnach entspricht der Bruch dem bei flüssigen Kraftstoffen verwendeten Wert  $\sigma$ , das heißt für Gase ist

$$\sigma = \frac{\frac{1}{2} r_{BCO} + \frac{1}{2} r_{BH_2} + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{BC_xH_y} - r_{BO_2}}{r_{BCO_2} + r_{BCO} + x r_{BC_xH_y}} \quad (34)$$

Damit wird

$$\left. \begin{aligned} O_{\text{min}} &= \frac{c}{12} \sigma \quad [\text{kmol/kg}] \\ O_{\text{min}} &= \frac{c}{12} M \sigma = c' \sigma \quad [\text{kmol/kmol}] \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Ist die Gasmenge statt in Mol in  $m^3$  eines Bezugszustandes gegeben (z. B.  $nm^3$ ; Erläuterung von  $nm^3$  siehe Seite 19) und soll der Sauerstoffbedarf in der gleichen Einheit angegeben werden, so muß  $O_{\text{min}}$  mit dem betreffenden Umrechnungsfaktor  $\vartheta$  (z. B.  $1 \text{ kmol} = 24 \text{ nm}^3$ ,  $\vartheta = 848 \frac{T}{P} = 848 \frac{273}{1000}$ )  $= 24 \text{ m}^3/\text{kmol}$ ) multipliziert und dividiert werden. Das heißt, die folgende Gleichung gilt für beliebige Raumeinheiten:

$$O_{\text{min}} = c' \sigma \text{ Raumeinheit } O_2 \text{ je Raumeinheit Gas.}$$

#### 2.4 Die Stoffbilanzen

Die in der Mengeneinheit des Kraftstoffes und in der dieser Mengeneinheit zugeführten Luftmenge enthaltene Menge der Elementarbestandteile C, H, O usw. werden durch die Verbrennung nicht geändert und müssen daher vor und nach diesem Vorgang gleich sein. Die zugeführte Luftmenge wird gekennzeichnet durch  $\lambda L_{\text{min}}$ , Luftverhältnis mal der zur vollständigen Verbrennung nötigen Mindestluftmenge. Als Mengeneinheit wählt man zweckmäßig das Mol. Es ist jeweils der Verbrennungs- bzw. Entstehungsgleichung Tafel 1 zu entnehmen, wieviel Mol des betreffenden Elementarbestandteiles in einem Mol Verbrennungsprodukt enthalten sind.

Die hier in Frage kommenden Kraftstoffe ergeben stark wasserdampfhaltige Abgase. Beim Abkühlen auf Zimmertemperatur kondensiert der Wasserdampf zum größten Teil. Es kommt daher praktisch nur das trockene Abgas zur Analyse. Diese ergibt die Raumentelle  $r$  der einzelnen Bestandteile, z. B.  $r_{CO_2}$ ,  $r_{CO}$  usw. Aus der Mengeneinheit Kraftstoff entstehen: trockene Abgasmenge  $V_t$  und Wasserdampfmenge  $V_{H_2O}$ .  $V_t$  besteht aus den Mengen  $V_{CO_2}$ ,  $V_{CO}$ ,  $V_{H_2}$  usw. der einzelnen Bestandteile. Demnach ist:

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_t}; \quad r_{CO} = \frac{V_{CO}}{V_t}; \quad r_{H_2} = \frac{V_{H_2}}{V_t} \text{ usw.} \dots \dots \dots (36)$$

Als Mengeneinheit des Kraftstoffes wird bei Flüssigkeiten das kg, bei Gasen das kmol oder ein  $m^3$  eines Bezugszustandes gewählt.

Die bei vollständiger oder unvollständiger Verbrennung in den Abgasen enthaltenen Verbrennungsprodukte sind:

1. Kohlenstoffhaltige Bestandteile:  $CO_2$ ,  $CO$  und verschiedene Kohlenwasserstoffe der Form  $C_xH_y$ , von denen meist nur Methan  $CH_4$  in berücksichtigungswürdigen Mengen auftritt. Vielfach (bei Dieselmotoren) tritt auch unverbrannter Kohlenstoff als Ruß im Abgas auf, dessen Menge durch die Analyse nicht feststellbar ist. In solchen Fällen ist also statt der vorhandenen Menge von  $c$  kg/kg ( $c^*$  kmol/kmol) nur  $a$  c kg/kg ( $a c^*$  kmol/kmol) verbrannt, der Rest  $(1-a)c$  als Ruß entwichen.
2. Wasserstoffhaltige Bestandteile:  $H_2O$  und unverbrannter gasförmiger Wasserstoff  $H_2$ , ferner die schon angeführten Kohlenwasserstoffe  $C_xH_y$ .
3. Sauerstoffhaltige Bestandteile: Unverbrannter gasförmiger Sauerstoff  $O_2$  und die schon angeführten Bestandteile  $CO_2$ ,  $CO$  und  $H_2O$ .
4. Stickstoffhaltige Bestandteile: Nur freier Stickstoff  $N_2$ .
5. Schwefelhaltige Bestandteile: Schweflige Säure  $SO_2$ .

**Kohlenstoffbilanz**

Vor der Verbrennung sind enthalten in einem kg Kraftstoff (einem kmol Gas)  $\frac{c}{12}$  kmol C je kg ( $c^*$  kmol je kmol). Die zugeführte Verbrennungsluft enthält keinen Kohlenstoff.

Entsprechend der Verbrennungsgleichung ist enthalten in einem Mol  $CO_2$  ein Mol C, daher in  $V_{CO_2}$  Mol  $CO_2$ ;  $V_{CO}$  Mol C. Mit der gleichen Überlegung für  $CO$  und  $C_xH_y$  ergibt sich

$$\left. \begin{aligned} a \frac{c}{12} &= V_{CO_2} + V_{CO} + x V_{C_xH_y} \quad \text{[kmol/kg]} \\ a c'' &= V_{CO_2} + V_{CO} + x V_{C_xH_y} \quad \text{[kmol/kmol]} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (37)$$

**Wasserstoffbilanz**

Vor der Verbrennung sind enthalten in einem kg Kraftstoff (einem kmol Gas)  $\frac{h}{2}$  kmol H, je kg ( $h^*$  kmol je kmol). Die Verbrennungsluft enthält keinen Wasserstoff. Entsprechend den Verbrennungsgleichungen ist enthalten in einem Mol  $H_2O$  ein Mol H, in einem Mol  $C_xH_y$   $\frac{y}{2}$  Mol H. Berücksichtigt man noch den freien Wasserstoff, so muß demnach sein

$$\left. \begin{aligned} \frac{h}{2} &= V_{H_2} + V_{H_2O} + \frac{y}{2} V_{C_xH_y} \quad \text{[kmol/kg]} \\ h'' &= V_{H_2} + V_{H_2O} + \frac{y}{2} V_{C_xH_y} \quad \text{[kmol/kmol]} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (38)$$

**Sauerstoffbilanz**

Vor der Verbrennung ist im Kraftstoff enthalten  $\frac{o}{32}$  kmol je kg bzw.  $o^*$  kmol je kmol. Die Verbrennungsluft enthält  $\lambda O_{mit}$  kmol  $O_2$ .

<sup>\*)</sup> Treten im Abgas verschiedene Kohlenwasserstoffe auf, so ist zu ersetzen  $x V_{C_xH_y}$  durch  $(x_1 V_{C_{x_1}H_{y_1}} + x_2 V_{C_{x_2}H_{y_2}} + \text{usf.})$  bzw.  $\frac{y}{2} V_{C_xH_y}$  durch  $(\frac{y_1}{2} V_{C_{x_1}H_{y_1}} + \frac{y_2}{2} V_{C_{x_2}H_{y_2}} + \text{usf.})$ .

Entsprechend den Verbrennungsgleichungen ist enthalten: in  $\text{CO}_2$  ein Mol, in  $\text{CO}$  und  $\text{H}_2\text{O}$  je ein halbes Mol und in  $\text{SO}_2$  ein Mol Sauerstoff. Berücksichtigt man noch den freien Sauerstoff im Abgas, so muß sein:

$$\lambda O_{\text{min}} + \frac{o}{32} = V_{\text{O}_2} + V_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2} V_{\text{CO}} + \frac{1}{2} V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{SO}_2} \quad \text{[kmol/kg]} \quad (38)$$

bzw.

$$\lambda O_{\text{min}} + o'' = V_{\text{O}_2} + V_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2} V_{\text{CO}} + \frac{1}{2} V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{SO}_2} \quad \text{[kmol/kmol]}$$

**Stickstoffbilanz**

Im Kraftstoff ist enthalten  $\frac{n}{28}$  kmol je kg bzw.  $n''$  kmol je kmol. In der Verbrennungsluft ist enthalten  $\frac{0,79}{0,21} O_{\text{min}} \lambda$  kmol je kmol. Die Abgase enthalten im wesentlichen nur freien Stickstoff:

$$\frac{0,79}{0,21} O_{\text{min}} \lambda + \frac{n}{28} = V_{\text{N}_2} \quad \text{[kmol/kg]} \quad (40)$$

bzw.

$$\frac{0,79}{0,21} O_{\text{min}} \lambda + n'' = V_{\text{N}_2} \quad \text{[kmol/kmol]}$$

**Schwefelbilanz**

Im Kraftstoff ist enthalten  $\frac{s}{32}$  kmol je kg. In der Verbrennungsluft ist kein Schwefel enthalten. In den Abgasen ist nur Schwefeldioxyd enthalten:

$$\frac{s}{32} = V_{\text{SO}_2} \quad \text{[kmol/kg]} \quad (41)$$

gegebenenfalls

$$s'' = V_{\text{SO}_2} \quad \text{[kmol/kmol]}$$

**Hauptgleichung**

Aus den Stoffbilanzen läßt sich eine Gleichung von besonderer Wichtigkeit unmittelbar ableiten. Gl. 28, 38, 39 und 41 ergeben nämlich

$$\lambda \frac{c\sigma}{12} = V_{\text{O}_2} + V_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2} V_{\text{CO}} - \frac{1}{2} V_{\text{H}_2} - \frac{h}{4} V_{\text{C}_x\text{H}_y} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32}$$

$$= V_{\text{I}} \left( r_{\text{O}_2} + r_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2} r_{\text{CO}} - \frac{1}{2} r_{\text{H}_2} - \frac{h}{4} r_{\text{C}_x\text{H}_y} \right) + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32}$$

da entsprechend Gl. 27:

$$h - \frac{o - s}{8} = \frac{\sigma - 1}{3} c$$

wird:

$$\lambda \frac{c\sigma}{12} = V_{\text{I}} \left( r_{\text{O}_2} + r_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2} r_{\text{CO}} - \frac{1}{2} r_{\text{H}_2} - \frac{h}{4} r_{\text{C}_x\text{H}_y} \right) + \frac{c}{12} (\sigma - 1) \quad (42)$$

oder:

$$\lambda c'' \sigma = V_{\text{I}} \left( r_{\text{O}_2} + r_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2} r_{\text{CO}} - \frac{1}{2} r_{\text{H}_2} - \frac{h}{4} r_{\text{C}_x\text{H}_y} \right) + c'' (\sigma - 1)$$

**2,5 Die trockene Abgasmenge**

Die Bestimmung der Abgasmenge aus der Abgasanalyse ist praktisch nur mit Hilfe der Kohlenstoffbilanz möglich. Denn da nach Gl. 36 und 37

$$a \frac{c}{12} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{CO}} + x V_{\text{C}_x\text{H}_y} = V_{\text{I}} (r_{\text{CO}_2} + r_{\text{CO}} + x r_{\text{C}_x\text{H}_y})$$

wird

$$V_i = \frac{ac}{12(r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2})} \quad [\text{kmol/kg}]$$

bzw.

$$V_i = \frac{ac''}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} = a \frac{r_{BCO_2} + r_{BCO} + x r_{BC_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (43)$$

Bei vollständiger Verbrennung ist daher

$$V_i = \frac{c}{12 r_{CO_2}} \quad [\text{kmol/kg}]$$

bzw.

$$V_i = \frac{r_{BCO_2} + r_{BCO} + x r_{BC_2H_2}}{r_{CO_2}} \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (44)$$

Die Anwendung der Wasserstoffbilanz führt nur zum Ziel, wenn auch der Wassergehalt der Abgase bestimmt wird. Diese Messung ist umständlich und ungenau.

Ist hingegen die zugeführte Luftmenge gemessen worden, also  $\lambda$  bekannt, so kann  $V_i$  aus Gl. 42 ermittelt werden:

$$V_i = \frac{c(\sigma(\lambda-1)+1)}{12\left(r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2}\right)} \quad [\text{kmol/kg}]$$

bzw.

$$V_i = \frac{r_{BCO_2} + r_{BCO} + x r_{BC_2H_2}}{r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2}} (\sigma(\lambda-1)+1) \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (45)$$

In ähnlicher Weise erhält man aus der Stickstoffbilanz Gl. 40 und Gl. 36

$$\frac{0,79}{0,21} \frac{c}{12} \sigma \lambda + \frac{n}{28} = V_i r_{N_2}$$

$$V_i = \frac{0,79}{0,21} \frac{c \sigma \lambda}{12 r_{N_2}} + \frac{n}{28 r_{N_2}} \quad [\text{kmol/kg}]$$

$$V_i = \frac{0,79}{0,21} \frac{c'' \sigma \lambda}{r_{N_2}} + \frac{n''}{r_{N_2}} \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (46)$$

**2,6 Der Minderverbrauch an Sauerstoff bzw. Luft bei unvollständiger Verbrennung**

Die in der Verbrennungsluft zugeführte Sauerstoffmenge ist  $\lambda O_{min}$ . Der bei vollständiger Verbrennung im Abgas übrigbleibende Sauerstoff ist daher

$$V_{O_2 \text{ vollständig}} = \lambda O_{min} - O_{min} = \lambda O_{min} - \frac{c}{12} \sigma$$

Bei unvollständiger Verbrennung ist gemäß Gl. 39 im Abgas an Sauerstoff enthalten

$$V_{O_2} = \lambda O_{min} + \frac{c}{32} - V_{CO_2} - \frac{1}{2} V_{CO} - \frac{1}{2} V_{H_2O} - V_{H_2}$$

Der Minderverbrauch an Sauerstoff beträgt daher

$$\Delta V_{O_2} = V_{O_2} - V_{O_2 \text{ vollständig}} = \frac{c}{12} \sigma + \frac{c}{32} - \left( V_{CO_2} + \frac{1}{2} V_{CO} \right) - \frac{1}{2} V_{H_2O} - V_{H_2}$$

Mit Hilfe der Gl. 27, 37, 38, 41 und 36 wird daraus

$$\Delta V_{O_2} = \frac{c}{12} (1-a) + \frac{1}{2} (V_{CO} + V_{H_2}) + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_2}$$

$$\Delta V_{O_2} = \frac{c}{12} (1-a) + V_i \left\{ \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_2} \right\} \quad [\text{kmol/kg}]$$

Bei gasförmigen Kraftstoffen

$$\Delta V_{O_2} = c'' (1-a) + V_i \left\{ \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( x + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_2} \right\} \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (47)$$

Der Minderverbrauch an Luft ist dementsprechend

$$\Delta L = \frac{AV_0}{0,21} \dots \dots \dots (40)$$

**2,7 Das Luftverhältnis  $\lambda$**

**2,71 Allgemeine Berechnung**

Aus der Sauerstoffbilanz kann das Luftverhältnis  $\lambda$  unmittelbar bestimmt werden. Dyon Gl. 42 und 43 ergeben

$$\lambda = a \cdot \frac{r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2} + \frac{\sigma - 1}{\sigma}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \dots \dots \dots (41)$$

Für gasförmige Kraftstoffe folgt der gleiche Ausdruck. Man kann aber auch anschreiben

$$\lambda = \frac{V_1}{c \cdot a} \left( r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2} \right) + \frac{\sigma - 1}{\sigma} \dots \dots \dots (42)$$

worauf mit Hilfe der Gl. 19 und 34 folgt

$$\lambda = \frac{V_1 \left( r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2} \right)}{\frac{1}{2} r_{HCO} + \frac{1}{2} r_{H_2} + \left( x + \frac{y}{2} \right) r_{C_2H_2} - r_{H_2O}} \cdot \frac{r_{H_2O} + r_{HCO} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2}}{\frac{1}{2} r_{CO} + \frac{1}{2} r_{H_2} + \left( x + \frac{y}{2} \right) r_{C_2H_2} - r_{H_2O}} \dots \dots \dots$$

Auch aus der Stickstoffbilanz kann  $\lambda$  unmittelbar berechnet werden. Aus Gl. 40, 28 und 33 ergibt sich

$$\lambda = \frac{V_1 r_{N_2} - \frac{n}{28}}{0,79 c a} = \frac{0,21}{0,79 a} \frac{r_{N_2}}{\left( r_{O_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2} \right)} = \frac{0,21 \cdot 12 \cdot n}{0,79 \cdot 28 c a} \dots \dots \dots (43)$$

Da

$$V_{CO} + V_{CO_2} + V_{C_2H_2} + V_{H_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} = V_1 \dots \dots \dots (44)$$

und daher auch  $r_{CO} + r_{CO_2} + r_{C_2H_2} + r_{H_2} + r_{O_2} + r_{N_2} + r_{H_2O} = 1$

kann  $r_{N_2}$  durch die Raumteile der übrigen Bestandteile ersetzt werden.

Bei Gasen wird zweckmäßig ersetzt  $\frac{12 \cdot n}{28 a c}$  durch  $\frac{n''}{a c}$ .

Da für die Bestimmung von  $\lambda$  zwei Gleichungen (Gl. 40, 42) zur Verfügung stehen, können auch Analyseergebnisse, z. B.  $r_{N_2}$  und  $r_{O_2}$ , eliminiert werden. Gl. 49 kann in folgender Form angeschrieben werden:

$$\lambda a - a + 1 = a \cdot \frac{r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \dots \dots \dots (45)$$

Die Stickstoffbilanz Gl. 40 und Gl. 28, 36, 37, 52 ergeben

$$\frac{0,79}{0,21} \lambda a + \frac{12 \cdot n}{28 c} = a \cdot \frac{1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{CO} - r_{C_2H_2} - r_{H_2} - r_{H_2O}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \dots \dots \dots (46)$$

Durch Addition der beiden Gleichungen erhält man

$$\frac{\lambda a}{0,21} + 1 - a + \frac{12 \cdot n}{28 c} = a \cdot \frac{1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left( 1 + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_2} - r_{H_2O}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}}$$

und

$$\lambda = \frac{0,21}{a} \left( \frac{1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left( 1 + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_2} - r_{H_2O}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} + a - 1 - \frac{12 \cdot n}{28 c} \right) \dots \dots \dots (47)$$

Es kann aber auch erwünscht sein,  $a$  in dem Ausdruck für  $\lambda$  zu eliminieren. Um dies zu erreichen, dividiert man Gl. 53 durch Gl. 54. Es wird

$$\lambda = \frac{\lambda a - a + 1}{3,76 \lambda a + \frac{12 n}{28 c}} = \frac{r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2}}{1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{CO} - r_{H_2} - r_{C_2H_2} - r_{H_2O}} \quad (53)$$

$$\lambda = \frac{(1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{CO} - r_{H_2} - r_{C_2H_2} - r_{H_2O}) \frac{a-1}{a} + \frac{12 n}{28 c} (r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2})}{1 - 4,76 r_{O_2} - 4,76 r_{CO_2} - 2,88 r_{CO} + 0,88 r_{H_2} + (0,94 y - 1) r_{C_2H_2} - r_{H_2O}} \quad (54)$$

Werden die Gl. 53 und 54 bei Gasen verwendet, dann ist es zweckmäßig,  $\frac{12 n}{28 c}$  durch  $\frac{a-1}{a}$  zu ersetzen.

Für die praktische Anwendung können die allgemeinen Gleichungen für  $\lambda$  meist wesentlich vereinfacht werden, wenn man die Eigenheiten des Kraftstoffes und des Verbrennungsverfahrens berücksichtigt.

Bei flüssigen Kraftstoffen (Dieselmotoren, Otto-Vergaser- und Flüssiggasmotoren) ist der Stickstoffgehalt vernachlässigbar klein ( $n=0$ ). Bei gasförmigen Kraftstoffen muß er hingegen berücksichtigt werden. Der Schwefelgehalt kann bei flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen unberücksichtigt bleiben, denn Kraftstoffe mit stärkerem Schwefelgehalt eignen sich nicht für die motorische Verbrennung ( $s=0, SO_2=0$ ).

2,72 Dieselmotoren

Gasförmige unverbrannte Bestandteile in berücksichtigungswürdigen Mengen treten im Abgas in der Regel nicht auf ( $r_{CO} = r_{H_2} = r_{C_2H_2} = 0$ ) (4, 9). Rußbildung ist zwar möglich, doch sollen Messungen bei rauchendem Motor nicht durchgeführt werden ( $a=1$ ). Die Gl. 49, 51, 53, 54 können daher in folgender Weise vereinfacht werden:

$$\lambda = \frac{a(r_{O_2} + r_{CO_2}) + a - 1}{a r_{CO_2}} = \left( \frac{r_{O_2} + r_{CO_2} + a - 1}{a r_{CO_2}} \right) \dots \dots \dots (49a)$$

$$\lambda = \frac{0,266 a r_{N_2}}{a r_{CO_2}} = \frac{0,266 a (1 - r_{O_2} - r_{CO_2})}{a r_{CO_2}} = \left( \frac{0,266 (1 - r_{O_2} - r_{CO_2})}{a r_{CO_2}} \right) \dots \dots \dots (51a)$$

$$\lambda = \frac{0,21}{a} \left( \frac{a}{r_{CO_2}} + a - 1 \right) = \left( \frac{0,21}{a} \left( \frac{1}{r_{CO_2}} + a - 1 \right) \right) \dots \dots \dots (53a)$$

$$\lambda = \frac{1 - r_{O_2} - r_{CO_2}}{1 - 4,76 (r_{O_2} + r_{CO_2})} \frac{a - 1}{a} \dots \dots \dots (54a)$$

2,73 Ottomotoren bei Betrieb mit flüssigen Kraftstoffen

Rußbildung tritt im allgemeinen nicht auf ( $a=1$ ) (9). Mit  $n=0$  können daher die Gl. 49, 51, 53, 54 folgendermaßen vereinfacht werden:

$$\lambda = \frac{r_{O_2} + r_{CO_2} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_2}}{a(r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2})} + \frac{a-1}{a} \dots \dots \dots (49b)$$

$$\lambda = \frac{0,266 r_{N_2}}{a(r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2})} = \frac{0,266 (1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{CO} - r_{H_2} - r_{C_2H_2})}{a(r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2})} \dots \dots \dots (51b)$$

$$\lambda = \frac{0,21}{a} \left( \frac{1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) r_{C_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} + a - 1 \right) \dots \dots \dots (53b)$$

$$\lambda = \frac{(1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{CO} - r_{H_2} - r_{C_2H_2}) \frac{a-1}{a}}{1 - 4,76 (r_{O_2} + r_{CO_2}) - 2,88 r_{CO} + 0,88 r_{H_2} + (0,94 y - 1) r_{C_2H_2}} \dots \dots \dots (54b)$$



2.74 Ottomotoren bei Betrieb mit gasförmigen Kraftstoffen

Rußbildung tritt hier im allgemeinen nicht auf ( $\alpha = 1$ ) (0). Ersetzt man  $\frac{12}{18} \frac{m}{c}$  durch  $\frac{n''}{c''}$ , so erhält man die Gl. 49; 51, 55, 56 in folgender Form:

$$\lambda = \frac{r_{O_2} + r_{CO} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_6}}{\sigma (r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_6})} + \frac{\alpha - 1}{\sigma} \quad (49c)$$

$$\lambda = \frac{0,266 r_{H_2}}{\sigma (r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_6})} - 0,266 \frac{n''}{c'' \sigma} = \frac{0,266 (1 - r_{O_2} - r_{CO} - r_{CO} - r_{H_2} - r_{C_2H_6})}{\sigma (r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_6})} - 0,266 \frac{n''}{c'' \sigma} \quad (51c)$$

$$\lambda = \frac{0,21 \left( 1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left( 1 + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} \right)}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_6}} + \alpha - 1 - \frac{n''}{c''} \quad (55c)$$

$$\lambda = \frac{(1 - r_{O_2} - r_{CO} - r_{CO} - r_{H_2} - r_{C_2H_6}) \frac{\sigma - 1}{\sigma} + \frac{n''}{c'' \sigma} \left( r_{O_2} + r_{CO} + \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{1}{2} r_{H_2} - \frac{y}{4} r_{C_2H_6} \right)}{1 - 4,76 (r_{O_2} + r_{CO}) - 2,88 r_{CO} + 0,88 r_{H_2} + (0,94 y - 1) r_{C_2H_6}} \quad (56c)$$

2.8 Die Volumänderung bei der Verbrennung

2.81 Flüssige Kraftstoffe

Die Volumänderung bezogen auf 1 kg Kraftstoff ist gegeben durch die Differenz Volumen der Abgase weniger Volumen vor der Verbrennung. Es ist demnach zu berücksichtigen, ob der Kraftstoff der Verbrennungsluft im Vergleichzeitpunkt vor der Verbrennung bereits zugemischt ist oder nicht. Bei Gemischpumpmaschinen ist dies der Fall, bei Einspritzmaschinen aber nicht. Es genügt indessen, die Verhältnisse bei Gemischpumpmaschinen zu untersuchen, da die Ergebnisse auch auf Dieselmotoren anwendbar sind, wenn man das Kraftstoffvolumen gleich Null setzt.

Das Volumen der Verbrennungsluft setzt sich zusammen aus dem Sauerstoffvolumen  $1 O_{2,0}$ , das aus Gl. 39 bestimmt werden kann, und dem Volumen des Luftstickstoffes (der Stickstoffgehalt kann bei flüssigen Kraftstoffen vernachlässigt werden). Hierzu kommt das Volumen  $v_B$  des Kraftstoffes.

Das Volumen der Abgase setzt sich aus dem Volumen der trockenen Abgase und dem Volumen des Wasserdampfes zusammen.

Somit wird bei Beachtung der Gl. 39 und 52

$$\begin{aligned} \Delta V &= (V_t + V_{H_2O}) - (\lambda O_{2,0} + V_{N_2} + v_B) \\ &= V_{O_2} + V_{CO} + V_{CO} + V_{C_2H_6} + V_{H_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + V_{H_2O} \\ &\quad - V_{O_2} - V_{CO} - \frac{1}{2} V_{CO} - V_{N_2} - V_{N_2} - \frac{1}{2} V_{H_2O} + \frac{\sigma}{32} v_B \\ \Delta V &= \frac{1}{2} V_{CO} + V_{C_2H_6} + V_{H_2} + \frac{1}{2} V_{H_2O} + \frac{\sigma}{32} v_B \end{aligned}$$

Entsprechend Gl. 38 kann nun gesetzt werden

$$V_{H_2O} = \frac{h}{2} - V_{H_2} - \frac{y}{2} V_{C_2H_6}$$

so daß man erhält

$$\Delta V = \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} v_B + \frac{1}{2} (V_{CO} + V_{H_2}) + \left( 1 - \frac{y}{4} \right) V_{C_2H_6} \quad [\text{kmol/kg}]$$

bzw.  $\Delta V = \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} v_B + V_t \left\{ \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( 1 - \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} \right\} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (57)$

Daher ist bei vollständiger Verbrennung ( $r_{CO} = r_{H_2} = r_{C_2H_6} = 0$ ):

$$\Delta V = \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} v_B \quad (57a)$$

Bei Dieselmotoren (vollständige Verbrennung,  $v_B = 0$ ) wird:

$$\Delta V = \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (57b)$$

Bei Ottomotoren mit unvollständiger Verbrennung hingegen ist  $\alpha = 1$ . Setzt man daher  $V_t$  aus Gl. 43 ein, so erhält man

$$\Delta V = \frac{h}{4} + \frac{o}{32} - v_H + \frac{c}{12} \frac{\frac{1}{2}(r_{CO} + r_{H_2}) + (1 - \frac{y}{4}) r_{C_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \quad [\text{kmol/kg}] \dots (57e)$$

**2.82 Gasförmige Kraftstoffe**

Bei gasförmigen Kraftstoffen ist zunächst der Stickstoffgehalt  $n''$  des Brenngases nicht mehr vernachlässigbar. Da Gase bisher nur in Ottomotoren und Dieselmotoren, die auf das Zündstrahlverfahren umgebaut wurden, verbrannt werden, ist der Kraftstoff der Verbrennungsluft stets schon vor dem Eintritt in den Zylinder zugemischt. Das Volumen vor der Verbrennung, bezogen auf ein Mol Kraftstoff, beträgt daher  $\lambda O_{min} + V_{N_2} - n'' + 1$ . Somit ist

$$\Delta V = (V_t + V_{H_2O}) - (\lambda O_{min} + V_{N_2} - n'' + 1) \quad [\text{kmol/kmol}]$$

Setzt man die entsprechenden Ausdrücke für  $V_t$ ,  $V_{H_2O}$  und  $\lambda O_{min}$  aus den Gl. 39, 38, 43 u. 52 ein, so erhält man in gleicher Weise wie früher

$$\Delta V = \frac{h''}{2} + o'' + n'' - 1 + V_t \left\{ \frac{1}{2}(r_{CO} + r_{H_2}) + (1 - \frac{y}{4}) r_{C_2H_2} \right\} \quad [\text{kmol/kmol}] \dots (58)$$

Da bei Gasmaschinen zumeist  $\alpha = 1$ , so wird

$$\Delta V = \frac{h''}{2} + o'' + n'' - 1 + c'' \frac{\frac{1}{2}(r_{CO} + r_{H_2}) + (1 - \frac{y}{4}) r_{C_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \quad [\text{kmol/kmol}] \dots (59)$$

Setzt man  $h''$ ,  $o''$  und  $n''$  aus den Gl. 20, 21, 22 ein und berücksichtigt gleichzeitig Gl. 18, so wird

$$\Delta V = - \left\{ \frac{1}{2} r_{HCO} + \frac{1}{2} r_{BH_2} + (1 - \frac{y}{4}) r_{BC_2H_2} \right\} + c'' \frac{\frac{1}{2}(r_{CO} + r_{H_2}) + (1 - \frac{y}{4}) r_{C_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (60)$$

bei vollständiger Verbrennung ist also

$$\Delta V = - \left\{ \frac{1}{2} r_{BCO} + \frac{1}{2} r_{BH_2} + (1 - \frac{y}{4}) r_{BC_2H_2} \right\} \quad [\text{kmol/kmol}] \dots (61)$$

In diesem Falle tritt daher eine Volumenverminderung ein.

**2.9 Der Feuchtigkeitsgehalt der Abgase**

Aus der Wasserstoffbilanz Gl. 38, Gl. 30 und dem Volumen der trockenen Abgase Gl. 43 folgt der auf die feuchten Abgase bezogene Feuchtigkeitsgehalt der Abgase mit  $\alpha = 1$ :

$$\varphi = \frac{V_{H_2O}}{V_t + V_{H_2O}} = \frac{\frac{h}{2} - V_t \left( r_{H_2} + \frac{y}{2} r_{C_2H_2} \right)}{V_t + \frac{h}{2} - V_t \left( r_{H_2} + \frac{y}{2} r_{C_2H_2} \right)} = \frac{\frac{h}{2} - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_2}}{1 + \frac{h}{2} V_t - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_2}}$$

$$\varphi = \frac{0 \cdot \frac{h}{c} (r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}) - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_2}}{1 + 0 \cdot \frac{h}{c} (r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}) - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_2}} \quad [\text{kmol/kmol}] \dots (62)$$

Bei gasförmigen Kraftstoffen wird in dieser Gleichung  $0 \cdot \frac{h}{c}$  zweckmäßigerweise ersetzt durch:

$$\frac{h}{2} \frac{12}{c} = \frac{h''}{c''}$$

Umgekehrt ist

$$0 \cdot \frac{h}{c} (r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}) - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_2} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} \dots (63)$$

Bei vollständiger Verbrennung ist daher

$$\varphi = \frac{\frac{h}{\delta} r_{CO_2}}{1 + \frac{h}{\delta} r_{CO_2}} \quad \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \quad (82)$$

Die Ausschaltung der Rußbildung ( $\alpha = 1$ ) ist bei Ottomotoren praktisch immer anzunehmen und bei Dieselmotoren selbst bei geringer Abgasströmung zulässig, weil auch dann die Abweichung des Wertes  $\alpha$  von 1 sehr gering ist. Es ist aber grundsätzlich möglich,  $\alpha$  aus der Bestimmungsgleichung für  $\varphi$  zu entfernen. Ermittelt man beispielsweise für die Verhältnisse der Dieselverbrennung ( $r_{CO} = r_{H_2} = r_{C_2H_4} = 0, n = 0$ ) den Wert  $\alpha$  aus Gl. 49 und 54, so erhält man

$$\alpha = \frac{(\sigma - 1) r_{CO}}{0,266 - 0,734 (r_{CO_2} + r_{CO})}$$

damit wird (Gl. 49)

$$V_i = \frac{c(\sigma - 1)}{12(0,266 - 0,734(r_{CO_2} + r_{CO}))} \quad (84)$$

Dem obigen Ansatz entsprechend wird also

$$\varphi = \frac{\frac{h}{2V_i}}{1 + \frac{h}{2V_i}} = \frac{h}{2V_i + h} = \frac{h}{\frac{c(\sigma - 1)}{6(0,266 - 0,734(r_{CO_2} + r_{CO}))} + h}$$

$$\varphi = \frac{h(0,266 - 0,734(r_{CO_2} + r_{CO}))}{\frac{c}{6}(\sigma - 1) + h(0,266 - 0,734(r_{CO_2} + r_{CO}))} \quad (85)$$

### 3 Die Wertungsgrößen

Wie schon eingangs erwähnt, ist es der Zweck der Wertungsgrößen, eine gegebene Maschine zu beurteilen oder den Entwurf einer neuen Maschine zu ermöglichen. In beiden Fällen ist es notwendig, von der Maschinengröße unabhängig zu sein. Die maßgebenden Größen müssen daher auf die Maschinenabmessungen bezogen werden, um Wertungsgrößen zu erhalten. Es muß also festgelegt werden, welche geometrischen Größen für den Ladungswechsel von Bedeutung sind.

Der Ladungswechsel bezweckt den Austausch der verbrannten Gase durch frische Luft oder frisches Gemisch. Die nächste Aufgabe besteht daher darin, die absolute Größe der aus Ladungswechsel beteiligten Gas mengen anzugeben.

Dann erst kann man darangehen, das Verhältnis dieser Größen untereinander festzulegen oder sie auf die Maschinengröße zu beziehen, d. h. die eigentlichen Wertungsgrößen zu erstellen. Der Reihe nach sollen die für die Bemessung der Spülpumpe, für den Spülgrad und für die Maschinenleistung nötigen Größen ermittelt und ihre Zusammenhänge geklärt werden.

Ein Umstand ist dabei besonders zu beachten: handelt es sich um Verhältnisse von Gas mengen, so ist das Maß, in dem diese Größen gemessen werden, nur dann gleichgültig, wenn im Zähler und Nenner Gase gleicher Zusammensetzung erscheinen, wie dies z. B. beim Luftverhältnis  $\lambda$  der Fall ist. Wird aber eine Gasmenge auf eine Gasmenge anderer Zusammensetzung bezogen, dann ist das Mengenmaß nicht mehr gleichgültig, es muß angegeben werden, ob es sich um ein Volumenverhältnis oder ein Gewichtsverhältnis handelt (z. B. der Spülgrad  $\lambda$ , oder die Angabe der Raumteile  $r$  eines Gases in einem Gasgemisch).

#### 3,1 Geometrische Größen

Wie das Steuerschema Bild 1 zeigt, werden die beim Viertaktverfahren an Verfügung stehenden Hübe so aufgeteilt, daß mindestens theoretisch zwei volle Hübe dem eigentlichen Arbeitsprozeß und die übrigen zwei Hübe dem Ladungswechsel zugeordnet werden.

Beim Zweitaktverfahren hingegen müssen Arbeitsprozeß und Ladungswechsel in zwei Hüben erledigt werden, so daß ein Teil jedes Hubes dem Arbeitsprozeß, der restliche Teil desselben Hubes aber dem Ladungswechsel zufällt, Bild 2. Außer der Angabe des Hubes  $s$ , der in Verbindung mit

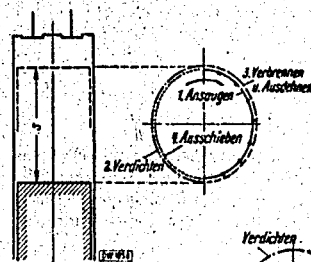


Bild 1. Steuerdiagramm einer Viertaktmaschine.

der Kolbenfläche  $\pi D^2/4$  den Hubraum  $V_h = \pi D^2/4 \cdot s$  bestimmt, ist es daher auch nötig, die Aufteilung des Hubes bzw. des Hubraumes anzugeben. Schließt demnach der letzte Gasschalter ab, wenn der Kolben einen Weg  $A$  zurückgelegt hat, so fällt vom Hub der Teil  $h$  dem Ladungswechsel, der Teil  $(s-h)$  der Verdichtung, also dem Arbeitsprozeß zu<sup>\*)</sup>. Dabei ist es gleichgültig, ob der Ein- oder Auschalter an-

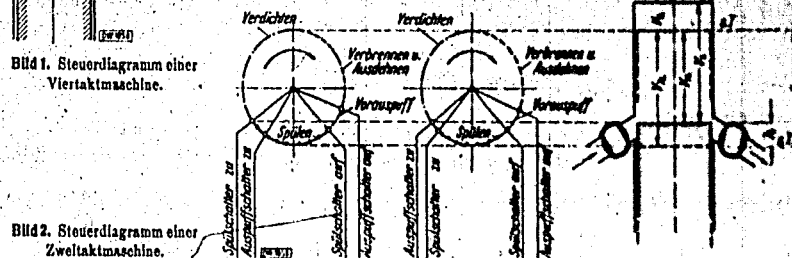


Bild 2. Steuerdiagramm einer Zweitaktmaschine.

letzt schließt (beide Möglichkeiten in Bild 2 dargestellt). Demnach ist  $s-h$  der Nutzhub und  $V_n = \pi D^2/4 \cdot (s-h) = V_h (1-h/s)$  der Nutzhubraum.

Da bei Doppel- und Steuerkolbenmaschinen diese Erklärung versagt, geht man allgemeiner besser vom Begriff des Brennraumes aus. Man versteht darunter den vom Zylindergehäuse und vom Kolben (oder von mehreren Kolben) begrenzten Raum (gegebenenfalls einschließlich offener Vor- oder Nebenkammern). Ist  $V_k$  der Kleinstwert,  $V_k + V_A$  der Größtwert des Brennraumes, so entspricht der Unterschied dieser beiden Räume dem vom Kolben (oder von den Kolben) verdrängten oder freigegebenen Raum, dem Hubraum  $V_h$ . Der Nutzhubraum  $V_n$  ist dann der Unterschied zwischen dem Brennrauminhalt  $V_i$  bei Abschluß des letzten Gasschalters und dem Kleinstwert  $V_k$  des Brennraumes.

Beim normalen Viertaktmotor wird beim (zwangläufigen) Ladungswechsel frische Ladung im Ausmaße des Hubvolumens  $V_h$  angesaugt<sup>†)</sup>. Da beim Zweitaktmotor die frische Ladung eingeblasen und die Abgase verdrängt und ausgespült werden, könnte theoretisch der ganze bei Ende des Ladungswechsels von Zylindergehäuse und Kolben begrenzte Raum, der Laderaum  $V_l = V_k + V_h$ , mit frischer Ladung angefüllt werden. Die Zahl  $\lambda = V_l/V_h$ , das Laderaumverhältnis, gibt daher an, wievielfach der Laderaum größer oder kleiner ist als der Hubraum.

### 3.2 Die absoluten Größen des Ladungswechsels

Von der Spülpumpe wird eine bestimmte Spülmittelmenge  $G_s$  angesaugt und für die Spülung bereitgestellt. Nach Beendigung der Verbrennung und Ausdehnung öffnen sich die dem Ladungswechsel dienenden Schalter. Die Abgase strömen zum Teil in den Auspuff ab, zum Teil bleiben sie im Zylinder zurück. Das Spülmittel strömt in den Zylinder, in dem ein Teil desselben verbleibt, während ein anderer Teil in den Auspuff verlorengeht. Wie Bild 3 zeigt, ist daher nach Ende des Ladungswechsels vorhanden:

im Zylinder: die Frischladung  $G_f$ , das Restgas  $G_r$ ;

im Auspuff: der Spülmittelverlust  $G_{s0}$ , die Abgasmenge  $G_{ra}$ .

$G_{s0}$  und  $G_r$  haben die gleiche Zusammensetzung.

<sup>\*)</sup> Das Maß des beim Ausdehnungshub verlorengehenden Hubteles ist für den Arbeitsprozeß praktisch belanglos, weil es nur das Ausdehnungsende, nicht aber die Ladungsmenge beeinflusst.

<sup>†)</sup> Der Zustand dieser Menge ist zunächst allerdings unbekannt. Daher die Notwendigkeit, den Liefergrad einzuführen.

$G$  sind Gasmengen. Es muß festgelegt werden, wie diese Mengen gemessen werden sollen. Zwei Möglichkeiten sind denkbar:

1. Gewichtsmäßige Angabe der Mengen.  $G$  erhält die Dimension  $\text{kg}$  (je Stunde oder je Hub). Die zugehörigen Volumina können nur berechnet werden, wenn der Zustand von  $G_s$ ,  $G_{f,s}$ ,  $G_r$ ,  $G_{r,s}$  und die Zusammensetzung von  $G_r$ ,  $G_{r,s}$  bekannt sind.

2. Festlegung der Gasmengen durch Angabe der Volumina in Raumeinheiten. Das Volumen allein bestimmt die Menge nicht ausreichend, es muß also noch ein Bestimmungstück hinzutreten. Als solches wird häufig ein Bezugszustand angegeben, also gesagt, daß die betreffende Gasmenge, in den Zustand  $T_{\text{bez}}$  und  $P_{\text{bez}}$  gebracht, so und so viele Raumeinheiten einnehmen würde.

Als Bezugszustände sind üblich [18]:

$T_{\text{bez}} = 273^\circ$  und ein Druck von 760 mm Q.S., also  $P_{\text{bez}} = 10\,333 \text{ gk/m}^2$ . Um zu kennzeichnen, daß die Raumeinheit  $[\text{m}^3]$  auf diesen Zustand bezogen wird, setzt man ihr ein  $N$  voran:  $N \text{ m}^3$  (Normalkubikmeter).

$T_{\text{bez}} = 283^\circ$  und ein Druck  $P_{\text{bez}} = 10\,000 \text{ kg/m}^2$ ; Bezeichnung der Raumeinheit:  $n \text{ m}^3$ .

Manchmal ist es zweckmäßig, den Bezugszustand nicht starr festzulegen, sondern ihn den jeweiligen Verhältnissen anzupassen. So ist es z. B. üblich, den Zustand der umgebenden Luft —  $T_a$ ,  $P_a$  — als Bezugszustand anzugeben, der dann von Fall zu Fall verschieden ist.

Es ist sehr vorteilhaft, noch einen Schritt weiterzugehen und auf die Angabe eines Bezugszustandes überhaupt zu verzichten. Dazu verhilft folgende Überlegung: das Volumen einer Gasmenge bei dem Zustand  $T_1$ ,  $P_1$  sei  $V_1$ . Bringt man sie auf den Zustand  $T_2$ ,  $P_2$ , so wird ihr Volumen der Gasgleichung entsprechend

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_2} \quad \text{oder} \quad V_1 \frac{P_1}{T_1} = V_2 \frac{P_2}{T_2}$$

Es ist also, wie auch aus der Zustandsgleichung unmittelbar zu erkennen, für eine bestimmte Gasmenge der Wert  $V P/T$  unveränderlich, also ein vom Zustande unabhängiges Maß der Gasmenge. Man kann demnach einen Wert  $V P/T$  als Einheit der Gasmenge wählen. Diese Einheit deckt sich begrifflich mit der für die Kennzeichnung chemischer Vorgänge als zweckmäßig erkannten Mengeneinheit „Mol“, wie aus Gl. 9

$$V P/T = 848 \text{ [mkg/}^\circ\text{]} \dots \dots \dots (9)$$

ohne weiteres erkennbar. Weiterhin folgt aus Gl. 9 auch, daß als Einheit für das Mengenmaß  $V P/T$  der auf 1 kmol bezogene Wert

$$\mathfrak{B} \frac{P}{T} = 848 \text{ mkg/}^\circ\text{ kmol}$$

zweckmäßig ist, weil dadurch auch die zahlenmäßige Übereinstimmung der Mengeneinheit „Mol“ und des Mengenmaßes  $V P/T$  hergestellt wird.

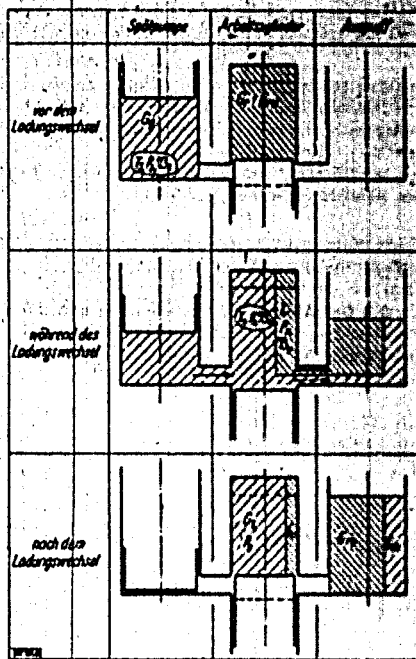


Bild 3. Der Ladungswechsel beim Zweitaktmotor.

Der Übergang vom Mol auf das Volumen eines Bezugszustandes ist ohne weiteres möglich. Es wird das Volumen  $v$  eines Moles bei dem betreffenden Bezugszustand, das „Molvolumen“

$$v = 22,4 \frac{T}{P} \quad [\text{m}^3/\text{kmol}] \quad (10)$$

ermittelt und mit der Anzahl der Mole vervielfacht:  $V = n v$ .

Demnach schließt die Mengenangabe in Mol die Mengenangabe in Raumeinheiten eines Bezugszustandes in sich ein. Bei volumemäßiger Angabe der Gasmenge genügt es daher, nur die Einheit „ein Mol“ (kmol) zu berücksichtigen.

Der Übergang vom Mol auf das Gasgewicht ist nur bei Kenntnis der Gaszusammensetzung bzw. des Molekulargewichtes möglich. Denn es ist

$$G = n M \quad (11)$$

Auch bei der volumemäßigen Angabe müssen die Gasmenge auf die Zeiteinheit (in der Regel auf eine Stunde) oder auf einen Hub bezogen werden.

### 3.3 Der Ablauf der Verbrennung und die Verteilung der Ladung. Ersatzvorgang

Setzt man voraus, daß der Betriebszustand der Maschine vor Beginn der Messungen stationär geworden ist, so muß aus Gründen der Kontinuität das Restgas  $G_r$ , das nach dem Ladungswechsel

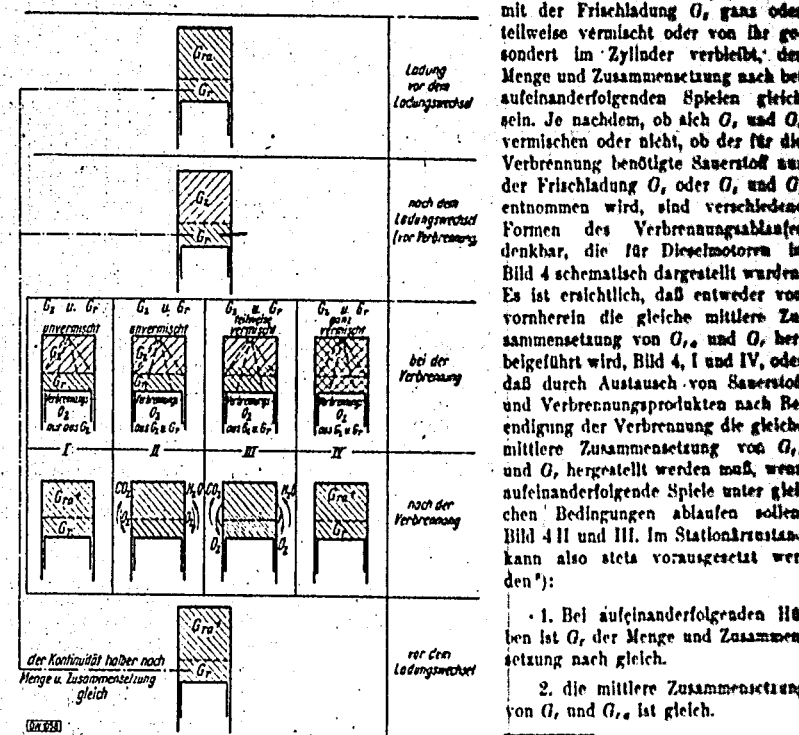


Bild 4. Der Ablauf der Verbrennung und die Verteilung der Ladung.  
 Fall I.  $O_2$  und  $G_r$  bleiben unvermischt, der zur Verbrennung nötige Sauerstoff wird nur  $G_f$  entnommen.  
 Fall II.  $O_2$  und  $G_r$  bleiben unvermischt, der zur Verbrennung nötige Sauerstoff wird  $O_2$  und  $G_r$  entnommen. Die dadurch bedingte ungleiche Verteilung der Ladungsbestandteile ( $CO_2$ ,  $O_2$  u. a. f.) muß durch Vermischung wieder beseitigt werden.  
 Fall III.  $G_2$  und  $G_r$  teilweise vermischt. Der zur Verbrennung nötige Sauerstoff wird daher  $G_2$  und  $G_r$  entnommen. Die dadurch bedingte ungleiche Ladungsverteilung muß durch Vermischung wieder beseitigt werden.  
 Fall IV.  $G_2$  und  $G_r$  ganz vermischt. Der zur Verbrennung nötige Sauerstoff wird dem Gemisch entnommen.

mit der Frischladung  $G_f$  ganz oder teilweise vermischt oder von ihr gesondert im Zylinder verbleibt; der Menge und Zusammensetzung nach bei aufeinanderfolgenden Spielen gleich sein. Je nachdem, ob sich  $G_r$  und  $G_f$  vermischen oder nicht, ob der für die Verbrennung benötigte Sauerstoff aus der Frischladung  $G_f$  oder  $G_r$  und  $G_f$  entnommen wird, sind verschiedene Formen des Verbrennungsablaufes denkbar, die für Dieselmotoren in Bild 4 schematisch dargestellt wurden. Es ist ersichtlich, daß entweder von vornherein die gleiche mittlere Zusammensetzung von  $G_{1,2}$  und  $G_f$  herbeigeführt wird, Bild 4, I und IV, oder daß durch Austausch von Sauerstoff und Verbrennungsprodukten nach Beendigung der Verbrennung die gleiche mittlere Zusammensetzung von  $G_{1,2}$  und  $G_f$  hergestellt werden muß, wenn aufeinanderfolgende Spiele unter gleichen Bedingungen ablaufen sollen. Bild 4 II und III. Im Stationärrzustand kann also stets vorausgesetzt werden<sup>\*)</sup>:

1. Bei aufeinanderfolgenden Hängen ist  $G_r$  der Menge und Zusammensetzung nach gleich.
2. die mittlere Zusammensetzung von  $G_f$  und  $G_{1,2}$  ist gleich.

<sup>\*)</sup> Im Falle Bild 4, I könnte man sich allerdings vorstellen, daß  $G_r$  eine von vorhergehenden Betriebszuständen stammende, von  $G_f$  abweichende Zusammensetzung dadurch bewahrt hat, daß es als unberührtes Polster, das weiter an der Verbrennung teilnimmt noch einer Vermischung ausgesetzt ist, dauernd im Zylinder verbleibt. Praktisch ist dies unmöglich.

Der in Wirklichkeit äußerst verwickelte Ablauf der Vermischung und Verbrennung kann daher hinsichtlich der Menge und mittleren Zusammensetzung der Gasladung und der Teilströme  $G_1$ ,  $G_{1a}$  und  $G_2$  ersetzt werden durch den Bild 4, 1 entsprechenden einfachen Vorgang:

$G_1$  verbleibt als Polster unverändert stets im Zylinder, ohne an Verbrennung und Luftwechsel teilzunehmen.

Die Verbrennung spielt sich demnach nur im Bereiche von  $G_2$  ab.

Nach Ende der Verbrennung ist die mittlere Zusammensetzung der aus  $G_1$  und dem ungetriebenen Kraftstoff entstandenen Verbrennungsgase genau gleich der mittleren Zusammensetzung des Polsters  $G_1$ .

In einem Punkte ist der geschilderte Ersatzvorgang der Wirklichkeit allerdings nicht gleichwertig. Während der Verbrennung in Wirklichkeit möglicherweise der in  $G_1$  und  $G_2$  enthaltene Sauerstoff zur Verfügung steht (Luftzahl  $\lambda$ ), kann bei der geschilderten Annahme nur der in  $G_2$  enthaltene Sauerstoff (Luftzahl  $\lambda_2$ ) berücksichtigt werden. Oder anders ausgedrückt: für die Berechnung der Abgaszusammensetzung ist nur  $G_2$  und der verbrannte Kraftstoff, also die scheinbare Luftzahl  $\lambda$ , maßgebend, für die Beurteilung der Verbrennung aber ist der gesamte verfügbare Kraftstoff, also die Luftzahl  $\lambda_{12}$ , in Betracht zu ziehen (gegebenenfalls aber auch die in  $G_1$  noch enthaltenen unverbrannten Kraftstoffteile).

Eine ähnliche Betrachtung kann auch für Gemischpumpmaschinen angestellt werden. Für das Folgende ist in diesem Falle nur zu beachten, daß dann  $G_1$  bereits das fertige Luft-Kraftstoff-Gemisch bedeutet.

**3,4 Der Luftaufwand und die Bemessung der Spülpumpe**

Die Spülmittelmenge bestimmt einerseits die Abmessungen des Gebläses und ist andererseits maßgebend für den Spülerfolg.

Das Gebläse saugt Luft vom Zustande der Umgebung an. Das Ansaugvolumen ist demnach gegeben durch

$$n G_p \mathfrak{B}_a \quad [\text{m}^3/\text{min}] (G_p \text{ in } \text{kmol}/\text{Hub})$$

bzw.

$$n G_p v_a \quad [\text{m}^3/\text{min}] (G_p \text{ in } \text{kg}/\text{Hub}).$$

Bei Gebläsen, die mit Verdrängerkolben arbeiten, ist das Ansaugvolumen durch den Hubraum  $V$ , der Pumpe, die Gebläsedrehzahl  $n$ , und den Liefergrad  $\lambda_p$  der Pumpe bestimmt:

$$\text{Ansaugvolumen} = n_p V_p \lambda_p \quad [\text{m}^3/\text{min}].$$

Die Bemessung des Gebläses wird daher bestimmt durch die Gleichung

$$n_p V_p \lambda_p = n G_p \mathfrak{B}_a \quad (= n G_p v_a).$$

Bezieht man alle Werte auf die Maschinengröße, z. B. auf den Hubraum, so erhält man

$$\lambda_p \frac{V_p}{V_h} = \frac{n}{n_p} \frac{G_p \mathfrak{B}_a}{V_h} \quad \left( = \frac{n}{n_p} \frac{G_p v_a}{V_h} \right).$$

Es erscheint demnach zweckmäßig,  $G_p$  [kmol oder kg] auf den Wert

$$G_{1A} = \frac{V_h}{\mathfrak{B}_a} \quad [\text{kmol}] \quad \text{bzw.} \quad G_{1A} = \frac{V_h}{v_a} \quad [\text{kg}] \quad \dots \quad (66)$$

zu beziehen, weil dadurch die den Spülluftaufwand kennzeichnende Größe, der Luftaufwand

$$\psi = G_p / G_{1A} \quad \dots \quad (67)$$

dimensionslos wird und gleichzeitig die Bestimmungsgleichung für die Gebläseabmessungen die nachfolgende einfache Form annimmt:

$$\lambda_p V_p = \frac{n}{n_p} \psi V_h \quad \dots \quad (68)$$

Für die Auslegung der Schleudergebläse ist die in der Zeiteinheit anzusaugende Luftmenge, also das Volumen

$$n G_p \mathfrak{B}_a \quad \text{bzw.} \quad n G_p v_a \quad [\text{m}^3/\text{min}]$$

ausreichend. Auch diese Angabe wird durch die Wertungsgröße  $\psi$  erleichtert, denn es ist:

$$n G_p \mathcal{B}_a = n \frac{G_p}{V_h} \mathcal{B}_a V_h = n \psi V_h \quad [\text{m}^3/\text{min}] \quad (68)$$

Neben der Spülpumpengröße, ist aber auch ihr Arbeitsbedarf von Bedeutung. Da diese Arbeit vom Motor geleistet werden muß, ist es zweckmäßig, sie auf den Arbeitszylinder zu beziehen, d. h. jenen mittleren Arbeitsdruck  $p_l$  zu suchen, der der Gebläseleistung entspricht und zusammen mit dem die Reibungsverluste der Maschine kennzeichnenden mittleren Druck  $p_r$  vom Innendruck abzuziehen ist, um  $p_s$  zu erhalten:

$$p_s = p_l - p_r - p_t$$

Um die je Arbeitshub anzusaugende Luftmenge  $G_p$  vom Druck  $p_s$  auf den Spähdruk  $p_l$  adiabatisch zu verdichten, ist theoretisch die Arbeit

$$P_s G_p \mathcal{B}_a \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_l}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = P_s G_p \mathcal{B}_a F \left( \frac{p_l}{p_s} \right) \quad [\text{mkg/Hub}]$$

bei einem Gesamtwirkungsgrad des Gebläses  $\eta_g$ , aber tatsächlich die Arbeit

$$\frac{1}{\eta_g} P_s G_p \mathcal{B}_a F \left( \frac{p_l}{p_s} \right) \quad [\text{mkg/Hub}]$$

nötig.

Zur Deckung dieses Bedarfes wird dem Arbeitskolben die Arbeit

$$P_l V_h \quad [\text{mkg/Hub}]$$

entnommen. Es muß also sein

$$P_l V_h = \frac{1}{\eta_g} P_s G_p \mathcal{B}_a F \left( \frac{p_l}{p_s} \right)$$

Daher wird

$$P_l = \frac{1}{\eta_g} P_s \frac{G_p}{V_h} \mathcal{B}_a F \left( \frac{p_l}{p_s} \right) = \frac{P_s \psi}{\eta_g} F \left( \frac{p_l}{p_s} \right) \quad [\text{kg/m}^2]$$

bzw.

$$p_l = \frac{P_s \psi}{\eta_g} F \left( \frac{p_l}{p_s} \right) \quad [\text{kg/cm}^2] \quad (70)$$

Auch zur Kennzeichnung des Arbeitsbedarfes der Spülpumpe ist daher der Luftaufwand  $\psi$  zweckmäßig.

### 3,5 Der Spülerfolg

Um die Wirksamkeit der Spülung beurteilen oder voraussagen zu können, ist ein Wertepaar notwendig. Es muß beispielsweise angegeben werden, wie groß die aufgewendete Spülluftmenge im Verhältnis zum Raum ist, der gespült werden soll, und es muß weiterhin angegeben werden, welcher Teil des zu spülenden Raumes mit Frischluft angefüllt wird. Hier handelt es sich nicht um Gas-mengen, sondern um reine Raumangaben. Denn wenn man von dem geringen Einfluß der Reynold-schen Zahl absieht, wird bei vorgegebener Spülordnung ein bestimmtes Spülmittelvolumen stets den gleichen Raumteil des zu spülenden Raumes mit frischem Spülmittel erfüllen, gleichgültig, ob es sich um heiße oder kalte Spülluft handelt oder ob sich der Vorgang bei niedrigem oder hohem Druck abspielt. Das Festlegende ist daher der räumliche Erfolg der Spülung. Obwohl bei heißer oder niedrig gespannter Luft ein kleineres Luftgewicht im Zylinder verbleibt, daher weniger Kraftstoff verbrannt und ein niedrigerer Innendruck erreicht wird, darf dies nicht der Spülung zur Last ge- legt werden, weil sie nur für den Strömungsverlauf und das durch denselben erzielte räumliche Er- gebnis, nicht aber für die Dichte des Spülmittels verantwortlich gemacht werden kann.

Der zu spülende Raum ist  $V_l$  (nicht  $V_h$ ). Für den Spülmittelaufwand ist daher das Raum- verhältnis

$$\psi_{sp} = \frac{\text{Spülmittelvolumen}}{\text{Laderaum}} \text{ im Zylinder} = \frac{G_p \mathcal{B}_a}{V_l} \quad (71)$$

maßgebend. Um den Zusammenhang mit dem früher gefundenen Wert  $\psi$  herzustellen, kann folgen- dermaßen umgeformt werden:

SAFETY



$$\frac{G_p \cdot \vartheta_n}{V_i} = \frac{G_p \cdot \vartheta_n}{V_A \cdot \vartheta_n} = \frac{1}{V_A} \cdot \frac{G_p \cdot \vartheta_n}{\vartheta_n} \quad \vartheta_{sp} = \frac{1}{V_A} \cdot \frac{G_p \cdot \vartheta_n}{\vartheta_n} = \frac{1}{V_A} \cdot \frac{G_p}{\vartheta_n} \quad (71)$$

Das durch die Spülung erzielte Ergebnis, der Spülerfolg  $\lambda_{sp}$ , wird gekennzeichnet durch das Verhältnis des mit frischem Spülmittel erfüllten Raumes zum gesamten zu spülenden Raum:

$$\lambda_{sp} = \frac{G_p \cdot \vartheta_n}{V_i} \left( = \frac{G_p \cdot \vartheta_n}{V_i} \right) \quad (72)$$

Man kann den Erfolg der Spülung aber auch dadurch festlegen, daß man angibt, welcher Teil von  $G_p$  im Zylinder verbleibt und für die Verbrennung zur Verfügung steht. Neben  $\vartheta_{sp}$  wäre also die Wertungsgröße

$$\lambda_{zsp} = G_z / G_p \quad (73)$$

die Güte der Spülung, die in diesem Falle mit dem Ladegrad

$$\lambda_z = G_z / G_p \quad (74)$$

identisch ist, maßgebend.

Da

$$\lambda_{zsp} = \frac{G_z}{G_p} = \frac{G_z \cdot V_i}{V_i \cdot G_p} = \frac{G_z \cdot \vartheta_n}{V_i \cdot G_p \cdot \vartheta_n} = \frac{\lambda_{sp}}{\vartheta_{sp}} \quad (75)$$

ist es grundsätzlich gleichgültig, ob die Angabe von  $\lambda_z$  oder  $\lambda_{zsp}$  bevorzugt wird, da beide dasselbe aussagen und eine Umrechnung jederzeit leicht möglich ist.

Diese Betrachtungen gelten indes nur so lange, wie der Druck im Zylinder während der Spülung nicht ansteigt. Wenn er aber bei Ende des Ladungswechsels höher ist als beim Beginn, Bild 5, so wird der Zylinder aufgeladen, d. h. durch die Verdichtung der Ladung wird zwangsläufig eine gewisse Frischluftmenge zusätzlich in den Zylinder hineingebracht. Diese zusätzliche Menge ist nur vom Spülmittelzustande bei Beginn und Ende der Spülung, nicht aber von der Spülanordnung \*) abhängig. Sie kann daher nicht als Erfolg der Spülung angesehen werden.

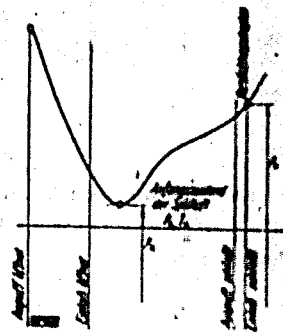


Bild 5. Druckverlauf im Zylinder während der Spülung.

Um ein richtiges Bild von den Vorgängen zu erhalten, ist es daher notwendig, die gesamte von der Spülpumpe angesaugte Luftmenge  $G_p$  zu unterteilen in die Menge  $G_{zsp}$ , die die Spülung bewirkt und den Teil  $G_{auf}$ , der den Zylinder aufladet. Es ist also

$$G_p = G_{zsp} + G_{auf} \quad (76)$$

Ebenso muß auch die im Zylinder verbleibende Frischluftmenge unterteilt werden in den Betrag  $G_{zsp}$ , der von der Spülung eingebracht wird, und den Betrag  $G_{auf}$ , der durch die Druckerhöhung zwangsläufig gefördert wird. Es ist also auch

$$G_z = G_{zsp} + G_{auf} \quad (77)$$

Wie an anderer Stelle gezeigt [12], läßt sich  $G_{auf}$  mit ziemlicher Näherung ausdrücken durch (siehe auch Bild 5):

$$G_{auf} = \frac{V_i}{\vartheta_n} \cdot \frac{1}{\gamma} \left( \frac{P_v}{P_n} - 1 \right) \quad [\text{kmol}] \quad \text{bzw.} \quad G_{auf} = \frac{V_i}{\vartheta_n} \cdot \frac{1}{\gamma} \left( \frac{P_v}{P_n} - 1 \right) \quad [\text{kg}] \quad (78)$$

Wenn man die Voraussetzungen, unter denen dieser Ausdruck abgeleitet wurde, als nicht voll zutreffend ansieht, so wird man allgemein ansetzen können

$$G_{auf} = \frac{V_i}{\vartheta_n} \cdot f \quad [\text{kmol}] \quad \text{bzw.} \quad G_{auf} = \frac{V_i}{\vartheta_n} \cdot f \quad [\text{kg}] \quad (80)$$

\*) Unter Spülanordnung sind hier die Gestaltungsmerkmale verstanden, die den Strömungsverlauf im Zylinder festlegen.

worin  $f$  eine Funktion des Spülmittelzustandes zu Beginn und Ende der Spülung bedeutet. Praktisch wird wohl in der Regel entsprechend Gl. 77 gesetzt werden können

$$f = \frac{1}{\alpha} \left( \frac{P_v}{P_n} - 1 \right) \quad (81)$$

Allgemein wird daher

$$\psi_{sp} = \frac{G_{sp} \vartheta_n}{V_i} = \frac{(G_p - G_{ast}) \vartheta_n}{V_i} = \frac{1}{V_n} \frac{G_p \cdot \vartheta_n}{\vartheta_n \vartheta_n} - \frac{V_i f \vartheta_n}{V_i \vartheta_n} = \frac{1}{V_n} \frac{G_p \vartheta_n}{\vartheta_n} - f \quad (82)$$

$$\psi_{sp} = \frac{1}{V} \frac{G_p \vartheta_n}{\vartheta_n} - f = \frac{1}{V} \frac{G_p}{\vartheta_n} - f$$

der Spülerfolg

$$\lambda_{sp} = \frac{G_{sp} \vartheta_n}{V_i} = \frac{G_p - G_{ast}}{V_n} \vartheta_n = G_p \frac{\vartheta_n}{V_i} - f \quad (83)$$

$$\lambda_{sp} = G_p \frac{v_n}{V_i} - f$$

die Güte der Spülung:

$$\lambda_{sp} = \frac{G_{sp}}{G_p} = \frac{G_{sp} V_i}{G_p V_i} = \frac{G_{sp} \vartheta_n}{G_p \vartheta_n} = \frac{\lambda_{sp}}{G_p \vartheta_n} = \frac{\lambda_{sp}}{v_{sp}} \quad (84)$$

der Zusammenhang zwischen dem Ladegrad und dem Spülerfolg bzw. der Güte der Spülung:

$$\lambda_s = \frac{G_s}{G_p} = \frac{G_{sp} + G_{ast}}{G_p + G_{ast}} = \frac{\frac{G_{sp}}{G_p} + \frac{G_{ast}}{G_p}}{1 + \frac{G_{ast}}{G_p}} = \frac{\lambda_{sp} + f \frac{V_i}{\vartheta_n G_p}}{1 + f \frac{V_i}{\vartheta_n G_p}} = \frac{\lambda_{sp} + \frac{f}{v_{sp}}}{1 + \frac{f}{v_{sp}}} \quad (85)$$

$$\lambda_s = \frac{v_{sp} \lambda_{sp} + f}{v_{sp} + f} = \frac{\psi_{sp} \lambda_{sp} + f}{\psi_{sp} \frac{v_n}{\vartheta_n} + f}$$

### 3.6 Ladungswechsel und Leistung

Das auf  $G_s$  allein bezogene Luftverhältnis  $\lambda$  ist festgelegt bei

Gemischpflmaschinen ( $G_s$  ist ein Gemisch, bestehend aus der Verbrennungsluft und dem tropf-, dampf- oder gasförmigen Kraftstoff)

a) Gasmengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg:

$$\lambda = \frac{G_s - B_s v_B}{B_s L_{min}} \quad (86)$$

b) Gas- und Kraftstoffmengen in kmol:

$$\lambda = \frac{G_s - B_s}{B_s L_{min}} \quad (87)$$

c) Gas- und Kraftstoffmengen in kg:

$$\lambda = \frac{G_s - B_s}{B_s L_{min}} \quad (88)$$

Dieselmotoren ( $G_s$  besteht nur aus Luft)

d) Gasmengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg:

$$\lambda = \frac{G_s}{B_s L_{min}} \quad (89)$$

e) Gas- und Kraftstoffmengen in kg:

$$\lambda = \frac{G_s}{B_s L_{min}} \quad (90)$$

Ist  $\lambda$  bekannt, so ist  $p_i$  leicht berechenbar, wodurch dann auch die Maschinenleistung bestimmt ist.

Im Zylinder wird in der Stunde die Kraftstoffmenge

$$60 \pi B_i$$

verarbeitet. Bei einem auf die Innenleistung bezogenen Kraftstoffverbrauch  $b_{i2}$  [kg/PS h oder kmol/PS h] ist andererseits

$$60 \pi B_i = N_i b_{i2} \quad [\text{kg/h oder kmol/h}]$$

Da weiter

$$N_i = P_i \frac{\pi D^2}{4} n / 60 \cdot 75 = \frac{1}{4500} P_i V_h n$$

wird

$$P_i = 4500 \frac{N_i}{V_h n} = 4500 \cdot 60 \frac{B_i}{V_h b_{i2}} = 270000 \frac{B_i}{V_h b_{i2}} \quad [\text{kg/m}^3]$$

oder

$$p_i = 27 \frac{B_i}{V_h b_{i2}} \quad [\text{kg/cm}^2]$$

Mit Hilfe der Gl. 88 bis 90 wird somit im Falle

$$a) \quad p_i = 27 \frac{G_i}{V_h b_{i2} \lambda L_{min} + v_N} b_{i2} \quad [\text{kg/PS h}], \quad L_{min} \quad [\text{kmol/kg}] \quad \dots \quad (87)$$

$$b) \quad p_i = 27 \frac{G_i}{V_h b_{i2} \lambda L_{min} + 1} b_{i2} \quad [\text{kmol/PS h}], \quad L_{min} \quad [\text{kmol/kmol}] \quad \dots \quad (88)$$

$$c) \quad p_i = 27 \frac{G_i}{V_h b_{i2} \lambda L_{min} + 1} b_{i2} \quad [\text{kg/PS h}], \quad L_{min} \quad [\text{kg/kg}] \quad \dots \quad (89)$$

$$d) \quad p_i = 27 \frac{G_i}{V_h b_{i2} \lambda L_{min}} b_{i2} \quad [\text{kg/PS h}], \quad L_{min} \quad [\text{kmol/kg}] \quad \dots \quad (90)$$

$$e) \quad p_i = 27 \frac{G_i}{V_h b_{i2} \lambda L_{min}} b_{i2} \quad [\text{kg/PS h}], \quad L_{min} \quad [\text{kg/kg}] \quad \dots \quad (91)$$

Es ist sehr zu beachten, daß  $b_{i2}$  nur in den Fällen d und e dem wirklichen inneren Kraftstoffverbrauch der Maschine entspricht ( $b_{i2} = b_{i1}$ ). In den übrigen Fällen ist  $b_{i2}$  derjenige Kraftstoffverbrauch, der sich unter sonst gleichen Umständen bei der Viertaktmaschine ergeben würde, der also die unverbrannt in den Auspuff gehende Kraftstoffmenge nicht berücksichtigt. Der Zusammenhang ist gegeben durch die Beziehung

$$b_{i2} : b_{i1} = B : G_i : G_g : G_s; \quad b_{i2} = \frac{G_i}{G_g} b_{i1} = \lambda_i b_{i1} \quad \dots \quad (92)$$

Tatsächlich erfaßt  $\lambda$  nicht den ganzen zur Verfügung stehenden Sauerstoff, denn in  $G_i$  ist gegebenenfalls auch noch unverbrannte Luft vorhanden. Das für die Beurteilung der Verbrennung maßgebende Luftverhältnis  $\lambda_w$  muß also auch die in  $G_i$  enthaltene Luftmenge berücksichtigen.

Um diese Menge zu bestimmen, stellt man sich vor, daß die Verbrennung nach dem schon besprochenen Ersatzvorgang verläuft. Danach ist die Zusammensetzung von  $G_i$  und den durch die Verbrennung von  $B_i$  in  $G_i$  bzw.  $B_i$  und  $G_i$  entstehenden Verbrennungsprodukten gleich. Demnach ist in  $G_i$  ein ebenso großer Teil unverbrannter Luft enthalten wie in den genannten Verbrennungsprodukten.

Die in  $G_i$  der Verbrennung zur Verfügung stehende Luftmenge ist gegeben durch  $B_i \lambda L_{min}$ . Im allgemeinen Falle unvollständiger Verbrennung verbrennt davon tatsächlich  $B_i (L_{min} - \lambda L)$ . Somit verbleibt unverbrannt  $B_i L_{min} (\lambda - 1 + \lambda L / L_{min})$  [kmol oder kg].

Das Volumen der durch die Verbrennung von  $B_i$  in  $G_i$  bzw. von  $B_i$  und  $G_i$  entstehenden Verbrennungsprodukte ist gleich dem Volumen  $B_i \lambda L_{min}$  der Verbrennungsluft plus der Volumenveränderung  $B_i \Delta V$ , wozu bei Gemischspülmaschinen noch das Volumen  $B_i v_N$  oder  $B_i$  des Kraftstoffes (wenn  $B_i$  in kmol gegeben) hinzukommt.

Das Gewicht der durch die Verbrennung von  $B_i$  in  $G_i$  bzw. von  $B_i$  und  $G_i$  entstehenden Verbrennungsprodukte ist  $G_i$  bei Gemischspülmaschinen und  $G_i + B_i$  bei Einspritzmaschinen.

Somit ist in den Verbrennungsprodukten aus  $G_i$  und  $B_i$  und daher auch in  $G_i$  ein Luftanteil  $\epsilon$  enthalten, der gegeben ist durch folgende Ausdrücke:

Gemischtpülmaschinen

a) Gasmengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg

$$\alpha = \frac{B_z L_{min} (\lambda - 1 + \Delta L) L_{min}}{B_z \lambda L_{min} + B_z v_B + B_z \Delta V} = \frac{\lambda - 1 + \Delta L}{\lambda + \frac{v_B + \Delta V}{L_{min}}} \quad \text{[Volumenstelle]} \dots (98)$$

b) Gas- und Kraftstoffmengen in kmol

$$\alpha = \frac{B_z L_{min} (\lambda - 1 + \Delta L) L_{min}}{B_z \lambda L_{min} + B_z + B_z \Delta V} = \frac{\lambda - 1 + \Delta L}{\lambda + \frac{1 + \Delta V}{L_{min}}} \quad \text{[Volumenstelle]} \dots (99)$$

c) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\alpha = \frac{B_z L_{min} (\lambda - 1 + \Delta L) L_{min}}{B_z \lambda L_{min} + B_z} = \frac{\lambda - 1 + \Delta L}{\lambda + \frac{1}{L_{min}}} \quad \text{[Gewichtstelle]} \dots (100)$$

Dieselmotoren

d) Gasmengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg

$$\alpha = \frac{B_z L_{min} (\lambda - 1 + \Delta L) L_{min}}{B_z \lambda L_{min} + B_z \Delta V} = \frac{\lambda - 1 + \Delta L}{\lambda + \frac{\Delta V}{L_{min}}} \quad \text{[Volumenstelle]} \dots (101)$$

e) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\alpha = \frac{B_z L_{min} (\lambda - 1 + \Delta L) L_{min}}{B_z \lambda L_{min} + B_z} = \frac{\lambda - 1 + \Delta L}{\lambda + \frac{1}{L_{min}}} \quad \text{[Gewichtstelle]} \dots (102)$$

$\Delta L$  nach Gl. 48 tritt im Falle a bis c in berücksichtigungswürdiger Größe nur bei Luftmangel auf; dann ist aber auch der Luftgehalt der Verbrennungsgase und damit  $\alpha$  praktisch gleich Null. Im Falle d und e wäre  $\Delta L$  nur bei rauchender Maschine vorhanden, ein Betriebszustand, bei dem mindestens Messungen der hier in Frage stehenden Art nicht durchführbar sind. In der Regel kann also  $\Delta L$  unberücksichtigt bleiben:

Die Gl. 87 bis 90, 99 bis 102 können formal aus den Gl. 86 und 98 abgeleitet werden, wenn man setzt:

- im Fall b)  $v_B = 1$ ;
- im Fall c)  $v_B = 1, \Delta V = 0$ ;
- im Fall d)  $v_B = 0$ ;
- im Fall e)  $v_B = 0, \Delta V = 1$ ;

Es genügt somit, Fall a weiter zu verfolgen:

Man erhält für  $\lambda_w$

$$\lambda_w = \frac{G_z - v_B B_z + \alpha G_r}{B_z L_{min}} = \frac{G_z - v_B B_z}{B_z L_{min}} + \alpha \frac{G_r}{B_z L_{min}} = \lambda + \frac{G_r}{B_z L_{min}} \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{v_B + \Delta V}{L_{min}}}$$

Entsprechend Gl. 80 ist

$$B_z L_{min} = \frac{G_z}{\lambda + \frac{v_B}{L_{min}}}$$

Es wird also

$$\lambda_w = \lambda + \frac{G_r (\lambda + \frac{v_B}{L_{min}}) (\lambda - 1)}{G_z (\lambda + \frac{v_B + \Delta V}{L_{min}})} = \lambda + \frac{G_r}{G_z} \frac{\lambda - 1}{1 + \frac{\Delta V}{\lambda L_{min} + v_B}} \dots (103)$$

H. N. W. T. S.

Aus dieser Gleichung ist  $\lambda$  als Funktion von  $\lambda_w$  errechenbar. Es ergibt sich, wenn man Fall c, als irrationale Funktion von  $\lambda_w$ , ist also zwar ohne weiteres darstellbar, aber nicht verwenden. Beachtet man, daß das Glied  $\frac{\Delta V}{\lambda L_{mh} + v_B}$  stets klein ist gegen eins und daß  $\lambda_w$  von  $\lambda_w$  im praktisch wichtigen Bereich nicht sehr abweicht, so wird man mit einer guten Näherung den Näherung setzen können

$$\lambda_w = \lambda + \frac{G_r}{G_s} \frac{\lambda - 1}{1 + \lambda_w L_{mh} + v_B} \quad (102)$$

Damit wird dann der für Gl. 92 bis 96 benötigte Wert

$$\lambda = \frac{1 + \frac{G_s}{G_r + G_r} (\lambda_w + \lambda_w L_{mh} + v_B - 1)}{1 + \frac{G_s}{G_r + G_r \lambda_w L_{mh} + v_B}} = \frac{1 + \lambda_s (\lambda_w + \lambda_w L_{mh} + v_B - 1)}{1 + \lambda_s \lambda_w L_{mh} + v_B} \quad (103)$$

Bei den meisten flüssigen Kraftstoffen ist  $\frac{\Delta V}{\lambda L_{mh} + v_B}$  überhaupt vernachlässigbar, so daß es ganz vernachlässigt werden kann. Dann ist, für flüssige Kraftstoffe genähert, für gasförmige im Fall c genau

$$\lambda = 1 + \lambda_s (\lambda_w - 1) \quad (104)$$

Das Verhältnis

$$\lambda_s = \frac{G_r}{G_s + G_r} \quad [\text{kmol/kmol bzw. kg/kg}] \quad (105)$$

heißt der Spülgrad. Die Beziehungen 103, 104 und 105 sagen also aus, daß  $\lambda$  und  $\lambda_w$  dann verschieden sind, wenn  $\lambda_s < 1$  ist, und daß der Unterschied, der als Korrektur des Wertes  $\lambda$  anzusehen ist, durch die Abweichung der Größe  $\lambda_w$  von 1 bestimmt wird. Es ist sicherlich in vielen Fällen, namentlich beim Maschinenentwurf, bei dem viele Größen ohnehin nur geschätzt werden können, ausreichend, auf diese Korrektur zu verzichten und  $\lambda$  selbst als Vergleichsgröße für die Beurteilung der Verbrennung zu benutzen. Aus diesem Grunde sind in Tafel 2 die Ausdrücke  $p_i$  sowohl mit  $\lambda$  wie auch mit  $\lambda_w$  erstellt worden.

Der in den Gl. 92 bis 96 auftretende Wert  $G_i/V_h$  läßt sich in folgender Weise umformen:

$$\frac{G_i}{V_h} = \frac{G_i}{G_{ih}} \frac{G_{ih}}{V_h} = \lambda_i G_i \quad (107)$$

Es kann somit  $G_i/V_h$  auf den Liefergrad

$$\lambda_i = G_i/G_{ih} \quad (108)$$

und die Hubraumladung

$$G_i = G_{ih}/V_h \quad (109)$$

zurückgeführt werden. Ebenso gut kann aber  $G_i/V_h$  auch durch den Ladegrad ausgedrückt werden. Denn es ist

$$\frac{G_i}{V_h} = \frac{G_i}{G_s} \frac{G_s}{G_{ih}} \frac{G_{ih}}{V_h} = \lambda_r \psi G_i \quad (110)$$

Im Vergaser werden flüssige Kraftstoffe (Benzine) meist in Tröpfchenform oder in Tröpfchen- und Dampfform, also vorwiegend als Flüssigkeit, der Verbrennungsluft zugemischt. Das bedeutet, daß praktisch das Volumen des Kraftstoffes verschwindend klein ist gegen das Volumen der Verbrennungsluft:  $v_B = 0$ .

Auf Grund aller dieser Überlegungen wurden die in Tafel 2 zusammengefaßten Formeln der Gleichung für  $p_i$  erstellt.

<sup>10)</sup> List hat diese Gleichung erstmalig für Dieselmotoren abgeleitet [8].

<sup>11)</sup>  $G_s$  und  $G_r$  sind Gase verschiedener Zusammensetzung. Es ist daher für  $\lambda_s$  grundsätzlich nicht gleichgültig, ob  $G_s$  und  $G_r$  in kmol oder in kg gemessen werden. Im ersteren Falle erhält man  $\lambda_s$  als Volumenverhältnis, im zweiten als Gewichtsverhältnis.

Zahlentafel 2. Formeln für den mittleren Innendruck  $p_i$  für die fünf Fälle des Abschnitts 3, 6.

Anm.: In allen Fällen kann $\lambda$ auch ersetzt werden durch $\lambda_p$	$\lambda$ als Vergleichsgrundlage		$\lambda_p$ als Vergleichsgrundlage	
	Flüssige Kraftstoffe	Gasförmige Kraftstoffe	Flüssige Kraftstoffe	Gasförmige Kraftstoffe
a) Gas mengen in kmol Kraftstoffmengen in kg $b_{12}$ in kg/PS h; $L_{min}$ in kmol/kg; $G_1$ in kmol/m <sup>3</sup>	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min} + v_B}$ oder $p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min}}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min} + 1}$	$p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} (\lambda_p - 1) L_{min} + v_B}$ oder $p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} (\lambda_p - 1) L_{min}}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min} + v_B}$ oder $p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min}}$
b) Gas- und Kraftstoffmengen in kmol; $b_{12}$ in kmol/PS h; $L_{min}$ in kmol/kmol; $G_1$ in kmol/m <sup>3</sup>	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min} + 1}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min} + 1}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} (\lambda_p - 1) L_{min} + 1}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min} + 1}$
c) Gas- und Kraftstoffmengen in kg; $b_{12}$ in kg/PS h; $L_{min}$ in kg/kg; $G_1$ in kg/m <sup>3</sup>	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min} + 1}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min} + 1}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min} + 1}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min} + 1}$
d) Gas mengen in kmol Kraftstoffmengen in kg $b_{12}$ in kg/PS h; $L_{min}$ in kmol/kg; $G_1$ in kmol/m <sup>3</sup>	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min}}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min}}$	$p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} (\lambda_p - 1) L_{min}}$	$p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min}}$
e) Gas- und Kraftstoffmengen in kg; $b_{12}$ in kg/PS h; $L_{min}$ in kg/kg; $G_1$ in kg/m <sup>3</sup>	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min}}$	$p_i = 27 \frac{G_1 \lambda_i}{b_{12} \lambda L_{min}}$	$p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min}}$	$p_i = \frac{G_1 \lambda_i}{27 b_{12} [1 + \lambda_p (\lambda_p - 1)] L_{min}}$

424

3,7 Bedeutung und Zusammenhang der Wertungsgrößen

Die angeführten Wertungsgrößen wurden aus drei Gründen erstellt:

- 1. Es mußte der gesamte Spülmittelaufwand gekennzeichnet werden, um die Spülpumpe und ihren Leistungsbedarf bestimmen zu können. Für diesen Zweck erwies sich der Luftaufwand  $\psi = G_s/G_{th}$  als geeignet.
- 2. Es war notwendig, das wirklich Wesentliche des Spülvorganges zu erfassen. Da der Zustand des Spülmittels, der Zustand des im Zylinder verbleibenden Restgases und die durch die Drucksteigerung während der Spülung in den Zylinder eingebrachte Zuladung nicht von der Spülanordnung \*) abhängen, konnten nur folgende Wertungsgrößen die Güte der Spülung und die Zweckmäßigkeit der Spülanordnung kennzeichnen:

Der Spülerfolg  $\lambda_s$ , der angibt, welcher Teil des zu spülenden Raumes mit frischem Spülmittel erfüllt wird.

Die Güte  $\lambda_{sp}$  der Spülung, die angibt, welcher Teil des für die Spülung aufgewendeten Spülmittels (ohne  $G_{ent}$ ) nutzbar im Zylinder verbleibt.

Das Ergebnis der Spülung hängt außer von der Spülanordnung auch vom Spülmittelaufwand  $\psi_{sp}$  ab. Auch dieser ist aus den gleichen Gründen nur räumlich zu kennzeichnen. Der Spülmittelaufwand ist daher das Raumverhältnis: Volumen der nur zum Spülen benutzten Spülmittelmenge  $G_{sp}$  beim Eintritt in den Zylinder dividiert durch den zu spülenden Raum.

Der Zusammenhang:  $\lambda_s =$  Funktion von  $\psi_{sp}$  oder  $\lambda_{sp} =$  Funktion von  $\psi_{sp}$  ist das Merkmal der betreffenden Spülung. Es ist zu hoffen, wenn auch bisher noch nicht geklärt, daß geometrisch ähnliche Spülanordnungen auch bei sonst abweichenden Umständen (verschiedenem Spülmittelzustand, verschiedenem Restgaszustand, verschiedener Größe der Zuladung durch Drucksteigerung während der Spülung) stets den gleichen Verlauf dieser Funktionen ergeben oder mindestens nur einen engen Streubereich zeigen.

Jedenfalls ist dies die einzige Möglichkeit, um die Eigenheit der Spülanordnung festzulegen. Würde man eine ähnliche Größe, z. B. den Spülgrad

$$\lambda_s = \frac{G_s}{G_s + G_r} \dots \dots \dots (105)$$

als Merkmal ansehen, so würden die gleiche Spülanordnung und der gleiche Spülmittelaufwand verschiedene Werte von  $\lambda_s$  ergeben, wenn sich beispielsweise die Temperatur von  $G_s$  ändert oder wenn die Drucksteigerung während der Spülung größer oder kleiner würde.

- 3. Andererseits muß die mit der betreffenden Maschine erreichbare Leistung festgelegt werden. Als Maß dafür kommt  $p_i$  in Betracht. Benutzt man den Hilfsbegriff der theoretischen Ladung  $G_{th}$  der einer Luftmenge vom Volumen  $V_h$  im Zustande der Außenluft ( $T_a, P_a$ ) entspricht, so ist  $p_i$  in erster Linie bestimmt durch folgende Wertungsgrößen:

die Hubraumladung  $G_1 = G_{th}/V_h \dots \dots \dots (106)$

den Liefergrad  $\lambda_l = G_1/G_{th} \dots \dots \dots (107)$

Der Liefergrad kann auch ersetzt werden durch das Wertepaar Ladegrad mal Luftaufwand nach Gl. 67 und 75:

$$\lambda_l = \lambda_s \psi$$

$\lambda_l$  und  $\lambda_s$  sind demnach völlig gleichwertige Größen.  $\lambda_l$  ist aber noch aus einem anderen Grunde wichtig. Man ist es vom Viertaktmotor her gewöhnt, bei  $b_i$  nur den Einfluß der Verbrennung — oder genauer, den Einfluß des angewandten Kreisprozesses und die Güte der Verbrennung — zu berücksichtigen. Bei Zweitaktmaschinen mit Gemischspülung ist aber auch der Ladungswechsel von Einfluß.  $b_i$  ist gewissermaßen ein Integralwert, der Verbrennung und Ladungswechsel zusammenfaßt. Er wird dadurch für die Vorausberechnung einer Maschine unzweckmäßig. Hierfür ist nur  $b_{i1}$ , das dem Wert  $b_i$  bei Viertaktmaschinen entspricht, brauchbar. Um aber aus Versuchen  $b_{i1}$  bestimmen zu können, muß entsprechend Gl. 97  $\lambda_s$  bekannt sein.

Von untergeordneter Bedeutung ist der Spülgrad  $\lambda_s = \frac{G_s}{G_s + G_r}$ , der, wie schon besprochen, lediglich  $\lambda$  zu  $\lambda_r$  korrigiert.

Für  $p_i$  ist also der Gesamterfolg des Ladungswechsels maßgebend, wie er in dem Produkt  $G_1 \lambda_l$  (oder auch in  $G_1 \lambda_s \psi$ ) zum Ausdruck kommt und der von Spülung, Zustand des Spülmittels im Zylinder und Aufladung (Drucksteigerung während der Spülung) abhängt. Es ist daher zu untersuchen, wie sich die den Gesamterfolg darstellenden Größen aus den Werten der Einzelerfolge zusammensetzen lassen.

Zunächst die theoretische Ladung:

$$G_{th} = \frac{V_h}{\vartheta_a} \quad [\text{kmol}] \quad \text{oder: } G_{th} = \frac{V_h}{\vartheta_a} \quad [\text{kg}] \quad \dots \quad (109)$$

Die Hubraumladung nach Gl. 109 ist demnach

$$\left. \begin{aligned} G_l &= \frac{G_{th}}{V_h} = \frac{1}{\vartheta_a} \quad [\text{kmol/m}^3] \quad \text{oder: } G_l = \frac{1}{\vartheta_a} \quad [\text{kg/m}^3], \\ \text{oder} \\ G_l &= \frac{1}{848} \frac{P_a}{T_a} \quad [\text{kmol/m}^3] \quad \text{oder: } G_l = \frac{1}{R} \frac{P_a}{T_a} \quad [\text{kg/m}^3] \end{aligned} \right\} \dots \quad (110)$$

Die Wertungsgröße „Hubraumladung“ erfaßt demnach den Einfluß des Zustandes der Außenluft auf die Motorleistung.

Der Liefergrad nach Gl. 108 ist definiert durch

$$\lambda_l = \frac{G_z}{G_{th}} = \frac{G_{zsp} + G_{zst}}{V_h} \vartheta_a = l \frac{G_{zsp} + G_{zst}}{V_l} \vartheta_a = l \frac{G_{zsp} \vartheta_a \vartheta_a}{V_l \vartheta_a} + l \frac{G_{zst} \vartheta_a}{V_l \vartheta_a}$$

und mit den Gl. 80, 83

$$\left. \begin{aligned} \lambda_l &= l \frac{G_{zsp} \vartheta_a \vartheta_a}{V_l \vartheta_a} + l \frac{V_l l}{V_l \vartheta_a} \vartheta_a = l \lambda_{sp} \frac{\vartheta_a}{\vartheta_a} + l l \frac{\vartheta_a}{\vartheta_a} \\ \lambda_l &= \frac{\vartheta_a}{\vartheta_a} l (\lambda_{sp} + l) = \frac{T_a P_a}{T_n P_n} l (\lambda_{sp} + l) \end{aligned} \right\} \dots \quad (112)$$

oder

$$\lambda_l = \frac{\vartheta_a}{\vartheta_n} l (\lambda_{sp} + l)$$

Der Liefergrad ist also eine Funktion des Verhältnisses der spezifischen Volumina der Außenluft und der Spülluft bei Eintritt in den Zylinder, des Spülerfolges und der Drucksteigerung im Zylinder.

Noch klarer kommt zum Ausdruck, daß nur der Gesamterfolg des Ladungswechsels für die Leistung von Einfluß ist, wenn man das Produkt  $G_l \lambda_l$  bildet:

$$G_l \lambda_l = \frac{\lambda_l}{\vartheta_a} = \frac{l}{\vartheta_a} (\lambda_{sp} + l) \dots \quad (113)$$

Es ist also für  $p_1$  der Anfangszustand, nämlich das spezifische Volumen des Spülmittels nach dem Eintritt in den Zylinder, dann der Spülerfolg und die Drucksteigerung während der Spülung maßgebend. Man kann unmittelbar erkennen, welche Mittel zur Leistungssteigerung zur Verfügung stehen:

- a) Verkleinern von  $\vartheta_a$  durch Erhöhen des Druckes  $P_a$  (Erhöhen des Spülluftdruckes und Abdrosseln des Auspuffes: Aufladung durch Rückstau) oder durch Verkleinern der Spüllufttemperatur (Kühlen der Spülluft) oder durch Verlegen der Maschine in einen Raum höherer Luftdichte (Verändern des Anfangszustandes).
- β) Erhöhen von  $\lambda_{sp}$  durch Verbessern der Spülung.
- γ) Erhöhen der Drucksteigerung während der Spülung durch Erhöhen des Spüldruckes, Erhöhen von  $P_n - P_n$  und entsprechende Abstimmung der Steuerung (Aufladen durch unsymmetrische Steuerdiagramme). Es ist aber zu beachten, daß die Maßnahmen a und γ teilweise gegeneinander wirken [12].
- δ) Vergrößern des Laderaumverhältnisses  $l$  (z. B. durch Verbessern der Steuerung).

Der Versuch ergibt im allgemeinen  $\lambda_l$ . Ist daraus  $\lambda_{sp}$  zu ermitteln, so ergibt Gl. 112

$$\lambda_{sp} = \lambda_l \frac{\vartheta_a}{l} - l = \lambda_l \frac{1}{l} \frac{\vartheta_a}{\vartheta_a} - l \dots \quad (112a)$$

Der Zusammenhang des Ladegrades  $\lambda_l$  mit den Wertungsgrößen der Spülung ist gegeben durch die Gleichung

$$\lambda_l = l \frac{\psi_{sp} \lambda_{sp} + l}{\vartheta_n} = l \frac{T_a P_n \psi_{sp} \lambda_{sp} + l}{T_n P_n} \dots \quad (83)$$



Schließlich ist noch der Spülgrad zu untersuchen. Mit Hilfe der Gl. 106, 76, 80 und 83 ergibt sich

$$\lambda_s = \frac{G_i}{G_r + G_r} = \frac{G_{isp} + G_{aus}}{G_{isp} + G_{aus} + G_r} = \frac{\frac{G_{isp} \vartheta_n V_i}{V_i \vartheta_n} + \frac{V_i}{\vartheta_n} + l}{\frac{G_{isp} \vartheta_n V_i}{V_i \vartheta_n} + \frac{V_i}{\vartheta_n} + l + \frac{G_r \vartheta_r}{\vartheta_r}} \quad (110)$$

$$= \frac{\lambda_{sp} \frac{V_i}{\vartheta_n} + l \frac{V_i}{\vartheta_n}}{\lambda_{sp} \frac{V_i}{\vartheta_n} + l \frac{V_i}{\vartheta_n} + \frac{1}{\vartheta_r} (V_i - G_{isp} \vartheta_n)} = \frac{\lambda_{sp} + l}{\lambda_{sp} (1 - \frac{\vartheta_n}{\vartheta_r}) + l + \frac{\vartheta_n}{\vartheta_r}} = \frac{1}{1 + \frac{\vartheta_n}{\vartheta_r} (1 - \lambda_{sp})} \quad \left[ \frac{[kg]}{[kg]} \right]$$

Umgekehrt ist daher

$$\lambda_s = \frac{\lambda_s (1 + \frac{\vartheta_n}{\vartheta_r}) - l}{1 - \lambda_s (1 - \frac{\vartheta_n}{\vartheta_r})} \quad (111)$$

Bei gewichtsmäßiger Darstellung wird

$$\lambda_s = \frac{\lambda_{sp} + l}{\lambda_{sp} (1 - \frac{v_n}{v_r}) + l + \frac{v_n}{v_r}} = \frac{1}{1 + \frac{v_n}{v_r} (1 - \lambda_{sp})} = \frac{1}{1 + \frac{R_{CO_2} \cdot T_n (1 - \lambda_{sp})}{R_{CO_2} \cdot T_r (1 + \lambda_{sp})}} \quad \left[ \frac{[kg]}{[kg]} \right] \quad (112)$$

Umgekehrt daher

$$\lambda_s = \frac{\lambda_s (1 + \frac{v_n}{v_r}) - l}{1 - \lambda_s (1 - \frac{v_n}{v_r})} \quad (113)$$

Diese Beziehungen zwischen den Wertungsgrößen der Einzel-Einflüsse und der Gesamtwirkung sind in Tafel 3 übersichtlich zusammengestellt.

#### 4 Die Ermittlung der Wertungsgrößen

Zur Bestimmung der Wertungsgrößen müssen gasanalytische Messungen herangezogen werden. Diese Messungen ergeben die Volumenteile  $r$  des betreffenden Bestandteiles (z. B.  $r_{CO_2}$ ,  $r_{CO}$  usw.) bezogen auf die trockene Gasmenge. An drei Stellen der Maschine können Gasproben entnommen werden: im Zylinder nach beendeter Verbrennung (ergibt  $r_{CO_2}$ ,  $r_{CO}$  usw.), im Zylinder nach dem Ladungswechsel bzw. vor der Verbrennung (ergibt  $r_{CO_2}$ ,  $r_{CO}$  usw.) und in der Auspuffleitung (ergibt  $r_{CO_2}$ ,  $r_{CO}$  usw.). Aus den Ergebnissen wird man das Mischungsverhältnis Frischluft : Abgas oder die Luftverhältnisse  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$  bestimmen und daraus zunächst auf die die Gesamtwirkung betreffenden Wertungsgrößen schließen können. Die Genauigkeit dieser Messungen wird außer von der Genauigkeit der Analyse (die hoch hinaufgetrieben werden kann) vor allem davon abhängen, inwieweit die entnommene Gasprobe der mittleren Zusammensetzung der betreffenden Gasmenge entspricht. Bei den dem Zylinder zu entnehmenden Proben ist dies bekanntlich schwer zu erreichen [6, 7, 10, 11]; doch ist es nicht Aufgabe der vorliegenden Arbeit, diese versuchs-technischen Schwierigkeiten zu besprechen.

Lediglich deshalb, weil die Bestimmungsgleichungen für  $\lambda$  (Gl. 129 bis 133, 139 bis 141) aus je zwei Gliedern bestehen, von denen nur das in der Regel kleinere die Analysenergebnisse enthält, wirken sich Veränderungen der Gaszusammensetzung oder Meßfehler auf den Zahlenwert des Spülgrades  $\lambda$  verhältnismäßig wenig aus. Anders ausgedrückt: Veränderungen des Spülvorganges bewirken nur verhältnismäßig kleine Änderungen des Zahlenwertes von  $\lambda$ ; der Spülgrad ist kein feinfühliges Maß für die Güte der Spülung. Diese Unempfindlichkeit des Spülgrades dürfte die Ursache dafür sein, daß seine Ermittlung stets bevorzugt wird. In Wirklichkeit macht ihn gerade diese Eigenschaft in Verbindung mit der im vorigen Abschnitt angedeuteten Tatsache, daß er weder ein verhältnismäßig Maß für die Spülung an sich bedeutet, noch auch für die Gesamtwirkung von maßgeblicher Bedeutung ist, zu einer verhältnismäßig wenig brauchbaren Größe. Soweit die hier besprochenen Begriffsbestimmungen der Hütte in Betracht gezogen werden, ist der Spülgrad auch die einzige Wertungsgröße, die nicht echt dimensionslos ist, d. h. deren Zahlenwert davon abhängt, ob ihre Bestim-

Zahlentafel 3. Zusammensetzung der Gesamtwirkung aus den Einzeleinflüssen.

Einzeleinflüsse		Gesamtwirkung				
Spülung	Spülerfolg $\lambda_{sp} = \frac{G_{r,sp} \cdot S_m}{V_l} \left( = \frac{G_{r,sp} \cdot v_m}{V_l} \right)$ [dimensionallos]		$\lambda_1 = \frac{G_r}{G_{rh}} = l \cdot \frac{S_m}{S_m} (\lambda_{sp} + f)$ [dimensionallos]	Liefergrad		
	Güte der Spülung $\lambda_{s,sp} = \frac{G_{r,sp}}{G_{r,p}}$ [dimensionallos]			$\lambda_2 = \frac{G_r}{G_p} = l \cdot \frac{S_m}{S_m} \frac{\lambda_{s,sp} + f}{v} = \frac{\lambda_{s,sp} + f}{1 + \frac{f}{v_{sp}}}$ [dimensionallos]	Ladegrad	
	Spülluftaufwand $v_{sp} = \frac{G_{r,p} \cdot S_m}{V_l} \left( = \frac{G_{r,p} \cdot v_m}{V_l} \right)$ [dimensionallos]				$v = \frac{G_f}{G_{rh}} = l \cdot \frac{S_m}{S_m} (v_{sp} + f)$ [dimensionallos]	Luftaufwand
	Aufladung $f = \frac{G_{r,af}}{V_l} \left( = \frac{G_{r,af} \cdot v_m}{V_l} \right)$ [dimensionallos]					$\lambda_3 = \frac{G_r}{G_r + G_f} = \frac{1}{1 + \frac{G_f}{G_r} \frac{1 - \lambda_{sp}}{1 + \lambda_{sp}}}$ $\lambda_4 = \frac{G_r}{G_r + G_f} = \frac{1}{1 + \frac{G_f}{G_r} \frac{1 - \lambda_{sp}}{1 + \lambda_{sp}}}$ [dimensionallos]
Anfangszustand $S_m \left[ \frac{m^3}{kmool} \right] ; v_m \left[ \frac{m}{ks} \right]$	$\lambda_4 = \frac{G_r}{G_r + G_f} = \frac{1}{1 + \frac{G_f}{G_r} \frac{1 - \lambda_{sp}}{1 + \lambda_{sp}}}$ $\lambda_5 = \frac{G_r}{G_r + G_f} = \frac{1}{1 + \frac{G_f}{G_r} \frac{1 - \lambda_{sp}}{1 + \lambda_{sp}}}$ [dimensionallos]					
Umgebung $S_m \left[ \frac{m^3}{kmool} \right] ; v_m \left[ \frac{m}{ks} \right]$						

49A

mung Volumina oder Gewichte zugrunde gelegt werden. Dadurch ist auch dieser Umstand in einer gewissen Bedeutung gekommen.

Diese Sachlage ist die Ursache dafür, daß die Bestimmungsmöglichkeiten des Spülgrades an erster Stelle behandelt und dabei untersucht wurde, ob vom versachtechnischen Standpunkte aus die volumenmäßige oder die gewichtmäßige Darstellung zu bevorzugen ist. Wenn also die Ermittlung des Ladegrades und Liefergrades erst an zweiter Stelle besprochen wird, so soll dies nicht bedeuten, daß deren Bestimmung weniger wichtig ist.

4.1 Bestimmung des Spülgrades

4.1.1 Erstes Verfahren

$G_r$  kann man als Verbrennungsprodukt der Kraftstoffmenge  $B$ , und der in  $G_s$  enthaltenen Luftmenge bei einer Luftzahl  $\lambda$  ansehen.  $G_r$  hat die gleiche Zusammensetzung wie  $G_s$ , daher kann man es sich aus der Verbrennung einer Kraftstoffmenge  $B$  in der Luft- bzw. Gemischmenge  $G_s$  bei gleicher Luftzahl  $\lambda$  entstanden denken. Somit würde die Analyse des Zylinderinhaltes nach erfolgter Verbrennung die Luftzahl  $\lambda$  ergeben.

Berücksichtigt man die bei der Verbrennung auftretende Volumänderung  $\Delta V$ , so ergibt man — je nachdem, ob es sich um Gemischspül- oder Dieselmotoren handelt und ob die Gas- und Kraftstoffmengen als Volumina (in kmol oder m<sup>3</sup> eines Bezugszustandes) oder in kg vorgegeben sind (siehe auch Gl. 86 bis 90) — die nachfolgenden Ausdrücke für

Gemischspülmaschinen

a) Gas- und Kraftstoffmengen in kg (flüssige Kraftstoffe)

$$\lambda = \frac{G_s - B_s \cdot v_B}{B_s \cdot L_{min}}, \quad \lambda = \frac{G'_s - B' \cdot v_B - G_r - B' \cdot \Delta V - B' \cdot v_B}{B' \cdot L_{min}} \dots (118)$$

b) Gas- und Kraftstoffmengen in kmol (Gasmaschinen)

$$\lambda = \frac{G_s - B_s}{B_s \cdot L_{min}}, \quad \lambda = \frac{G'_s - B'}{B' \cdot L_{min}} = \frac{G_r - B' \cdot \Delta V - B'}{B' \cdot L_{min}} \dots (119)$$

c) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda = \frac{G_s - B_s}{B_s \cdot L_{min}}, \quad \lambda = \frac{G'_s - B'}{B' \cdot L_{min}} = \frac{G_r - B'}{B' \cdot L_{min}} \dots (120)$$

Dieselmotoren

d) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda = \frac{G_s}{B_s \cdot L_{min}}, \quad \lambda = \frac{G'_s}{B' \cdot L_{min}} = \frac{G_r - B' \cdot \Delta V}{B' \cdot L_{min}} \dots (121)$$

e) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda = \frac{G_s}{B_s \cdot L_{min}}, \quad \lambda = \frac{G'_s}{B' \cdot L_{min}} = \frac{G_r - B'}{B' \cdot L_{min}} \dots (122)$$

Nach erfolgtem Ladungswechsel sind im Zylinder  $G_r$  und  $G_s$  enthalten. Dieses Gas könnte statt durch Vermischung auch durch Verbrennung einer Kraftstoffmenge  $B$  in der Luft- bzw. Gemischmenge  $G_k + G'_s$  entstanden sein. Die Analyse des Zylinderinhaltes nach erfolgtem Ladungswechsel würde daher eine Luftzahl  $\lambda_k$  ergeben, die sich den verschiedenen Möglichkeiten entsprechend folgendermaßen definieren läßt:

a)  $\lambda_k = \frac{G_s - B_s \cdot v_B + G_r - B' \cdot \Delta V - B' \cdot v_B}{B' \cdot L_{min}} \dots (123)$

b)  $\lambda_k = \frac{G_s - B_s + G_r - B' \cdot \Delta V - B'}{B' \cdot L_{min}} \dots (124)$

c)  $\lambda_k = \frac{G_s - B_s + G_r - B'}{B' \cdot L_{min}} \dots (125)$

d)  $\lambda_k = \frac{G_s + G_r - B' \cdot \Delta V}{B' \cdot L_{min}} \dots (126)$

e)  $\lambda_k = \frac{G_s + G_r - B'}{B' \cdot L_{min}} \dots (127)$

Es ist ersichtlich, daß die Formen b bis e formal aus der Form a hervorgehen, wenn man im Falle b  $v_D = 1$ , im Falle c  $v_D = 1$  und  $\Delta V = 0$ , im Falle d  $v_D = 0$  und endlich im Falle e  $v_D = 0$  und  $\Delta V = 1$  setzt. Es genügt daher, zunächst Fall a weiter zu entwickeln.

Aus Gl. 118 ergibt sich

$$B' = B_s \frac{G_r}{G_r + B_s \Delta V} (= B_s \frac{G_r}{G_{r,s}})$$

als selbstverständliche Folgerung, die besagt, daß sich  $B_s$  zu  $B'$  verhält wie  $G_r$  zu  $G_{r,s}$ . Setzt man nun  $B'$  in Gl. 123 ein, so erhält man

$$\lambda_k = \frac{G_r + G_r}{B' I_{\min}} - v_D \frac{B_s}{B' I_{\min}} \frac{\Delta V + v_D}{I_{\min}} = \frac{G_r + G_r}{G_r} \frac{G_r + B_s \Delta V}{B_s I_{\min}} - v_D \frac{G_r + B_s \Delta V}{G_r I_{\min}} \frac{\Delta V + v_D}{I_{\min}}$$

Entsprechend Gl. 118 ist

$$B_s = \frac{G_r}{\lambda I_{\min} + v_D}$$

Daher wird

$$\begin{aligned} \lambda_k &= \left( \frac{G_r}{G_r} + 1 \right) \left( \lambda + \frac{v_D + \Delta V}{I_{\min}} \right) - v_D \frac{G_r}{G_r I_{\min}} - v_D \frac{G_r}{G_r} \frac{\Delta V}{\lambda I_{\min} + v_D} \frac{1}{I_{\min}} \frac{\Delta V + v_D}{I_{\min}} \\ &= \frac{G_r}{G_r} \left( \lambda + \frac{\Delta V}{I_{\min}} \left( 1 - \frac{v_D}{\lambda I_{\min} + v_D} \right) \right) + \lambda = \frac{G_r}{G_r} \left( \lambda + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda I_{\min} + v_D} \right) + \lambda \\ \frac{G_r}{G_r} &= \frac{\lambda + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda I_{\min} + v_D}}{\lambda_k - \lambda} \end{aligned} \quad (128)$$

Nun ist der Spülgrad nach Gl. 106

$$\lambda_s = \frac{G_r}{G_r + G_r} = \frac{1}{1 + \frac{G_r}{G_r}}$$

Nach Einsetzen von  $G_r/G_r$  wird sonach

$$a) \lambda_s = \frac{1}{1 + \frac{\lambda + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda I_{\min} + v_D}}{\lambda_k - \lambda}} = 1 - \frac{\lambda + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda I_{\min} + v_D} / \lambda}{\lambda_k + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda I_{\min} + v_D} / \lambda} \quad [ \text{kmol/kmol} ] \quad (I_{\min} \text{ und } v_D \text{ in kmol/kg}) \quad (129)$$

Daraus folgen die übrigen Möglichkeiten:

$$b) \lambda_s = 1 - \frac{\lambda + \frac{\Delta V}{I_{\min} + 1/\lambda}}{\lambda_k + \frac{\Delta V}{I_{\min} + 1/\lambda}} \quad [ \text{kmol/kmol} ] \quad (I_{\min} \text{ in kmol/kmol}) \quad (130)$$

$$c) \lambda_s = 1 - \frac{\lambda}{\lambda_k} \quad [ \text{kg/kg} ] \quad (I_{\min} \text{ in kg/kg}) \quad (131)$$

$$d) \lambda_s = 1 - \frac{\lambda + \frac{\Delta V}{I_{\min}}}{\lambda_k + \frac{\Delta V}{I_{\min}}} \quad [ \text{kmol/kmol} ] \quad (I_{\min} \text{ in kmol/kg}) \quad (132)$$

$$e) \lambda_s = 1 - \frac{\lambda + \frac{1}{I_{\min}}}{\lambda_k + \frac{1}{I_{\min}}} \quad [ \text{kg/kg} ] \quad (I_{\min} \text{ in kg/kg}) \quad (133)$$

Damit ist die Bestimmung des Spülgrades grundsätzlich auf die Bestimmung der Luftzahlen  $\lambda$  und  $\lambda_k$  zurückgeführt. Praktisch kann von dieser Möglichkeit allerdings nur bei flüssigen

Kraftstoffen Gebrauch gemacht werden. Bei gasförmigen Kraftstoffen ist nämlich die Bestimmung von  $\lambda$ , aus der Gasanalyse nicht ohne weiteres möglich, weil die einzelnen Bestandteile der Ladung ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  uaf.) sowohl von der Verbrennung herrühren (in  $G_r$ ), als auch durch den Kraftstoff eingeführt werden (in  $G_s$ ). Eine Trennung ist nicht leicht möglich.

Hingegen ist es bei diesem Verfahren gleichgültig, ob  $\lambda$ , als Verhältnis von Gewichten (Fall a und c) oder als Verhältnis von Volumina eines Bezugszustandes (Fall a, b, d) angegeben werden soll.

4.12 Zweites Verfahren

Der Gesamtgehalt der Ladung nach beendigem Ladungswechsel an einem beliebigen Verbrennungsprodukt (praktisch wird immer  $\text{CO}_2$  verwendet) setzt sich aus dem im Restgas  $G_r$  enthaltenen und dem gegebenenfalls vom gasförmigen Kraftstoff  $B$  eingebrachten Anteil zusammen. Da  $G_r$  die gleiche Zusammensetzung hat wie  $G_{rs} + G_r$ , kann der Restteil Kohlenstoff  $r_{k\text{CO}_2}$  im trockenen Restgas aus der Analyse einer nach Verbrennungsende dem Zylinder entnommenen Gasprobe bestimmt werden. Ist demnach  $G_{r\text{H}_2\text{O}}$  die im Restgas enthaltene Wasserdampfmenge, so ist die im Restgas vorhandene  $\text{CO}_2$ -Menge

$$G_{r\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} (G_r - G_{r\text{H}_2\text{O}}) \quad (134)$$

Mit

$$\varphi = \frac{G_{r\text{H}_2\text{O}}}{G_r} = \frac{G_{rs\text{H}_2\text{O}} + G_{r\text{H}_2\text{O}}}{G_{rs} + G_r} = \frac{G_{rs\text{H}_2\text{O}}}{G_{rs}} \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \quad (135)$$

dem Wassergehalt des Restgases oder der Ladung nach Ende der Verbrennung wird somit

$$G_{r\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} G_r (1 - \varphi) \quad (136)$$

Gasförmige Kraftstoffe treten trocken in den Motor ein. Die durch den Kraftstoff eingebrachte  $\text{CO}_2$ -Menge in kmol ist daher

$$B_{i\text{CO}_2} = r_{\text{BCO}_2} B_i v_{\text{H}_2} \quad (B_i \text{ in kg}) \quad \text{oder} \quad B_{i\text{CO}_2} = r_{\text{BCO}_2} B_i \quad (B_i \text{ in kmol}) \quad (137)$$

Entsprechend Gl. 118, 119 ist

$$B_i = \frac{G_s}{\lambda L_{\text{min}} + v_{\text{H}_2}} \quad \text{bzw.} \quad B_i = \frac{G_s}{\lambda L_{\text{min}} + 1}$$

Der  $\text{CO}_2$ -Anteil der trockenen Ladung nach beendigem Ladungswechsel, der durch Analyse einer zu diesem Zeitpunkt entnommenen Gasprobe bestimmt werden kann, beträgt daher bei Gasmotoren

$$r_{k\text{CO}_2} = \frac{G_{r\text{CO}_2} + B_{i\text{CO}_2}}{G_r + G_r(1 - \varphi)} = \frac{r_{\text{CO}_2} G_r (1 - \varphi) + r_{\text{BCO}_2} B_i v_{\text{H}_2}}{G_r + G_r(1 - \varphi)} = \frac{r_{\text{CO}_2} G_r (1 - \varphi) + \frac{r_{\text{BCO}_2} G_s v_{\text{H}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + v_{\text{H}_2}}}{G_r + G_r(1 - \varphi)}$$

oder

$$\frac{G_r}{G_s} = \frac{r_{k\text{CO}_2} - \frac{r_{\text{BCO}_2} v_{\text{H}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + v_{\text{H}_2}}}{(1 - \varphi)(r_{\text{CO}_2} - r_{k\text{CO}_2})} \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \quad (138)$$

Es wird also

a) Gasmengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{G_r}{G_s}} = \frac{1}{1 + \frac{r_{k\text{CO}_2} - \frac{r_{\text{BCO}_2} v_{\text{H}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + v_{\text{H}_2}}}{(1 - \varphi)(r_{\text{CO}_2} - r_{k\text{CO}_2})}} = 1 - \frac{r_{k\text{CO}_2} - \frac{r_{\text{BCO}_2} v_{\text{H}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + v_{\text{H}_2}}}{r_{\text{CO}_2} - \varphi(r_{\text{CO}_2} - r_{k\text{CO}_2}) - \frac{r_{\text{BCO}_2} v_{\text{H}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + v_{\text{H}_2}}} \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \quad (139)$$

b) Gas- und Kraftstoffmengen in kmol bzw. Volumeneinheiten, Gasmotoren

$$\lambda = 1 - \frac{r_{k\text{CO}_2} - \frac{r_{\text{BCO}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + 1}}{r_{\text{CO}_2} - \varphi(r_{\text{CO}_2} - r_{k\text{CO}_2}) - \frac{r_{\text{BCO}_2}}{\lambda L_{\text{min}} + 1}} \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \quad (140)$$

Bei flüssigen Kraftstoffen ist durchweg  $r_{H_2CO_2} = 0$ . Der Ausdruck für  $\lambda$ , vereinfacht sich dementsprechend:

a) und d) Gasmengen in kmol bzw. Volumeneinheiten, Otto- oder Dieselmotoren mit flüssigen Kraftstoffen

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{kCO_2}}{r_{CO_2} - \varphi(r_{CO_2} - r_{aCO_2})} \quad \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \dots \dots \dots (141)$$

Die Ermittlung des Spülgrades als Verhältnis von Gasgewichten (Fall c und e) ist auf diesem Wege nicht möglich.

4,13 Erweiterung der Verfahren

Nur an einer Stelle des Motors, nämlich im Zylinder, und nur zu einem bestimmten Zeitpunkt tritt tatsächlich eine Verbrennung auf. Die Analyse der dem Zylinder unmittelbar nach der Verbrennung entnommenen Gasprobe, die die wirkliche Verbrennung kennzeichnet, ergibt  $\lambda$ . Ein Teil der entstandenen Verbrennungsgase bleibt im Zylinder zurück und vermischt sich mit der neu hinzutretenden frischen Ladung. Der restliche Teil strömt in den Auspuff und vermischt sich hier mit der verlorengehenden Spülmittelmenge. Da die Gase im Zylinder nach dem Ladungswechsel und im Auspuff nicht aus gesonderten Verbrennungen stammen, sondern Mischungen der gleichen Verbrennungsgase mit verschiedenen großen Luftmengen sind, müssen die einzelnen Verbrennungsgasbestandteile stets im gleichen Verhältnis auftreten<sup>11)</sup>. Es muß also sein

$$\frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} = \frac{r_{kCO}}{r_{kCO_2}} = \frac{r_{aCO}}{r_{aCO_2}}; \quad \frac{r_{H_2}}{r_{CO_2}} = \frac{r_{kH_2}}{r_{kCO_2}} = \frac{r_{aH_2}}{r_{aCO_2}} \dots \dots \dots (142)$$

usf. auch für die übrigen Bestandteile ( $H_2$ ,  $C_2H_2$ ).

Aus der vollständigen Abgasanalyse irgendeiner Stelle und dem an anderer Stelle bestimmten Gehalt an einem beliebigen Bestandteil, am besten  $CO_2$ , können daher auch die Raumteile der übrigen Bestandteile an dieser Stelle ermittelt, die fehlenden Analyseergebnisse also rechnerisch vervollständigt werden.

Auch für den Feuchtigkeitsgehalt gilt eine ähnliche Betrachtung. Denn nach Gl. 63 ist

$$\frac{\varphi/r_{CO_2}}{1-\varphi} = 0 \frac{h}{c} \left( 1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} + x \frac{r_{C_2H_2}}{r_{CO_2}} \right) - \frac{r_{H_2}}{r_{CO_2}} - \frac{y}{2} \frac{r_{C_2H_2}}{r_{CO_2}}$$

Die Werte der rechten Seite dieser Gleichung sind nach Gl. 142 von der Meßstelle unabhängig, es ist also

$$\frac{\varphi/r_{CO_2}}{1-\varphi} = \frac{\varphi_k/r_{kCO_2}}{1-\varphi_k} = \frac{\varphi_a/r_{aCO_2}}{1-\varphi_a} \quad \text{und z. B.} \quad \varphi = \frac{r_{CO_2}\varphi_a}{r_{aCO_2} + \varphi_a(r_{CO_2} - r_{aCO_2})} \dots \dots \dots (143)$$

Damit läßt sich z. B. Gl. 141 in folgender Weise umformen:

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{kCO_2}}{r_{CO_2} - \frac{r_{CO_2}\varphi_a}{r_{aCO_2} + \varphi_a(r_{CO_2} - r_{aCO_2})} (r_{CO_2} - r_{aCO_2})} \dots \dots \dots (144)$$

$$= 1 - \frac{r_{kCO_2} r_{aCO_2} + \varphi_a (r_{CO_2} - r_{aCO_2})}{r_{CO_2} r_{aCO_2} + \varphi_a (r_{kCO_2} - r_{aCO_2})}$$

4,14 Gebrauchsformeln für den Spülgrad bei mit flüssigen Kraftstoffen betriebenen Motoren

Von den angeführten Ausdrücken für  $\lambda$ , in der ursprünglichen Form (Gl. 129 bis 133, 139 bis 141 und 144) sind, soweit dem Verfasser bekannt, bisher Gl. 141 insbesondere durch *List* und *Niedermayer* [10] und Gl. 144 durch *Reinsch* und *Schmidt* [11] praktisch verwendet worden. Der Feuchtigkeitsgehalt der Ladung im Zylinder nach der Verbrennung oder, etwas bequemer, der Wassergehalt der Abgase in der Auspuffleitung mußte dabei festgestellt werden. Das ist messtechnisch nicht immer angenehm. Auch kann, wie schon bemerkt, auf Grund der Gl. 139 bis 141 und 144  $\lambda$  nur als Volumenverhältnis, nicht aber als Gewichtsverhältnis angegeben werden.

Die Gl. 129 bis 133 sind bisher nicht verwendet worden. In der ursprünglichen Form sind sie in der Regel für den Gebrauch auch unzweckmäßig. Nur bei Vergasermotoren könnten sie unter

<sup>11)</sup> Bei Gemischspülmaschinen allerdings nur dann, wenn der Kraftstoff im Gemisch den betreffenden Bestandteil nicht selbst enthält.

Umständen in Frage kommen, weil hier  $\lambda$  durch Messen der Ansaugluftmenge und der Kraftstoffmenge verhältnismäßig genau bestimmt werden kann, daher nur noch  $\lambda_2$  aus der Analyse einer dem Zylinder vor der Verbrennung entnommenen Gasprobe zu ermitteln ist.

Bei flüssigen Kraftstoffen, bei denen praktisch stets  $v_B$  gleich Null gesetzt werden kann<sup>13)</sup>, lassen sich aber aus den Gl. 129 bis 133 durch Einführen der Werte für  $\lambda$  und  $\lambda_2$  entsprechend den Gl. 55, brauchbare Ausdrücke für  $\lambda_2$  herleiten, in denen nur die Ergebnisse der Gasanalyse und der Elementaranalyse des Kraftstoffes vorkommen.

Ersetzt man in Gl. 139 bis 141 den Feuchtigkeitsgehalt  $\gamma$  durch den Ausdruck der Gl. 62, so kommt man zum gleichen Ergebnis, doch ist auf diesem Wege  $\lambda_2$  nur als Volumenverhältnis angebbbar.

#### Ottomotoren für flüssige Kraftstoffe bei Vergaser- oder Einspritzbetrieb

Bei Darstellung des Spülgrades als Verhältnis von Volumina erhält man mit  $v_B = 0$  aus den Gl. 129, 55, 57, 29 (oder den Gl. 141, 02)

$$\lambda_2 = 1 - \frac{\lambda + \frac{AV}{L_{\min}}}{\lambda_k + \frac{AV}{L_{\min}}} = 1 - \frac{0,21 \left( 1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left( 1 + \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} + \sigma - 1 \right)}{0,21 \left( 1 - \frac{1}{2} r_{kCO} - \frac{3}{2} r_{kH_2} - \left( 1 + \frac{y}{4} \right) r_{kC_2H_6} + \sigma - 1 \right)}$$

$$+ \frac{12 \cdot 0,21 \left( \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} + \frac{c}{12} \left( \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( 1 - \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} \right) \right)}{c \sigma \left( \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} + \frac{c}{12} \left( \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( 1 - \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} \right) \right)}$$

$$+ \frac{12 \cdot 0,21 \left( \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} + \frac{c}{12} \left( \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( 1 - \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} \right) \right)}{c \sigma \left( \frac{h}{4} + \frac{\sigma}{32} + \frac{c}{12} \left( \frac{1}{2} (r_{CO} + r_{H_2}) + \left( 1 - \frac{y}{4} \right) r_{C_2H_6} \right) \right)}$$

Beachtet man das in Abschnitt 4, 13 Gesagte (Gl. 142) sowie Gl. 27, so erhält man weiter

$$\lambda_2 = 1 - \frac{1 - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_6}}{r_{CO} + r_{CO} + x r_{C_2H_6}} + 1 + 3 \frac{h}{c} - \frac{3}{8} \frac{\sigma}{c} - 1 + 3 \frac{h}{c} + \frac{3}{8} \frac{\sigma}{c}$$

$$= 1 - \frac{1 - r_{kH_2} - \frac{y}{2} r_{kC_2H_6}}{r_{kCO} + r_{CO} + x r_{kC_2H_6}} + 1 + 3 \frac{h}{c} - \frac{3}{8} \frac{\sigma}{c} - 1 + 3 \frac{h}{c} + \frac{3}{8} \frac{\sigma}{c}$$

$$= 1 - \frac{1 - r_{H_2} - \frac{y}{2} r_{C_2H_6}}{r_{CO} + r_{CO} + x r_{C_2H_6}} + 6 \frac{h}{c}$$

$$= 1 - \frac{1 - r_{kH_2} - \frac{y}{2} r_{kC_2H_6}}{r_{kCO} + r_{CO} + x r_{kC_2H_6}} + 6 \frac{h}{c}$$

Daraus wird schließlich

$$\lambda_2 = 1 - \frac{r_{kCO} \left( 1 + r_{CO} \left( 6 \frac{h}{c} \left( 1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO}} + x \frac{r_{C_2H_6}}{r_{CO}} \right) - \frac{r_{H_2}}{r_{CO}} - \frac{y}{2} \frac{r_{C_2H_6}}{r_{CO}} \right) \right)}{r_{CO} \left( 1 + r_{kCO} \left( 6 \frac{h}{c} \left( 1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO}} + x \frac{r_{C_2H_6}}{r_{CO}} \right) - \frac{r_{H_2}}{r_{CO}} - \frac{y}{2} \frac{r_{C_2H_6}}{r_{CO}} \right) \right)} \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \quad (145)$$

Die in den Klammern auftretenden Werte  $r_{CO}/r_{CO}$  usw. können aus den schon in Abschnitt 4, 13 angeführten Gründen an einer beliebigen Stelle des Motors — also im Zylinder nach der Verbrennung, im Zylinder vor der Verbrennung oder im Auspuff — gemessen werden, d. h. es kann ersetzt werden  $r_{CO}/r_{CO}$  usw. durch  $r_{kCO}/r_{kCO}$  usw. oder durch  $r_{CO}/r_{CO}$  usw.

Die Gl. 145 gilt genau auch bei stark schwefelhaltigen Kraftstoffen (siehe die genaue Gl. 55).

<sup>13)</sup> Selbst bei Vergasermotoren ist das Volumen des teils in Tröpfchenform, teils verdampft in dem Zylinder eintretenden Kraftstoffes sehr klein gegen das Volumen der Verbrennungsluft.

Soll  $\lambda_s$  als Verhältnis von Gewichten dargestellt werden, so ist Gl. 131 zu benutzen. Man erhält

$$\lambda_s = 1 - \frac{\lambda}{\lambda_k} = 1 - \frac{\frac{0,21}{\sigma} \left( 1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left( 1 + \frac{\gamma}{4} \right) r_{C_2H_2} + r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2} \right)}{\frac{0,21}{\sigma} \left( 1 - \frac{1}{2} r_{kCO} - \frac{3}{2} r_{kH_2} - \left( 1 + \frac{\gamma}{4} \right) r_{kC_2H_2} + r_{kCO_2} + r_{kCO} + x r_{kC_2H_2} \right)}$$

$$= 1 - \frac{1}{\frac{r_{kCO_2} + r_{kCO} + x r_{kC_2H_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}} + \sigma - 1} - \frac{\frac{1}{2} r_{CO} + \frac{3}{2} r_{H_2} + \left( 1 + \frac{\gamma}{4} \right) r_{C_2H_2}}{\frac{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_2}}{r_{kCO_2} + r_{kCO} + x r_{kC_2H_2}} + \sigma - 1}$$

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{kCO_2} + r_{CO_2} \left\{ (\sigma - 1) \left( 1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} + x \frac{r_{C_2H_2}}{r_{CO_2}} \right) - \frac{1}{2} \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} - \frac{3}{2} \frac{r_{H_2}}{r_{CO_2}} - \left( 1 + \frac{\gamma}{4} \right) \frac{r_{C_2H_2}}{r_{CO_2}} \right\}}{r_{CO_2} + r_{kCO_2} \left\{ (\sigma - 1) \left( 1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} + x \frac{r_{C_2H_2}}{r_{CO_2}} \right) - \frac{1}{2} \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} - \frac{3}{2} \frac{r_{H_2}}{r_{CO_2}} - \left( 1 + \frac{\gamma}{4} \right) \frac{r_{C_2H_2}}{r_{CO_2}} \right\}} \quad \left[ \frac{kg}{kg} \right] \quad (146)$$

Bezüglich der Werte  $r_{CO}/r_{CO_2}$  usw. gilt auch hier das früher Gesagte.

**Dieselmotoren**

Die Gl. 132, die den Spülgrad als Verhältnis der Volumina für Einspritzmaschinen kennzeichnet, hat die gleiche Form wie die mit  $v_D = 0$  vereinfachte Gl. 129. Man erhält daher auch im vorliegenden Falle den gleichen Ausdruck für  $\lambda_s$ , wie in Gl. 145, nur ist der Eigenart der Dieselverbrennung entsprechend  $r_{CO} = r_{H_2} = r_{C_2H_2} = 0$  zu setzen:

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{kCO_2} \left( 1 + r_{CO_2} \frac{6}{c} \right)}{r_{CO_2} \left( 1 + r_{kCO_2} \frac{6}{c} \right)} \quad \left[ \frac{kmol}{kmol} \text{ oder } \frac{m^3}{m^3} \right] \quad (147)$$

Soll hingegen  $\lambda_s$  als Gewichtsverhältnis dargestellt werden, so ist Gl. 133 zu benutzen und darin  $L_{min}$  in kg/kg einzusetzen. Nun ist  $L_{min} = \frac{c \sigma}{12 \cdot 0,21}$  [kmol/kg]. Bei einem scheinbaren Molekulargewicht der Luft von 29 wird daher  $L_{min} = \frac{29 c \sigma}{12 \cdot 0,21}$  [kg/kg].

Somit ergeben die Gl. 133, 55, 57, 29

$$\lambda_s = 1 - \frac{\lambda + \frac{1}{L_{min}}}{\lambda_k + \frac{1}{L_{min}}} = 1 - \frac{\frac{0,21}{\sigma} \left( \frac{1}{r_{CO_2}} + \sigma - 1 \right) + \frac{12 \cdot 0,21}{29 c \sigma}}{\frac{0,21}{\sigma} \left( \frac{1}{r_{kCO_2}} + \sigma - 1 \right) + \frac{12 \cdot 0,21}{29 c \sigma}} = 1 - \frac{r_{kCO_2} \left( 1 + r_{CO_2} \left( \sigma - 1 + \frac{12}{29 c} \right) \right)}{r_{CO_2} \left( 1 + r_{kCO_2} \left( \sigma - 1 + \frac{12}{29 c} \right) \right)} \quad \left[ \frac{kg}{kg} \right]$$

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{kCO_2} \left( 1 + r_{CO_2} \cdot 3 \left( \frac{h}{c} - \frac{1}{8} \frac{o}{c} + \frac{4}{29 c} \right) \right)}{r_{CO_2} \left( 1 + r_{kCO_2} \cdot 3 \left( \frac{h}{c} - \frac{1}{8} \frac{o}{c} + \frac{4}{29 c} \right) \right)} \quad \left[ \frac{kg}{kg} \right] \quad (148)$$

**4,15 Gebrauchsformeln für den Spülgrad bei mit gasförmigen Kraftstoffen betriebenen Ottomotoren**

Um den Spülgrad bei Gasmaschinen volumenmäßig darzustellen, wäre auf Fall b, bei gewichtsmäßiger Darstellung auf Fall c zurückzugreifen. Die Gl. 130 und 131 können aber zunächst nicht verwendet werden, weil zwar  $\lambda$ , nicht aber  $\lambda_k$  bestimmt werden kann.

<sup>14)</sup> Die von Lindner [7] aufgestellte Gleichung  $\lambda_s = \frac{1}{1 + \beta \left( 1 + \frac{6hB}{\sigma Lr} \right)}$  ist mit Gl. 147 identisch.

34

SAFETY FILM



Für die volumemäßige Darstellung muß daher Gl. 140 benutzt werden:

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{kCO_2} - \frac{r_{BCO_2}}{\lambda L_{min} + 1}}{r_{CO_2} - \varphi(r_{CO_2} - r_{kCO_2}) - \frac{r_{BCO_2}}{\lambda L_{min} + 1}} \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}} \right] \dots \dots \dots (140)$$

Dabei kann der Feuchtigkeitsgehalt  $\varphi$  entweder durch unmittelbare Messung oder mit Hilfe der Gl. 62 aus der Gasanalyse bestimmt werden.  $\lambda$  kann sehr genau durch Messung der zugezogenen Luft- und Kraftstoffmengen, weniger genau aus der Analyse einer nach Verbrennung aus dem Zylinder entnommenen Gasprobe ermittelt werden.  $L_{min}$  ist in Gl. 140 in kmol/kmol bzw. Raumeinheiten je Raumeinheit einzusetzen.

Nun besteht die Möglichkeit, durch Gleichsetzen der Ausdrücke Gl. 140 und Gl. 139  $\lambda_s$  in folgender Weise zu bestimmen:

$$\frac{r_{kCO_2} - \frac{r_{BCO_2}}{\lambda L_{min} + 1}}{r_{CO_2} - \varphi(r_{CO_2} - r_{kCO_2}) - \frac{r_{BCO_2}}{\lambda L_{min} + 1}} = \frac{\lambda + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda L_{min} + 1}}{\lambda_k + \frac{\lambda \Delta V}{\lambda L_{min} + 1}} \dots \dots \dots (140) \text{ u. } (139)$$

daraus:

$$\lambda_k = \lambda \frac{r_{CO_2}(1-\varphi)(1 + \lambda L_{min} + \Delta V) + r_{kCO_2}(\varphi(\lambda L_{min} + 1) - (1-\varphi)\Delta V) - r_{BCO_2}}{r_{kCO_2}(\lambda L_{min} + 1) - r_{BCO_2}} \dots (149)$$

worin  $L_{min}$  und  $\Delta V$  in Raumeinheiten je Raumeinheit einzusetzen sind. Der so bestimmte Wert  $\lambda_k$  kann nun in Gl. 131 eingesetzt werden, wodurch auch die gewichtsmäßige Darstellung des Spülgrades ermöglicht wird:

$$\lambda_s = 1 - \frac{r_{CO_2}(1-\varphi)(1 + \lambda L_{min} + \Delta V) + r_{kCO_2}(\varphi(\lambda L_{min} + 1) - (1-\varphi)\Delta V) - r_{BCO_2}}{r_{kCO_2}(\lambda L_{min} + 1) - r_{BCO_2}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right] \dots (150)$$

Es ist sehr zu beachten, daß der Herleitung der Gl. 150 entsprechend  $L_{min}$ ,  $\varphi$  und  $\Delta V$  in Raumeinheiten je Raumeinheit einzusetzen sind, obgleich es sich um die gewichtsmäßige Darstellung des Spülgrades handelt. Die in Gl. 150 auftretenden Werte  $\lambda$  und  $\varphi$  können in der schon angeführten Weise ermittelt werden, während  $\Delta V$  aus Gl. 60 bestimmbar ist.

**4.2 Die Aufteilung der Spülluftmenge**

Die gesamte Spülmittelmenge, die der Maschine zugeführt wird, teilt sich in die im Zylinder verbleibende Menge  $G_z$  und die in den Auspuff verlorengene Menge  $G_{fa}$ . Ist demnach  $G_{fa}/G_z$  bekannt, so sind, da  $G_{fa} + G_z = G_p$ , sowohl die Mengen  $G_{fa}$  und  $G_z$  selbst, wie auch die Wertungsgrößen  $\lambda_s = G_z/G_p$  (Ladegrad) und  $\lambda_l = G_z/G_{fa}$  (Liefergrad) oder der Wert  $G_z/V_z$  bestimmbar.

**4.21 Erstes Verfahren zur Bestimmung von  $G_{fa}/G_z$**

Im Auspuff vermischt sich die aus der Verbrennung von  $B$  in  $O_2$  bzw. von  $B$ , mit  $O_2$  hervorgegangene Restmenge  $G_{ra}$  mit der verlorengegangenen Spülmittelmenge  $G_{fa}$ . Dieses Gas könnte statt durch Vermischung auch durch Verbrennung von  $B$ , in der in  $G_z$  und  $G_{fa}$  enthaltene Frischluftmenge bei einem scheinbaren Luftverhältnis  $\lambda_s$  entstanden sein. Die Größe dieses Luftverhältnisses könnte aus der Analyse der Auspuffgase ermittelt werden.

Je nach der Maschinenart und den gewählten Maßen wird man für  $\lambda_s$  demnach erhalten:

**Gemischspülmaschinen**

a) Gas Mengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda_s = \frac{G_{ra} - B_z \Delta V - B_z v_B + G_{fa} - v_B (B - B_z)}{B_z L_{min}} = \frac{G_z + G_{fa} - v_B H}{B_z L_{min}} \dots \dots \dots (151)$$

dabei ist

$$B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min} + v_B} \quad H = \frac{B}{60 n} = \frac{G_p}{\lambda L_{min} + v_B} = \frac{G_z + G_{fa}}{\lambda L_{min} + v_B} \dots \dots \dots (152)$$

b) Gas- und Kraftstoffmengen in kmol

$$\lambda_a = \frac{G_{ra} - B_z \Delta V - B_z + G_{fa} - (\bar{B} - B_z)}{B_z L_{min}} = \frac{G_z + G_{fa} - \bar{B}}{B_z L_{min}} \quad (153);$$

dabei ist

$$B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min} + 1} \quad \bar{B} = \frac{B}{60 n} = \frac{G_p}{\lambda L_{min} + 1} = \frac{G_z + G_{fa}}{\lambda L_{min} + 1} \quad (87).$$

c) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda_a = \frac{G_{ra} - B_z + G_{fa} - (\bar{B} - B_z)}{B_z L_{min}} = \frac{G_z + G_{fa} - \bar{B}}{B_z L_{min}} \quad (154);$$

dabei ist

$$B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min} + 1} \quad \bar{B} = \frac{B}{60 n} = \frac{G_p}{\lambda L_{min} + 1} = \frac{G_z + G_{fa}}{\lambda L_{min} + 1} \quad (88).$$

Dieselmotoren

d) Gasmengen in kmol, Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda_a = \frac{G_{ra} - B_z \Delta V + G_{fa}}{B_z L_{min}} = \frac{G_z + G_{fa}}{B_z L_{min}} \quad (155);$$

dabei ist

$$B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min}} \quad (89).$$

e) Gas- und Kraftstoffmengen in kg

$$\lambda_a = \frac{G_{ra} - B_z + G_{fa}}{B_z L_{min}} = \frac{G_z + G_{fa}}{B_z L_{min}} \quad (156);$$

dabei ist

$$B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min}} \quad (90).$$

Die Formen b bis e gehen formal aus der Form a hervor, wenn man setzt:

Fall b:  $v_B = 1$

Fall c:  $v_B = 1 \Delta V = 0$ .

Fall d:  $v_B = 0$

Fall e:  $v_B = 0 \Delta V = 1$ .

Es genügt daher, Fall a weiter zu verfolgen. Man erhält

$$\lambda_a = \frac{G_z + G_{fa} - \bar{B} v_B}{B_z L_{min}} = \frac{G_z + G_{fa} - v_B \frac{G_z + G_{fa}}{\lambda L_{min} + v_B}}{\frac{G_z L_{min}}{\lambda L_{min} + v_B}} = \left(1 + \frac{G_{fa}}{G_z}\right) \lambda$$

$$\frac{G_{fa}}{G_z} = \frac{\lambda_a}{\lambda} - 1 = \frac{\lambda_a - \lambda}{\lambda} \quad [\text{kg/kg oder kmol/kmol}] \quad (157).$$

Da in diesem Ausdruck weder  $v_B$  noch  $\Delta V$  vorkommt, gilt er für alle Fälle a bis e.

Damit ist auch die Bestimmung der Größe  $G_{fa}/G_z$  auf die Bestimmung der Luftverhältnisse  $\lambda$  und  $\lambda_a$  zurückgeführt. Aus den schon angeführten Gründen kann man von dieser Möglichkeit nur bei flüssigen Kraftstoffen Gebrauch machen. Hingegen ist es gleichgültig, ob  $G_{fa}/G_z$  als Volumen- oder Gewichtsverhältnis dargestellt wird.

#### 4,22 Zweites Verfahren zur Bestimmung von $G_{fa}/G_z$

Der Gesamtgehalt der im Auspuff befindlichen Gase an einem beliebigen Bestandteil (praktisch wird immer  $\text{CO}_2$  herangezogen) setzt sich aus dem in  $G_z$  und dem gegebenenfalls in  $G_{fa}$  enthaltenen Anteil zusammen.  $G_{ra}$  enthält an Kohlendioxid den Raumteil  $r_{\text{CO}_2}$ , der durch Analyse einer

nach Verbrennungsende dem Zylinder entnommenen Gasprobe bestimmt werden kann. Ist demnach  $G_{raH_2O}$  die in  $G_{ra}$  enthaltene Wasserdampfmenge, so ist die in  $G_{ra}$  enthaltene  $CO_2$ -Menge

$$G_{raCO_2} = (G_{ra} - G_{raH_2O}) r_{CO_2}$$

Mit

$$\varphi = G_{raH_2O} / G_{ra} \quad (155)$$

dem Wassergehalt der Ladung nach Ende der Verbrennung, wird daher

$$G_{raCO_2} = r_{CO_2} G_{ra} (1 - \varphi) \quad (156)$$

Gasförmige Kraftstoffe treten trocken in den Motor ein. Eine Raumeinheit Spülmittel enthält

$$\frac{v_B}{\lambda L_{min} + v_B} \quad (B \text{ in kg}) \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{\lambda L_{min} + 1} \quad (B \text{ in kmol}) \quad (157)$$

Raumeinheiten Brenngas.

Sind in einer Raumeinheit Brenngas  $r_{B}CO_2$  Raumeinheiten  $CO_2$  enthalten, so ist die durch die verlorengelungene Spülmittelmenge  $G_{ja}$  in den Auspuß gebrachte  $CO_2$ -Menge

$$r_{B}CO_2 G_{ja} \frac{v_B}{\lambda L_{min} + v_B} \quad [\text{kmol}] \quad \text{bzw.} \quad r_{B}CO_2 G_{ja} \frac{1}{\lambda L_{min} + 1} \quad [\text{kmol}] \quad (158)$$

Der  $CO_2$ -Anteil  $r_aCO_2$  der trockenen Auspußgase, der durch Analyse einer dem Auspuß entnommenen Gasprobe bestimmt werden kann, beträgt daher

$$r_aCO_2 = \frac{r_{CO_2} G_{ra} (1 - \varphi) + r_{B}CO_2 G_{ja} \frac{v_B}{\lambda L_{min} + v_B}}{G_{ra} (1 - \varphi) + G_{ja}} \quad (159)$$

Da

$$G_{ra} = G_z + B_z \Delta V$$

und

$$B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min} + v_B} \quad \text{bzw.} \quad B_z = \frac{G_z}{\lambda L_{min} + 1} \quad (160), (161)$$

wird schließlich

a) Ottomotoren, Gasmengen in kmol, Kraftstoffmenge in kg

$$\frac{G_{ja}}{G_z} = \frac{(r_{CO_2} - r_aCO_2) (1 - \varphi) \left(1 + \frac{\Delta V}{\lambda L_{min} + v_B}\right)}{r_aCO_2 - r_{B}CO_2 \frac{v_B}{\lambda L_{min} + v_B}} \quad (162)$$

b) Ottomotoren, Gas- und Kraftstoffmengen in kmol

$$\frac{G_{ja}}{G_z} = \frac{(r_{CO_2} - r_aCO_2) (1 - \varphi) \left(1 + \frac{\Delta V}{\lambda L_{min} + 1}\right)}{r_aCO_2 - r_{B}CO_2 \frac{\Delta V}{\lambda L_{min} + 1}} \quad (163)$$

a) und d) Otto- oder Dieselmotoren, Gasmengen in kmol, flüssige Kraftstoffe ( $v_B = 0$ ,  $r_{B}CO_2 = 0$ ):

$$\frac{G_{ja}}{G_z} = \frac{(r_{CO_2} - r_aCO_2) (1 - \varphi) \left(1 + \frac{\Delta V}{\lambda L_{min}}\right)}{r_aCO_2} \quad (164)$$

Da es sich bei  $G_{ja}$  und  $G_z$  um das gleiche Gas, nämlich Luft bzw. ein Luft-Kraftstoff-Gemisch handelt, ist  $G_{ja}/G_z$  sowohl das Volumen- wie auch das Gewichtsverhältnis.

Bei geeigneter Versuchseinrichtung kann die gesamte trockene Abgasmenge  $V_{ra}$ , die sich aus den trockenen Verbrennungsgasen  $G_{ra} (1 - \varphi)$  und dem (an sich trockenen) Spülmittelverlust  $G_{ja}$  zusammensetzt, gemessen werden. Dann kann  $G_{ja}$  selbst bestimmt werden. Es ist

$$V_{ra} = G_{ra} (1 - \varphi) + G_{ja}$$

oder

$$G_{ra} (1 - \varphi) = V_{ra} - G_{ja}$$

Setzt man diesen Wert in Gl. 160 ein, so erhält man

$$V_{ta} = \frac{r_{CO_2}}{r_{aCO_2}} (V_{ta} - G_{fa}) + \frac{r_{BCO_2} G_{fa}}{r_{aCO_2} \lambda L_{min} + v_B}$$

Somit wird

a) Ottomotoren

$$G_{fa} = V_{ta} \frac{1 - r_{aCO_2} / r_{CO_2}}{1 - \frac{r_{BCO_2}}{r_{CO_2}} \frac{v_B}{\lambda L_{min} + v_B}} \dots (160a);$$

b) Dieselmotoren

$$G_{fa} = V_{ta} \frac{1 - r_{aCO_2} / r_{CO_2}}{1 - \frac{r_{CO_2}}{r_{CO_2}} \frac{1}{\lambda L_{min} + 1}} \dots (160b);$$

a) und d) Otto- und Dieselmotoren mit flüssigen Kraftstoffen

$$G_{fa} = V_{ta} \left(1 - \frac{r_{aCO_2}}{r_{CO_2}}\right) \dots (160c).$$

4.23 Gebrauchsformeln für  $G_{fa}/G_x$

Otto- und Dieselmotoren für flüssige Kraftstoffe ( $v_B = 0$ ).

In gleicher Weise wie bei der Herleitung der Gebrauchsformeln für den Spülgrad erhält man aus den Gl. 157 und 55 bzw. aus den Gl. 163, 55, 57 und 62

$$\frac{G_{fa}}{G_x} = \frac{\lambda_a}{\lambda} - 1 = \frac{1 - \frac{1}{2} r_{aCO} - \frac{3}{2} r_{aH_2} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) r_{aC_2H_4}}{r_{aCO_2} + r_{aCO} + x r_{aC_2H_4}} + \sigma - 1$$

$$= \frac{1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) r_{C_2H_4}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_4}} + \sigma - 1$$

$$= \frac{1 - \frac{1}{2} r_{aCO} - \frac{3}{2} r_{aH_2} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) r_{aC_2H_4}}{r_{aCO_2} + r_{aCO} + x r_{aC_2H_4}} + \sigma - 1$$

$$= \frac{1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) r_{C_2H_4}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_4}} + \sigma - 1$$

Beachtet man Gl. 142, so wird daraus weiter

$$\frac{G_{fa}}{G_x} = \frac{r_{CO_2} / r_{aCO_2}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_4}} \frac{1 - \frac{1}{2} r_{CO} - \frac{3}{2} r_{H_2} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) r_{C_2H_4}}{r_{CO_2} + r_{CO} + x r_{C_2H_4}} + \sigma - 1$$

$$= \frac{r_{CO_2}}{r_{aCO_2}} \frac{1 + r_{aCO_2} \left\{ (\sigma - 1) \left(1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} + x \frac{r_{C_2H_4}}{r_{CO_2}}\right) - \frac{1}{2} \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} - \frac{3}{2} \frac{r_{H_2}}{r_{CO_2}} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) \frac{r_{C_2H_4}}{r_{CO_2}} \right\}}{1 + r_{CO_2} \left\{ (\sigma - 1) \left(1 + \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} + x \frac{r_{C_2H_4}}{r_{CO_2}}\right) - \frac{1}{2} \frac{r_{CO}}{r_{CO_2}} - \frac{3}{2} \frac{r_{H_2}}{r_{CO_2}} - \left(1 + \frac{y}{4}\right) \frac{r_{C_2H_4}}{r_{CO_2}} \right\}} - 1$$

[kmol/kmol oder kg/kg]

Bei vollständiger Verbrennung und bei Dieselmotoren wird somit

$$\frac{G_{fa}}{G_x} = \frac{r_{CO_2}}{r_{aCO_2}} \frac{\{1 - r_{aCO_2} (\sigma - 1)\}}{\{1 - r_{CO_2} (\sigma - 1)\}} - 1 \quad [\text{kmol/kmol oder kg/kg}] \dots (165).$$

Bei Vergasermotoren kann aber auch Gl. 157 unmittelbar verwendet werden; denn  $\lambda$  ist durch Messen der Spülluftmenge und der Kraftstoffmenge sehr genau ermittelbar, während  $\lambda_a$  durch

Analyse einer dem Auspuff entnommenen Gasprobe bestimmt werden kann. Bei geeigneter Wahl der Entnahmestelle und genügender Entnahmemenge kann  $\lambda_s$  im Gegensatz zur gasanalytischen Bestimmung von  $\lambda$  und  $\lambda_s$  zuverlässig bestimmt werden<sup>13)</sup>. Bei Vergasermaschinen ergibt sich bei der Möglichkeit, mit verhältnismäßig einfachen Versuchseinrichtungen Ausströme über die im Zylinder verbleibende Frischluftmenge  $G_f$  zu erhalten.

**Ottomotoren für gasförmige Kraftstoffe**

Bei gasförmigen Kraftstoffen, die meist selbst schon  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  und  $\text{H}_2$  enthalten, kann  $\lambda_s$  aus der Abgasanalyse nicht bestimmt werden. Daher muß  $G_{fa}/G_s$  aus der Gl. 102 unter Zuziehung der Gl. 55, 60, 62 ermittelt werden.

**4,24 Der Ladegrad**

Die Ausnutzung der angewendeten Spülmittelmenge ist gekennzeichnet durch das Verhältnis

$$\lambda_s = \frac{G_s}{G_p} = \frac{G_s}{G_s + G_{fa}} = \frac{1}{1 + (G_{fa}/G_s)} \quad (\text{kmol/kmol oder kg/kg}) \quad (155)$$

also bestimmt durch das Verhältnis  $G_{fa}/G_s$ .

Insbesondere ist nach Gl. 157

$$\lambda_s = \lambda/\lambda_n \quad (156)$$

Aus den schon angeführten Gründen kann dieser Wert bei Vergasermaschinen durch Ermittlung von  $\lambda$  und  $\lambda_n$  bestimmt werden. Außerdem ist bei solchen Maschinen auch die Benutzung der Gl. 164 möglich. Bei Dieselmotoren ist  $\lambda_s$  entsprechend den Gl. 75 und 165 nur berechenbar aus

$$\lambda_s = \frac{r_a \text{CO}_2 + r_{\text{CO}_2} (\sigma - 1)}{r_{\text{CO}_2} + r_a \text{CO}_2 (\sigma - 1)} \quad (167)$$

Bei Ottomotoren, die mit gasförmigen Kraftstoffen arbeiten, muß auf Gl. 163 zurückgegriffen werden.

Wurde  $V_{fa}$  gemessen und  $G_{fa}$  nach Gl. 100 a bis c bestimmt, so ermittelt man

$$\lambda_s = \frac{G_s}{G_p} = \frac{G_s - G_{fa}}{G_p} = 1 - \frac{G_{fa}}{G_p} = 1 - \frac{1}{v} \frac{G_{fa}}{G_{fa}} \quad (168)$$

**4,25 Der Liefergrad (Maßzahl für die Auffüllung des Zylinders mit frischer Ladung)**

Die Gl. 108 und 67 ergeben

$$\lambda_l = \frac{G_s}{G_{fa}} = \frac{1}{G_{fa}/G_s} = \frac{G_s}{G_{fa}(G_s + G_{fa})/G_s} = \frac{v}{1 + (G_{fa}/G_s)}$$

Dadurch ist auch die Bestimmung von  $\lambda_l$  auf die Bestimmung von  $G_{fa}/G_s$  zurückgeführt.

Bei Vergasermaschinen kann man  $\lambda_l$  unmittelbar aus  $\lambda$  und  $\lambda_n$  ermitteln entsprechend der Beziehung

$$\lambda_l = \frac{v}{1 + (G_{fa}/G_s)} = \frac{v \lambda}{\lambda_n} \quad (169)$$

Es kann aber auch auf Gl. 164 zurückgegriffen werden.

Bei Dieselmotoren ist  $\lambda_l$  entsprechend Gl. 165 nur berechenbar aus

$$\lambda_l = \frac{v}{1 + (G_{fa}/G_s)} = v \frac{r_a \text{CO}_2 + r_{\text{CO}_2} (\sigma - 1)}{r_{\text{CO}_2} + r_a \text{CO}_2 (\sigma - 1)} \quad (170)$$

Bei Ottomotoren, die mit gasförmigen Kraftstoffen arbeiten, muß Gl. 163 benutzt werden.

<sup>13)</sup> Unter der Voraussetzung, daß der in  $G_{fa}$  enthaltene Anteil flüssigen Kraftstoffes beim Durchgang durch Zylinder und Auspuff nicht zu gasförmigem  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  aufgewandelt wird, weil diese nicht aus der Zylinderverbrennung herrührenden Teile den Wert  $\lambda_s$  verfälschen würden.

Wurde  $V_{fa}$  gemessen, und  $G_{fa}$  nach Gl. 160 a bis c bestimmt, so wird

$$\lambda_l = \frac{G_s}{G_{fa}} = \frac{G_s - G_{fa}}{G_{fa}} = \psi - \frac{G_{fa}}{G_{fa}} \dots (171)$$

Daneben besteht bei Einspritzmotoren auch die Möglichkeit,  $\lambda_l$  aus  $\lambda$  und dem Kraftstoffverbrauch  $B_z = B/60_n$  zu bestimmen. Denn es ist

$$\lambda B_z L_{min} = G_s \text{ [kg oder kmol]} \dots (99), (90);$$

also wird (Gl. 108)

$$\lambda_l = \frac{G_s}{G_l V_h} = \frac{\lambda B_z L_{min}}{G_l V_h} \text{ [kmol/kmol oder kg/kg]} \dots (172)$$

$G_l$  und  $L_{min}$  sind entweder in kmol/m<sup>3</sup> und kmol/kg oder in kg/m<sup>3</sup> und kg/kg einzusetzen.

Weiterhin läßt sich  $\lambda_l$  aus dem Spülgrad  $\lambda$ , und dem Zustand der frischen Ladung im Zylinder und des Restgases im Zylinder errechnen. Denn da  $G_{exp}$  und  $G_l$  den Laderaum  $V_l = l V_h$  gerade ausfüllen, ist

$$G_{exp} \mathfrak{B}_n + G_r \mathfrak{B}_r = l V_h$$

Da weiter  $G_{exp} = G_s - G_{anfr}$ , wird bei Benutzung der Gl. 80 und 106

$$G_s = \frac{l \lambda_r V_h (1+f)}{\mathfrak{B}_r - \lambda_r (\mathfrak{B}_r - \mathfrak{B}_n)} \text{ [kmol]} \dots (173)$$

Damit wird

$$\lambda_l = \frac{G_s}{G_{fa}} = \frac{G_s}{V_h} \mathfrak{B}_n = \frac{l \lambda_r \mathfrak{B}_n (1+f)}{\mathfrak{B}_r - \lambda_r (\mathfrak{B}_r - \mathfrak{B}_n)} \dots (174)$$

Bei gewichtsmäßiger Darstellung von  $\lambda$ , hätte man in gleicher Weise erhalten

$$\lambda_l = \frac{l \lambda_r v_n (1+f)}{v_r - \lambda_r (v_r - v_n)} \dots (175)$$

Da  $\mathfrak{B}_n = 848 T_n/P_n$ ;  $\mathfrak{B}_a = 848 T_a/P_a$ , und  $\mathfrak{B}_r = 848 T_r/P_r$  (der Druck im Zylinder ist für  $G_{exp}$  und  $G_r$  gleich), läßt sich bei volumenmäßiger Darstellung von  $\lambda$ , der Ausdruck noch vereinfachen zu

$$\lambda_l = \frac{l \lambda_r T_a \frac{P_n}{P_a} (1+f)}{T_r - \lambda_r (T_r - T_n)} = \frac{P_n T_n}{P_a T_r} \frac{l \lambda_r (1+f)}{1 - \lambda_r \left(1 - \frac{T_n}{T_r}\right)} \dots (176)$$

**4,3 Die Bestimmung der die Einzeleinflüsse betreffenden Wertungsgrößen**

Der Wert  $f$  kann praktisch genau genug aus Gl. 81 ermittelt werden:

$$f = \frac{1}{\lambda} \left( \frac{P_v}{P_n} - 1 \right) \dots (81)$$

$P_n$  und  $P_v$  können dem Schwächtederdiagramm (Bild 5) entnommen werden; moderne Indierverfahren gestatten die Aufnahme derartiger Diagramme mit ausreichender Genauigkeit.

Sodann müssen  $\psi_{exp}$  und  $\lambda_{exp}$  oder  $\lambda_{exp}$  bestimmt werden. Hierzu stehen folgende Gleichungen zur Verfügung:

$$\psi_{exp} = \frac{1}{f} \psi' \frac{\mathfrak{B}_n}{\mathfrak{B}_a} - f \dots (82)$$

$$\lambda_{exp} = \frac{1}{f} \lambda_l \frac{\mathfrak{B}_n}{\mathfrak{B}_a} - f \dots (112a)$$

$$\lambda_{exp} = \frac{1}{f} \lambda_l \psi' \frac{\mathfrak{B}_n}{\mathfrak{B}_a} - f,$$

gegebenenfalls auch

$$\lambda_{exp} = \frac{\lambda_l (1 + \mathfrak{B}_n / \mathfrak{B}_r) - f}{1 - \lambda_l (1 - \mathfrak{B}_n / \mathfrak{B}_r)} \dots (115)$$

Damit wird dann

$$\lambda_{sp} = \lambda_p / \psi_{sp}$$

Die Wertungsgrößen der Einzeleinflüsse können also aus den Wertungsgrößen der Gesamtwirkung ermittelt werden, wenn der Zustand der Spülluft im Zylinder, der Anfangszustand (p<sub>0</sub> bzw. P<sub>0</sub> und T<sub>0</sub>), bekannt ist. P<sub>0</sub> ist aus dem Indikatorgramm entnehmbar. T<sub>0</sub> kann wohl kaum unmittelbar gemessen, aber doch mit ziemlicher Sicherheit geschätzt werden. In erster Annäherung ist T<sub>0</sub> gleich der Spüllufttemperatur im Aufnehmer T<sub>a</sub>, die meßbar ist. In zweiter Näherung wird man auch die Erwärmung der Spülluft im Zylinder berücksichtigen. Es dürfte ausrechenbar möglich sein, diesen Temperaturanstieg ziemlich zutreffend abzuschätzen.

Es ist also zweifellos möglich, die Wertungsgrößen der Einzeleinflüsse mit der für Entwurfszwecke nötigen Genauigkeit zu ermitteln, wenn nur die Größen der Gesamtwirkung genau gemessen bekannt sind (vgl. auch Tafel 3).

### 5 Schluß

Die Betrachtungen haben gezeigt, daß die durch die Hütte festgelegten und definierten Begriffe Luftaufwand  $\psi$ , Liefergrad  $\lambda_1$ , Ladegrad  $\lambda_2$ , und, mit geringerer Bedeutung, der Spülgrad  $\lambda_3$ , gekennzeichnet sind, die Gesamtwirkung des Ladungswechsels so zu kennzeichnen, daß damit der mittlere Ansaugdruck  $p_0$  berechnet werden kann, sofern das bei der Verbrennung zu erwartende Luftverhältnis  $\lambda$  bzw.  $\lambda_w$  bekannt ist.

Die Größen  $\psi$ ,  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$  sind echt dimensionslos. Für den Spülgrad ist es bei allen untersuchten Maschinenarten grundsätzlich gleichgültig, ob die gewichtsmäßige oder die volumemäßige Darstellung angewendet wird. Weder bei der Verwendung in den Gleichungen für  $p_0$  noch bei der versuchsmäßigen Bestimmung hat eine der Darstellungsweisen besondere Vorzüge oder Nachteile.

Die versuchsmäßige Bestimmung der Werte  $\lambda_1$  oder  $\lambda_2$  ist nicht bei allen Maschinenarten in gleich sicherer Weise möglich.

Am leichtesten kann z. B.  $\lambda_2$  bei Otto-Vergasermotoren aus der Gleichung

$$\lambda_2 = \lambda / \lambda_w \quad (100)$$

bestimmt werden<sup>14)</sup>. Denn hier ist  $\lambda$  durch Messung der anströmten Luft- und Kraftstoffmenge,  $\lambda_w$  durch Analyse einer dem Auspuff entnommenen Gasprobe bestimmbar. Grundsätzliche Vorzüge an Zweitaktmotoren werden daher zweckmäßigerweise an Vergasermaschinen ausgeführt.

Bei Dieselmotoren bilden die Analyseergebnisse einer dem Zylinder entnommenen Gasprobe eine unerlässliche Voraussetzung für die Bestimmung von  $\lambda_1$  oder  $\lambda_2$ . Hier tritt die Frage in den Vordergrund, ob die Zusammensetzung der Gasprobe mit der mittleren Zusammensetzung des Zylinderinhaltes übereinstimmt. Die Genauigkeit der ermittelten Werte  $\lambda_1$  oder  $\lambda_2$  hängt davon ab, ob diese Voraussetzung zutrifft oder nicht. Auch bei Otto-Gasmotoren ist diese Frage von gleicher Bedeutung.

Bei der Ermittlung des Spülgrades  $\lambda_3$  tritt diese Schwierigkeit zwar auch auf, doch wird der Zahlenwert von  $\lambda_3$  dadurch nicht in gleicher Weise beeinflusst, weil  $\lambda_3$  kein sehr kritisches Maß für den Erfolg des Ladungswechsels ist.

Wenn T<sub>0</sub> und T<sub>a</sub> zwar nicht unmittelbar gemessen, aber doch ziemlich zuverlässig geschätzt werden können, was häufig der Fall ist, so wird man unter Umständen  $\lambda_3$  besser über  $\lambda_2$  aus Gl. 174 bestimmen.

Die die Gesamtwirkung kennzeichnenden Größen (Tafel 3) lassen sich nun rechnerisch aus den Wertungsgrößen der Einzeleinflüsse, nämlich

- dem Zustand der Umgebung . . . . .  $\Phi_0 (r_0)$ ,
- dem Anfangszustand . . . . .  $\Phi_0 (r_0)$ ,
- der Aufladung . . . . .  $\lambda$ ,
- und dem Spülerfolg . . . . .  $\lambda_{sp} = F(\psi_{sp})$  oder  $\lambda_3 = F(\psi_{sp})$ ,

einfach zusammensetzen, so daß der Entwurf einer Maschine dadurch sehr erleichtert wird.

Umgekehrt lassen sich die die Gesamtwirkung kennzeichnenden Größen, die an der Maschine gemessen werden, in die den Einzeleinflüssen zugeordneten Wertungsgrößen mit einer Genauigkeit zerlegen, die zwar begrenzt ist, die aber ausreicht, um brauchbare Entwurfsunterlagen zu erhalten.

3

## 6 Schriftumsverzeichnis

- [1] Verbrennungsmotoren. Begriffe und Formelzeichen. Din E 1940.
- [2] Normungsvorschläge für Zweitakt-Wertungsgrößen. — In: Dtsch. Kraftf. Forsch. Zwischenbericht 103/1941.
- [3] RLM, Bauvorschriften für Flugmotoren (BVM) Heft 1, Begriffsbestimmungen für Flugmotoren, Juli 1934.
- [4] Ackermann, G.: Das Verbrennungsdiagramm bei Rußbildung — VDI-Forsch. Heft 304, Berlin: VDI-Verlag 1934.
- [5] Hold, P.: Untersuchungen von Spülsystemen an der säuendenden Zweitaktmaschine — MTZ Bd. 2 (1933) S. 347/54.
- [6] Lebedew, X., und X. Chovock: Untersuchung der Spülung von Zweitaktmotoren durch Gasanalyse — MTZ Bd. 4 (1942) S. 180/86.
- [7] Lindner, W.: Untersuchungen über den Spülvorgang an Zweitaktmaschinen — VDI-Forsch. Heft 303, S. 9, Berlin: VDI-Verlag 1933.
- [8] List, H.: Der Einfluß des Abgasgehaltes der Ladung auf den mittleren indizierten Kolbendruck der Dieselmachine — VDI-Sonderheft Dieselmachine V, S. 154, VDI-Verlag 1932.
- [9] List, H.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine — Wien: Springer-Verlag 1930.
- [10] Niedermayer, E.: Zusammenhang zwischen Ladungswechsel und Leistung. Dtsch. Kraftf. Forsch. Zwischenbericht 103/1941.
- [11] Reinsch, A., und U. Schmidt: Untersuchung der Spülung eines Zweitaktmotors mit Umkehrspülung — Kraftfahrtechn. Forschungsarb. H. 6, Berlin: VDI-Verlag 1934.
- [12] Zeman, J.: Zweitaktmaschinen mit asymmetrischen Steuerdiagrammen. ATZ Bd. 41 (1928) S. 436/34. ferner: Grundlagen für die Berechnung von Zweitaktmaschinen — MTZ Bd. 3 (1941) S. 284/91. Durchführung der Berechnung von Zweitaktmaschinen — MTZ Bd. 3 (1941) S. 219/23.
- [13] Hütte, 27. Aufl., Bd. I, Abschnitt Wärme.



Deutsche Kraffahrtforschung  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 82

## Untersuchungen an Saugrohren

2. Teil: Gemischbildung in Mehrzylinder-  
Ottomotoren mit Vergaserbetrieb

Dr.-Ing. Franz Mramor

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Wärmelehre an der  
Technischen Hochschule Graz (Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. Ust VDJ)

1944

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

507

Deutsche Kraffahrtforschung  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 82

---

## Untersuchungen an Saugrohren

2. Teil: Gemischbildung in Mehrzylinder-  
Ottomotoren mit Vergaserbetrieb

Dr.-Ing. Franz Mramor

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Wärmelehre an der  
Technischen Hochschule Graz (Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. Ust VDI)

1944

---

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

## Inhaltsverzeichnis

	Seite
A. Einleitung .....	1
B. Untersuchungen über die Gemischverteilung am 2,5 l- Opel-Motor .....	2
1. Versuche mit dem 2,5 l-Opel-Motor .....	2
2. Versuche mit dem 2 l-Opel-Motor .....	7
3. Vergleich der an beiden Motoren gewonnenen Ergebnisse .....	8
a) Gemischverteilung .....	8
b) Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen .....	9
C. Untersuchungen über die Ursachen der ungleich- mäßigen Gemischverteilung in den einzelnen Zylindern einer Mehrzylinder-Maschine .....	9
I. Untersuchungen am Vergaser .....	9
1. Versuche am 2,5 l-Opel-Motor .....	9
2. Versuche am 2 l-Opel-Motor .....	12
3. Zusammenfassung und Vergleich der an beiden Motoren festgestellten Ergebnisse .....	13
a) Einfluß der Achsenstellung der Drosselklappe .....	13
b) Einfluß der Hauptdüsenstellung .....	13
c) Einfluß der Stellung der Leerlaufdüse .....	13
d) Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen in den Abgasen .....	13
II. Untersuchungen am Saugrohr .....	13
1. Strömungsuntersuchungen .....	13
a) Untersuchungen am Versuchsstand für stationäre Strömung .....	14
b) Untersuchungen am Motorprüfstand .....	17
c) Die Strömung im Einlaß und im Zylinder .....	18
d) Zusammenfassung .....	19
2. Der Einfluß der Beheizung auf die flüssig mitgeführte Kraftstoffmenge .....	19
a) Untersuchungen am Prüfstand mit stationärer Strömung .....	21
b) Untersuchungen bei pulsierender Strömung (Motorversuch) .....	23
c) Untersuchung des abgeschiedenen Kraftstoffes .....	26
d) Das Verhalten des flüssig mitgeführten Kraftstoffes im Zylinder bei Motortemperaturen .....	26
e) Einfluß einer nahezu vollständigen Verdampfung des Kraftstoffes auf Gemischbildung und Kraftstoffverbrauch .....	27
f) Zusammenfassung .....	29
Schriftumsverzeichnis .....	29

## A. Einleitung

Bei den bisherigen Untersuchungen über die Gemischbildung in Mehrzylinder-Ottomotoren mit Vergaserbetrieb [1]<sup>1)</sup> wurden übereinstimmend Unterschiede in den Ladungsmengen und Zusammensetzungen der einzelnen Zylinder bei allen Drehzahlen und Belastungen festgestellt. Die durch Abgasanalysen ermittelten Unterschiede in der Luftüberschußzahl zwischen kraftstoffreichstem ( $\lambda_1$ ) und ärmstem ( $\lambda_2$ ) Zylinder betragen bei einzelnen Motoren bis zu 0,20 und darüber, wobei die kraftstoffreichen Füllungen mehr schwerflüchtige Anteile, die das Klopfen begünstigen, enthalten [2].

Nutzdruck ( $p_e$ ), Wirtschaftlichkeit ( $\eta_e$ ) und Klopfneigung stehen bei Einzylindermotoren in bestimmter Abhängigkeit von der Luftüberschußzahl  $\lambda$ . Bei Mehrzylindermaschinen ist es infolge ungleichmäßiger Gemischverteilung im allgemeinen nur möglich, einen oder bestenfalls einige Zylinder

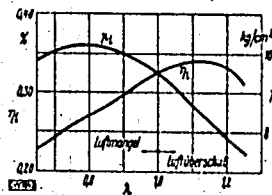


Bild 1. Abhängigkeit des indizierten Druckes  $p_i$  und indizierten Wirkungsgrades  $\eta_i$  vom Mischungsverhältnis  $\lambda$  bei festgelegtem Zündzeitpunkt (nach Ricardo [3]).

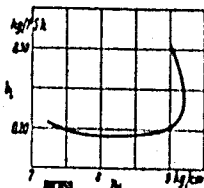


Bild 2. Kraftstoffverbrauchscharakteristik einer Einzylindermaschine (nach Ricardo [3]). Spezifischer Kraftstoffverbrauch  $b_1$  in Abhängigkeit vom indizierten Druck  $p_e$ .

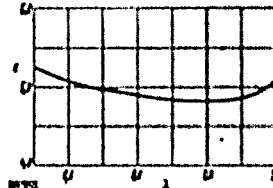


Bild 3. Abhängigkeit des dem Pegel des Klopfens entsprechenden Verdichtungsverhältnisses  $r$  vom Mischungsverhältnis  $\lambda$  (nach Ricardo [3]).

auf die den günstigsten Werten von  $p_e$  oder  $\eta_e$  entsprechenden Luftüberschußzahlen einzustellen, während die übrigen Zylinder mit ungünstigeren Mischungsverhältnissen arbeiten. Daher sind bei Mehrzylindermaschinen die Höchstwerte des  $p_e$  und  $\eta_e$  oder — bezogen auf die Arbeitsvorgänge in der Maschine bei vorgegebenem mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_m$  — die Höchstwerte des indizierten Druckes  $p_i$  und indizierten Wirkungsgrades  $\eta_i$  niedriger als die entsprechenden Werte bei Einzylindermaschinen.

Die grundsätzliche Abhängigkeit [3] des  $p_i$  und  $\eta_i$  von  $\lambda$  beim Einzylindermotor zeigt Bild 1. Der Höchstwert des  $p_i$  liegt im Gebiet des Luftmangels annähernd bei  $\lambda = 0,80$ . Von  $\lambda = 0,80$  bis  $\approx 0,95$  fällt  $p_i$  nur wenig ab. Eine genaue Einstellung des Mischungsverhältnisses innerhalb des Luftmangelgebietes zur Erzielung eines hohen  $p_i$  demnach nicht erforderlich. Im Luftüberschußgebiet fällt  $p_i$  mit zunehmender Verarmung des Gemisches rasch ab. Der Bestwert des inneren Wirkungsgrades  $\eta_i$  liegt nach Bild 1 im Luftüberschußgebiet bei ungefähr  $\lambda = 1,15$ . Die Grenze für brauchbare Verbrennungsgeschwindigkeit liegt bei  $\lambda = 1,2$ . Der nutzbare Bereich des Mischungsverhältnisses zur Erzielung großer Wirtschaftlichkeit (geringem spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_1$ , siehe Bild 2) ist demnach verhältnismäßig klein.

Das Mischungsverhältnis  $\lambda$  beeinflusst die Klopfneigung wesentlich indem es nach Bild 3 die Verdichtung durch das Auftreten klopfender Verbrennung begrenzt. In der Nähe des stoichiometrischen Mischungsverhältnisses ist die Klopfneigung am größten und wird mit zunehmendem Luft- bzw. Kraftstoffüberschuß schwächer. Der Klopfbereich wird im Luft- und Kraftstoffüberschußgebiet mit zunehmender Oktanzahl enger.

Um den Einfluß einer ungleichmäßigen Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors auf  $p_i$ ,  $\eta_i$  und Klopfneigung des Motors abzuschätzen, werden folgende Annahmen

<sup>1)</sup> Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schrifttumsverzeichnis am Ende der Arbeit.

getroffen: In einer Maschine mit sehr großer Zylinderzahl verteile sich das  $\lambda$  der einzelnen Zylinder gleichmäßig innerhalb verschiedener angenommener Streubreite  $\Delta\lambda$ . Die Bilder 4 und 5 zeigen die Abweichungen der  $p_r$  bzw.  $\eta_r$ -Kurven von den Werten der Einzylindermaschine für  $\Delta\lambda = 0,1$ ,  $0,2$  und  $0,4$ . Mit zunehmender Streubreite von  $\lambda$  sinkt der nutzbare Bereich des Mischungsverhältnisses und um so niedriger verlaufen die  $p_r$  bzw.  $\eta_r$ -Kurven gegenüber denen der Einzylindermaschine. Ist daher z. B. bei einer neuzeitlichen Mehrzylindermaschine, wie aus Bild 5 hervorgeht, der Streubereich  $\Delta\lambda = 0,2$ , so ist es nicht mehr möglich, mit der wirtschaftlich günstigsten Luftüberschusszahl  $\lambda = 1,15$  in allen Zylindern zu fahren, sondern der Wert von  $\lambda = 1,10$  im Mittel ist der beste erreichbare. Auf den Kraftstoffverbrauch bezogen, bedeutet dies einen erheblichen Verlust.

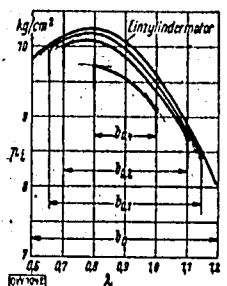


Bild 4.

Bild 4 und 5.  $p_r$ - und  $\eta_r$ -Kurven für verschiedene Streubreiten. Der Bereich  $b_0$  bzw.  $a_0$  ist der mittlere nutzbare Bereich von  $\lambda$  beim Einzylindermotor; die Bereiche

$b_{0,1}; b_{0,2}; b_{0,4}$

bzw.

$a_{0,1}; a_{0,2}; a_{0,4}$

entsprechen dem nutzbaren Bereich des Mehrzylindermotors mit

$\Delta\lambda = 0,1; 0,2; 0,4$ .

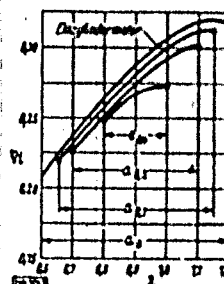


Bild 5.

Die ungleichmäßige Gemischverteilung erklärt das meist zuerst in einem Zylinder einer Mehrzylindermaschine auftretende Klopfen. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß durch die verschiedenen Gehalte an Fraktionsanteilen die Oktanzahlen der einzelnen Kraftstoffladungen in den Zylindern verschieden sind und auch bei gleichem Mischungsverhältnis  $\lambda$  infolge Änderung des Klopfbereiches verschiedene Klopfneigung besteht.

Die ungleichmäßige Gemischverteilung in einer Mehrzylindermaschine wirkt auf  $p_r$ ,  $\eta_r$  und die Klopfneigung ungünstig ein. Betroffen werden davon vor allem Leistung und Wirtschaftlichkeit.

Es ist daher aus vorstehenden Gründen besonders wichtig, die Ursachen der ungleichmäßigen Gemischverteilung in Mehrzylindermotoren festzustellen und Wege zu ihrer Beseitigung zu finden.

Dabei werden zunächst die tatsächlichen Verhältnisse an zwei Versuchsmotoren verschiedener Bauart festgestellt und sodann die Vergaser, die Saugrohre und die Zylinderköpfe mit Zuführungskanälen gesondert untersucht.

## B. Untersuchungen über die Gemischverteilung am 2,5 l- und 2 l-Opel-Motor

### 1. Versuche mit dem 2,5 l-Opel-Motor

Der Sechszylinder-Viertakt-2,5 l-Opel-Motor mit einer Höchstleistung von 55 PS bei 3100 U/min hat hängende Ventile und durch Thermostatenklappe regelbare Saugrohrbeheizung. Die Anschlüsse der Einlaßkanäle des 2. und 3. bzw. des 4. und 5. Zylinders am Zylinderkopf sind zusammengefaßt; das Saugrohr ist daher viersträngig ausgebildet. Das Gemisch wird in einem Opel-Fallstromvergaser gebildet (siehe Bild 5). Den Verlauf des Drehmomentes und der Leistung zeigt in Abhängigkeit von der Drehzahl Bild 6.

Die Luftüberschusszahlen der einzelnen Zylinderladungen wurden aus der Abgasanalyse ermittelt. Die Auspuffgase wurden unmittelbar hinter den Auspuffventilsitzen abgenommen und durch Röhren, die mit dem Auspuffrohr an der Durchdringungsstelle verschweißt waren, in Pipetten aufgefangen. Um eine etwaige Abgasvermischung zweier benachbarter Zylinder hinter den Ventilsitzen feststellen zu können, wurde während des Betriebes von einem Zylinder mehrmals die Zündung abgestellt und anschließend Abgas entnommen. Die Analyse ergab in diesen Fällen bei den fünf Zylindern mit eingeschalteter Zündung gleiche Abgaszusammensetzung bzw. Luftüberschusszahl wie vorher beim entsprechenden Versuch mit Zündung in allen Zylindern. Das Abgas des nicht zu-

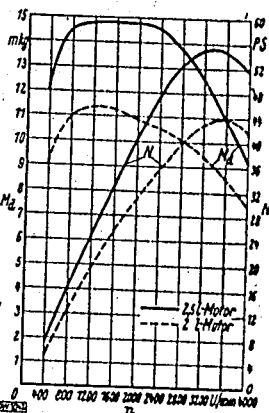


Bild 6. Drehmoment  $M_d$  und Bremsleistung  $N$  des 2,5 l- und 2 l-Opel Motors in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$ .

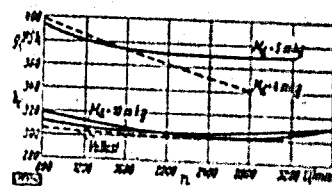


Bild 7. Kraftstoffverbrauch  $b_p$  in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  für verschiedene Belastungen  $M_d$ . — 2,5 l-Motor — 2 l-Motor.

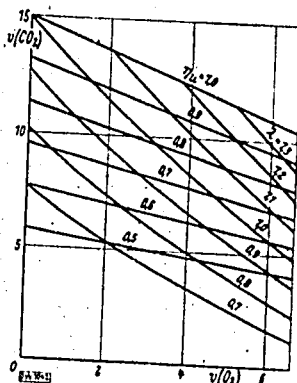


Bild 8. „Verbrennungs-dreieck“ für handelsübliches Benzin (84,18% C, 14,14% H) nach H. List.  $\lambda$  Luftüberschusszahl,  $\eta_u$  Umsetzungsgrad (Verhältnis der bei der Verbrennung tatsächlich entwickelten Wärme zum unteren Heizwert des Kraftstoffes).

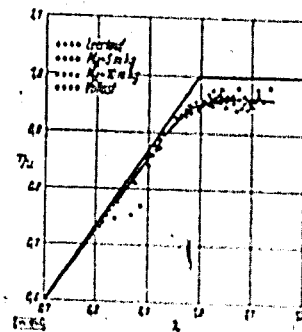


Bild 9. Abhängigkeit des Umsetzungsgrades  $\eta_u$  von der Luftüberschusszahl  $\lambda$ .

henden Zylinders bestand aus unverbranntem Gemisch mit kleinem  $CO_2$ -Gehalt. Auf die beschriebene Weise wurden die Abgas-Entnahmevorrichtungen sämtlicher Zylinder überprüft.

Der verwendete Kraftstoff war Handelsbenzin von der Zusammensetzung 84,15% C, 14,40% H und einer Dichte  $\gamma = 0,739$  kg/l. Den Siedeverlauf des Kraftstoffes zeigt Bild 55, Kurve a (Seite 25).

Vor Beginn der Abgasentnahme, nach Erreichen des Temperaturgleichgewichtes, wurden für die herausgegriffenen Belastungsfälle ( $M_d = 5$  mkg, 10 mkg und Vollast) bei abgestuften Drehzahlen Kraftstoffverbrauchsmessungen bei Verwendung einer automatischen Kraftstoffwaage [4] durchgeführt und in Bild 7 der Kraftstoffverbrauch  $b_p$  in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  eingetragen.

Bei Leerlauf und den angegebenen Belastungen wurden nun über dem ganzen Drehzahlbereich die Mischungsverhältnisse in den einzelnen Zylindern bestimmt. Der Gehalt der Abgase an Kohlendioxyd, Sauerstoff und schweren Kohlenwasserstoffen wurde der Reihenfolge nach mit den Absorptionsmitteln Kallauge, Phosphor und rauchender Schwefelsäure in Volumenanteilen ermittelt und die jeweils zugehörige Luftüberschusszahl  $\lambda$  sowie der Umsetzungsgrad  $\eta_u$  aus dem in Bild 8 dargestellten Verbrennungs-dreieck für Handelsbenzin gleicher Zusammensetzung abgelesen. Der Umsetzungsgrad  $\eta_u$  ist das Verhältnis der bei der Verbrennung tatsächlich entwickelten Wärme zum unteren Heizwert des Kraftstoffes. Bild 9 zeigt  $\eta_u$  in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl  $\lambda$  für Leerlauf und die drei angeführten Belastungen. Dabei ist die vollausgezogene Gerade der Ort

4  
4

542

der Umsetzungsgrade für die vollkommene Maschine [5]. Zur Überprüfung wurde  $\lambda$  fallweise nach List [5] rechnerisch ermittelt, wobei sich stets gute Übereinstimmung ergab.

Wie zu erwarten war, enthielten die einzelnen Zylinder des Versuchsmotors Gemische verschiedener Zusammensetzung. Aus den Diagrammen des Bildes 10 a bis c ergibt sich für den 2,5 l-Opel-Motor der Verlauf der Luftüberschubzahlen  $\lambda$  in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  bei konstant

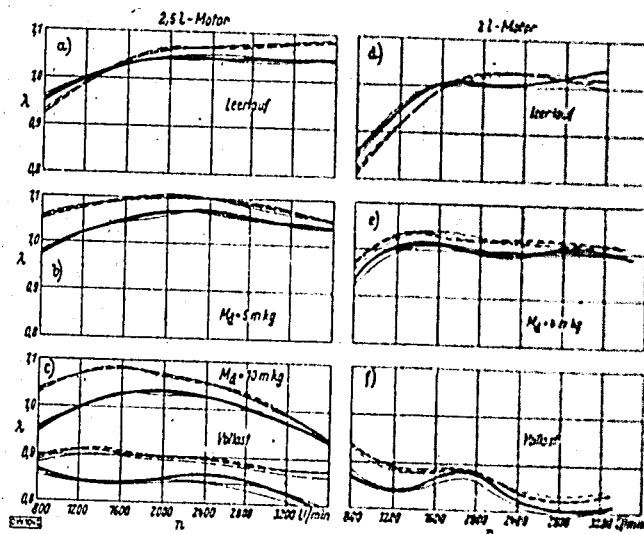


Bild 10 a bis f. Einfluß der Drehzahl  $n$  auf das Mischungsverhältnis  $\lambda$  für verschiedene Belastungen beim 2,5 l- und 2 l-Motor. — vordere Zylindergruppe (1, 2, 3) — rückwärtige Zylindergruppe (4, 5, 6). Die dünnen Linien bezeichnen die den einzelnen Zylindern zugeordneten Kurven.

gehaltenen Drehmomenten  $M_d$ . Die Versuche wurden bei Leerlauf, Vollast und zwei Zwischenbelastungen ( $M_d = 5$  mkg und  $10$  mkg) für einen Drehzahlbereich von  $800$  bis  $3600$  U/min durchgeführt. In Abständen von  $400$  U/min wurde bei jeder Belastung durch die Entnahmeverrichtung aus allen sechs Zylindern gleichzeitig Abgas entnommen und die Luftüberschubzahl bestimmt. Bei allen Drehzahlen und Belastungen ergab sich dabei nahezu dasselbe Gemischverteilungsgesetz für die einzelnen Zylinder.

Die Füllungen der vorderen drei Zylinder einerseits und die der rückwärtigen Zylinder andererseits hatten untereinander stets nahezu gleiches Mischungsverhältnis, so daß im Laufe der weiteren Untersuchungen für die drei Zylinderladungen einer Gruppe die mittlere Luftüberschubzahl  $\lambda$ ,  $\lambda_i$  gesetzt werden konnte. Innerhalb einer Zylindergruppe waren die Unterschiede von  $\lambda$  durchwegs gering und stiegen im allgemeinen mit wachsender Belastung. Die größte festgestellte Streuung  $\Delta\lambda$  betrug  $0,015$ . Im untersuchten Drehzahlbereich wechselte der jeweils gemischärmste Zylinder einer Gruppe häufig, die Unterschiede im Mischungsverhältnis blieben jedoch ungefähr gleich.

Dagegen sind die Unterschiede der Luftüberschubzahlen zwischen den beiden Zylindergruppen 1 bis 3 und 4 bis 6 zum Teil erheblich. Im Bereich von  $800$  bis  $2000$  U/min wurden bei allen Belastungen, mit Ausnahme von Leerlauf, größte Streubreiten  $\Delta\lambda$  bis  $0,08$  festgestellt. Der Leerlauf (Bild 10 a) zeigte umgekehrtes Verhalten. Bei diesem traten im Drehzahlbereich von  $2400$  und  $3600$  U/min die größten Unterschiede auf, sie waren jedoch erheblich kleiner als bei Teil- und Vollast. Die größte Streuung  $\Delta\lambda$  bei  $n = 3600$  U/min betrug nur  $0,04$ . Dieses gegenläufige Verhalten bei Leerlauf beruht auf den geänderten Verhältnissen bei der Gemischbildung im Vergaser und wird auf Seite 12 gesondert untersucht.

Die Diagramme des Bildes 10 a bis c zeigen ferner, daß die Luftüberschubzahlen der vorderen Zylindergruppe bei allen Drehzahlen und Belastungen mit Ausnahme von Leerlauf im unteren Drehzahlbereich höher liegen als die Werte der rückwärtigen Zylindergruppe. Der Unterschied schwankt

dabei mit der Drehzahl und der Belastung. Innerhalb eines konstanten Drehmomentes, z. B. 5 mkg (Bild 10 b), treten im ganzen Drehzahlbereich verhältnismäßig geringe Schwankungen von  $\lambda$  auf. Die größten Unterschiede ergaben sich im unteren Drehzahlbereich bei 10 mkg.

Als Maßstab für die Gemischverteilungsgüte wurde der Ungleichförmigkeitsgrad der Gemischverteilung  $\delta_f = \lambda_{\max} - \lambda_{\min} / \lambda_{\text{mittel}}$  eingeführt, wobei  $\lambda_{\max}$  und  $\lambda_{\min}$  die Luftüberschußzahlen des

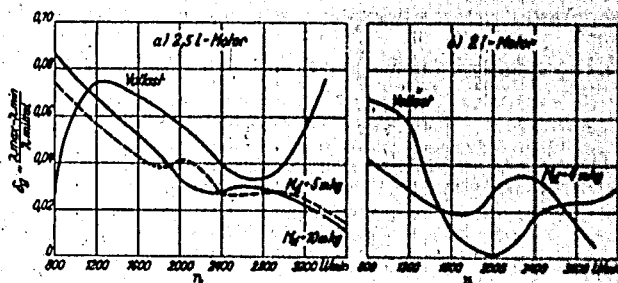


Bild 11 a und b. Einfluß der Drehzahl  $n$  und der Belastung  $M_d$  auf den Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_f$  beim 2,5 l- und 2 l-Motor.

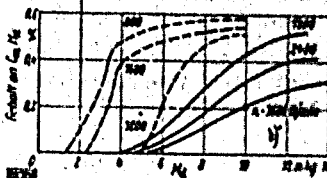
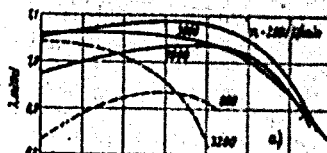


Bild 12 a und b. Mittlere Luftüberschußzahl  $\lambda_{\text{mittel}}$  (Bild a) und mittlerer Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen  $C_m H_n$  (Bild b) in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  für verschiedene Drehmomente  $M_d$  für verschiedene Drehzahlen  $n$ . — 2,5 l-Motor, - - - 2 l-Motor.

kraftstoffärmsten bzw. kraftstoffreichsten Zylinders vorstellen. Dieser Ungleichförmigkeitsgrad gestattet, über den ganzen Drehzahl- und Belastungsbereich aufgetragen, eine gute Übersicht über das Verhalten des Motors bei jeder Belastungsstufe (Bild 11 a). Auffallend ist in Bild 11 a, daß bei den Teillasten 5 mkg und 10 mkg bei abnehmender Drehzahl die Verteilungsgüte steigt, während bei Vollast die Abhängigkeit wechselt. Der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_f = 0$ , d. h. Gemischgleichheit in allen Zylindern, wird bei kleiner Drehzahl erreicht. Die Gemischverteilung wird bei allen niedrigeren und hohen Drehzahlen mit wachsendem Drehmoment schlechter,  $\delta_f$  steigt; im unteren Drehzahlbereich zeigt  $\delta_f$  umgekehrtes Verhalten.

Bild 12 a zeigt den Verlauf der mittleren Überschußzahlen in Abhängigkeit von der Belastung und veranschaulicht die Einstellung des Vergasers. Bei ungefähr 7 mkg liegen für alle Drehzahlen die größten Werte von  $\lambda_{\text{mittel}}$ .

In den Abgasen wurden mit den Belastungen aufsteigende, mit zunehmender Drehzahl fallende Mengen von schweren Kohlenwasserstoffen durch Analyse festgestellt. Für die Drehzahlen  $n = 1200$ , 2400 und 3600 U/min zeigt Bild 12 b den mittleren Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen ( $C_m H_n$ ) mit zunehmender Belastung auf. Die abgelesenen Mengen sind beträchtlich und betragen bis zu 0,5 %. Dabei stellen die eingetragen Zahlen Durchschnittswerte aus den Abgasen der sechs Zylinder dar. Die Verteilung der  $C_m H_n$ -Werte auf die einzelnen Zylinder war nicht gleichmäßig, sondern verhielt sich ähnlich wie die Verteilung der Mischungsverhältnisse.

Der Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen war in den Abgasen der vorderen Zylindergruppe stets niedriger als in denen der rückwärtigen Zylinderblöcke, wohl weil im letzteren, wie aus Bild 10 a bis c ersichtlich, kraftstoffreichere Gemische verbrannten. Bei geringen Belastungen traten sogar im Abgas der rückwärtigen Zylindergruppe Spuren von schweren Kohlenwasserstoffen auf, während die vorderen drei Zylinder noch frei von schweren Kohlenwasserstoffen waren. Es trat bei manchen



Belastungen auch der Fall ein, daß einzelne Zylinder frei von schweren Kohlenwasserstoffen waren, während die übrigen schwere Kohlenwasserstoffe im Abgas enthielten.

Der Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen bedeutet einen Wärmeverlust, der im folgenden in Prozenten der gesamten durch 1 kg Kraftstoff erzeugten Wärme berechnet werden soll. Nimmt man an, daß die im Abgas enthaltenen schweren Kohlenwasserstoffe schwerflüchtige Kraftstoffdämpfe sind, was nach den später angeführten Beobachtungen wahrscheinlich ist, so kann man für den unteren Heizwert  $H_u$  und das Molekulargewicht  $M$  die für Benzin geltenden Durchschnittswerte benutzen:

Das von 1 kg Kraftstoff bei der Verbrennung erzeugte trockene Abgasvolumen ist

$$V_d = \frac{L \cdot 0,79}{V(N_2)} \text{ (nm}^3 \text{ je kg Kraftstoff)},$$

Ist  $\sigma$  der in Prozenten ausgedrückte Volumenanteil der schweren Kohlenwasserstoffe im Abgas, so ist das je kg Benzin erzeugte Volumen der schweren Kohlenwasserstoffe

$$V_{C_{mH_n}} = \frac{V_d \sigma}{100} \text{ (nm}^3 \text{ je kg Kraftstoff)}$$

und das Gewicht

$$G_{C_{mH_n}} = V_{C_{mH_n}} \gamma \text{ (kg je kg Kraftstoff)},$$

Die Dichte  $\gamma$  des Dampfes der schweren Kohlenwasserstoffe ergibt sich aus der Gasgleichung  $p v = R_x T$

$$v = \frac{R_x T}{p} = \frac{1}{\gamma} \quad \text{und} \quad R_x = \frac{848}{M},$$

wobei  $M$  nach der oben getroffenen Annahme ungefähr 90 ist. Aus der Gasgleichung ist demnach

$$\gamma = \frac{p M}{848 T} \quad \text{und} \quad G_{C_{mH_n}} = \frac{L \cdot 0,79 \sigma p M}{100 V(N_2) \cdot 848 T} \text{ (kg } C_m H_n \text{ je kg Kraftstoff)},$$

Drückt man schließlich den Luftbedarf  $L$  durch die Luftüberschusszahl  $\lambda$  und die stöchiometrische Luftmenge  $L_0$  aus, so erhält man

$$G_{C_{mH_n}} = \frac{\lambda L_0 \cdot 0,79 \sigma p \cdot M}{100 V(N_2) \cdot 848 T} \text{ (kg } C_m H_n \text{ je kg Kraftstoff)}$$

und den Wärmewert der im Abgas je kg Kraftstoff verlorenen Wärme oder in Prozenten der von 1 kg Kraftstoff erzeugten Wärme

$$q = \frac{G_{C_{mH_n}} H_u' \cdot 100}{H_u} \text{ (\%)},$$

und da nach den oben getroffenen Annahmen  $H_u' \approx H_u$  ist und  $V(N_2)$  sich durch Abzug der aus der Analyse ermittelten Volumenprozent  $CO_2$ ,  $O_2$  und  $CO$  von 100 % im Durchschnitt zu 0,77 ergibt, wird der Wärmeverlust

$$q = G_{C_{mH_n}} \cdot 100 = \frac{L_0 \cdot 0,79 \sigma p M \lambda}{100 \cdot 0,77 \cdot 848 T} \text{ (\%)},$$

Für  $L_0$  ist dabei der für Außendruck und Außentemperatur entsprechende Wert einzusetzen:

$$L_0 = 11,4 \text{ nm}^3 \text{ je kg Kraftstoff} \approx 12,5 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{für } t_a = 20^\circ \text{C} \quad \text{und } b_a = 732 \text{ mm QS}.$$

Rechnet man nach dieser Formel  $q$  für einen Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen von  $\sigma = 0,1$  % im Abgas, so erhält man für eine eingesetzte Grenze von  $\lambda = 0,8$  bis 1,05 einen Wärmeverlust von 3,7 bis 4,0 %. Da bei manchen Belastungen im unteren Drehzahlbereich Durchschnittswerte von  $\sigma = 0,4$  bis 0,5 % ermittelt wurden, beträgt der Verlust in diesem Falle 18 bis 22 %, was sehr beträchtlich ist.

Die Größenordnung dieses berechneten Verlustes geht auch aus einer ungefähren Skizze hervor: 1 kg Kraftstoff gibt bei Zuordnung einer Dampfdichte  $\gamma = 3,6 \text{ kg/m}^3$  0,28 m<sup>3</sup> Kraftstoffdampf. Bei fremdgetriebenem Motor würde also dieselbe Menge im Abgas vorhanden sein. Die beim Motorbetrieb festgestellte Menge  $C_m H_n$  bewegt sich tatsächlich im Mittel bei 0,5 % bei manchen Be-

lastungen und Drehzahlen: 0,28 m<sup>3</sup> Kraftstoffdampf betragen bei rd. 10 m<sup>3</sup> Abgas je kg Kraftstoff ungefähr 2,8 %. Dem festgestellten C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>-Gehalt von 0,5 % entsprechen 0,03 m<sup>3</sup> Kraftstoffdampf, das sind ungefähr 18 % der gesamten Kraftstoffmenge.

Der Versuch, durch Unterkühlen des Abgases die darin enthaltenen schweren Kohlenwasserstoffe zur Bestimmung ihrer Zusammensetzung auszufüllen, gelang zunächst nicht; ebensowenig konnten beim Durchleiten des Auspuffgases durch Aktivkohle und beim anschließenden Ausfällen mit überhitztem Wasserdampf im Auffangkühler meßbare Mengen von flüssigen schweren Kohlenwasserstoffen festgestellt werden.

Das Auftreten von schweren Kohlenwasserstoffen läßt den Schluß zu, daß schwerflüchtige Kraftstoffanteile in den Zylinder gelangen und beim Durchtritt durch das Einlaßventil je nach ihrer Eintrittszeit (bezogen auf die Ventilerhebung) gegen die Zylinderwand geschleudert werden. Es ist nun möglich, daß unter Umständen Teile davon unverbrannt ausgeschoben werden. Demnach ist anzunehmen, daß der im Abgas vorgefundene schwere Kohlenwasserstoff hochsiedendes Benzin ist. Für diese Anschauung spricht die Feststellung, daß bei stark verschiedenen Temperaturverhältnissen im Saugrohr ein und derselbe Zylinder bei gleichen Belastungsverhältnissen (gleiches Drehmoment und gleiche Drehzahl) verschiedene große Mengen schwerer Kohlenwasserstoffe im Abgas enthält. Die Ursache dürfte in der Veränderung des flüssig mitgeführten Kraftstoffanteils liegen.

**Zusammenfassung.** Für die weiteren Untersuchungen liegen nun folgende Ergebnisse vor:

a) Der Fallstromvergaser versorgt den vorderen und rückwärtigen Zylinderblock mit Kraftstoffgemischen verschiedener Zusammensetzung. Die Streubreite von  $\lambda$  ist beträchtlich und erreicht Werte bis zu  $\Delta\lambda = 0,08$ .

b) Innerhalb der beiden Zylindergruppen erhalten die einzelnen Zylinder im ganzen Drehzahl- und Belastungsbereich Gemische annähernd gleicher Zusammensetzung. Die auftretenden Unterschiede sind gering und betragen höchstens  $\Delta\lambda = 0,015$ .

c) Besonders bei niedrigen Drehzahlen und großen Drehmomenten treten in den Abgasen der einzelnen Zylinder beträchtliche Mengen schwerer Kohlenwasserstoffe auf. Die Verteilung auf die einzelnen Zylinder folgt — abgesehen von einzelnen Werten, die streuen — im allgemeinen dem Verteilungsgesetz des Gemisches. Der durch den Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen verursachte Wärmeverlust wurde in Prozenten der gesamten von 1 kg Kraftstoff erzeugten Wärme berechnet, wobei angenommen wird, daß die schweren Kohlenwasserstoffe schwerflüchtige Benzindämpfe sind, die unverbrannt ausgeschoben wurden. Die Rechnung ergab für 0,1 % schwere Kohlenwasserstoffe im Abgas einen Wärmeverlust von 3,7 bis 4,9 %.

## 2. Versuche mit dem 2 l-Opel-Motor

Der mit stehenden Ventilen ausgestattete Sechszylinder-Motor hat eine Höchstleistung von 44 PS bei 3500 U/min (Bild 6). Das wie beim 2,5 l-Motor viersträngig ausgebildete Saugrohr ist unbeheizt und kürzer als bei diesem.

In Bild 7 ist der Kraftstoffverbrauch  $b_z$  für Vollast und für ein Drehmoment  $M_d = 4$  mkg in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  dargestellt.

Für die Abgasentnahme wurden dieselben Vorrichtungen benutzt wie beim 2,5 l-Opel-Motor.

Für die angegebenen Belastungen Leerlauf,  $M_d = 4$  mkg und Vollast wurden nun über den ganzen Drehzahlbereich, von 400 zu 3400 U/min, die Luftüberschuszahlen  $\lambda$  der einzelnen Zylinderladungen ebenfalls durch Abgasanalyse und mit Hilfe des Verbrennungskalrelekes nach Bild 8 bestimmt und in Bild 10 d bis f in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  aufgetragen.

Die vordere Zylindergruppe zeigt bei Teil- und Vollast, sowie im höheren Drehzahlbereich auch bei Leerlauf, höhere Werte der Luftüberschuszahlen als die rückwärtigen Zylinderladungen. Der Unterschied beträgt im Mittel  $\Delta\lambda = 0,045$  und erreicht bei Vollast und einer Drehzahl  $n = 600$  U/min einen Höchstwert  $\Delta\lambda_{\max} = 0,07$ .

Innerhalb einer Zylindergruppe waren die Luftüberschuszahlen der einzelnen Zylinderladungen nahezu gleich. Der größte auftretende Streubereich  $\Delta\lambda$  übersteigt nicht 0,015 und war bei Vollast am größten.

Der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_g = \lambda_{\max} - \lambda_{\min} / \lambda_{\text{mittel}}$  stieg, wie aus Bild 11 b hervorgeht, mit zunehmendem Drehmoment und abnehmender Drehzahl. Gemischgleichheit in allen Zylindern, das heißt  $\delta_g = 0$ , wurde bei keinem Belastungsfall erreicht.

Für zwei Drehzahlen wurde in Bild 12 a die mittlere Luftüberschuszahl  $\lambda_{\text{mittel}}$  über die Belastung aufgetragen.

Schwere Kohlenwasserstoffe wurden bei der Abgasanalyse mit Ausnahme von Leerlauf im ganzen Drehzahl- und Belastungsbereich festgestellt. Wie Bild 12 b zeigt, sinkt der mittlere Gehalt

an  $C_mH_n$  mit zunehmender Drehzahl und abnehmender Belastung. Bei Vollast und niedriger Drehzahl wurde bis zu 0,6 %  $C_mH_n$  festgestellt. In den Abgasen der rückwärtigen Zylindergruppe wurde stets mehr schwerer Kohlenwasserstoff vorgefunden, als im Abgas der vorderen Gruppe.

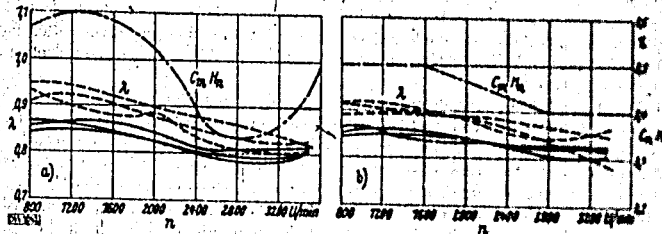


Bild 13 a und b. Einfluß der Drehzahl  $n$  auf das Mischungsverhältnis  $\lambda$  und auf den Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen  $C_mH_n$  bei Verwendung des Solox-Fallstromvergaser (Bild a) und des Solox-Horizontalvergaser (Bild b) für Vollast. — — — vordere Zylindergruppe (1, 2, 3) — — — rückwärtige Zylindergruppe (4, 5, 6).

Schließlich wurden noch Versuche mit anderen Vergasertypen durchgeführt. Die Bilder 13 a und 13 b zeigen für Vollast die Luftüberschüßzahlen und die Gehalte an schweren Kohlenwasserstoffen der einzelnen Zylinderladungen in Abhängigkeit von der Drehzahl für den Solox-Fallstromvergaser (Type F) und für den Solox-Horizontal-Vergaser (Type BFR). Ein Vergleich mit den Bildern 10 e, 10 f zeigt, daß die Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder im wesentlichen dieselben geblieben sind. Bemerkenswert ist die etwas bessere Verteilung und der geringere Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen beim Aufstromvergaser (Bild 13 b). Die Ursache dürfte in der Verminderung des in flüssiger Form mitgeführten Kraftstoffanteiles liegen und wird später eingehend untersucht.

**Zusammenfassung.** Die beiden Zylindergruppen 1 bis 3 und 4 bis 6 erhalten vom Vergaser Gemische verschiedener Zusammensetzung. Dabei ist das der vorderen Zylindergruppe bei allen Belastungen ärmer. Diese Unterschiede im Mischungsverhältnis betragen bis zu  $\Delta\lambda = 0,07$ .

Die Luftüberschüßzahlen der Zylinderfüllungen einer Gruppe waren untereinander nahezu gleich. Dabei wurden bei Vollast größte Unterschiede  $\Delta\lambda = 0,015$  festgestellt.

Der Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas trat bei allen Belastungen mit Ausnahme von Leerlauf auf, wobei im Abgas der vorderen Zylindergruppe durchwegs weniger schwere Kohlenwasserstoffe festgestellt wurden. Mengen bis 0,6 % wurden besonders bei Vollast und niedrigen Drehzahlen im Abgas fast aller Zylinder der rückwärtigen Gruppe gemessen.

### 3. Vergleich der an beiden Motoren gewonnenen Ergebnisse

#### a) Gemischverteilung

Beide Versuchsmotoren zeigen, wie ein Vergleich der Bilder 10 c und 11 a mit 10 d bis 10 f beweist, trotz ihrer verschiedenen Bauart ähnliche Ergebnisse. Stets waren die Füllungen der vorderen Zylindergruppe kraftstoffärmer als die der rückwärtigen. Innerhalb der beiden Gruppen sind die Luftüberschüßzahlen der einzelnen Zylinderladungen annähernd gleich. Auffallend ist die etwas bessere Verteilung des Gemisches beim seitengesteuerten 2 l-Motor.

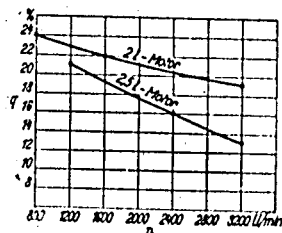


Bild 14. Wärmeverlust  $q$  in Prozenten des Heizwertes, hervorgerufen durch den Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas, in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  (für den 2,5 l- und 2 l-Motor); Vollast.

### b) Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen

Bei einander entsprechenden Belastungen wurden im Abgas des seitengesteuerten 2 l-Motors durchschnittlich mehr schwerer Kohlenwasserstoff festgestellt als beim kopfgesteuerten 2,5 l-Motor. Bei erstem wurde schon bei kleinen Drehmomenten und hohen Drehzahlen schwerer Kohlenwasserstoff im Abgas ermittelt. Der dadurch hervorgerufene Wärmeverlust ist beträchtlich und beträgt, bezogen auf die Wärmeentwicklung von 1 kg Kraftstoff, bis zu 20 % und mehr. Bild 14 zeigt die Größe dieses Verlustes  $\eta$  bei Vollast für beide Motoren in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  bei gleichzeitiger Berücksichtigung der Änderungen von  $\lambda$  bei den einzelnen Drehzahlen.

Beide Motoren haben trotz verschiedener Bauart ähnliche Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder. Die Vergaser beider Motoren sind gleich. Es kann demnach daraus auf einen starken Einfluß des Vergasers auf die Gemischverteilung geschlossen werden. Im folgenden Abschnitt wird derselbe untersucht.

## C. Untersuchungen über die Ursachen der ungleichmäßigen Gemischverteilung in den einzelnen Zylindern einer Mehrzylinder-Maschine

Bei Mehrzylinder-Gasmotoren ist das Mischungsverhältnis der von den einzelnen Zylindern angesaugten Ladungen nahezu gleich [1]. Bei Mehrzylinder-Ottomotoren mit Vergaserbetrieb sind jedoch, wie die früher besprochenen Untersuchungen (siehe Abschnitt B), sowie vor allem amerikanische Arbeiten [1, 2] zeigen, die Mischungsverhältnisse der einzelnen Zylinderladungen im ganzen Belastungsbereich auch bei neuzeitlichen Motoren zum Teil erheblich verschieden. Im Vergaser und unmittelbar nach demselben verdampft der Kraftstoff nur zum Teil, ein großer Teil des Kraftstoffes wird in flüssigem Zustand vom Saugstrom mitgeführt.

Aus den angegebenen Erfahrungen mit Gasmotoren kann gefolgert werden, daß die Ursache der ungleichmäßigen Gemischverteilung auf Mängel in der Verteilung des flüssigen Kraftstoffes auf die einzelnen Zylinder zurückzuführen ist. Demnach bestehen zwei Wege, gleichmäßige Gemischverteilung im Mehrzylinder-Vergasermotor zu erreichen:

1. durch Verbesserung in der Verteilung des im flüssigen Zustand vom Gemischstrom mitgeführten Kraftstoffes,
2. durch möglichst vollständiges Verdampfen des flüssigen Kraftstoffes, wobei eine Verminderung des Liefergrades möglichst zu vermeiden ist.

Weiterhin bewirkt der Eintritt von flüssigem Kraftstoff in die Zylinder, wie gezeigt werden konnte, erhebliche Kraftstoffverluste, die gleichfalls durch Verdampfen des Kraftstoffes vermieden werden könnten.

Ein anderer Weg zu ihrer Verminderung könnte auch in einer zweckmäßigen Ausbildung des Einlaßkanals, des Ventiles und der Brennraumform in der Umgebung des Ventiles liegen.

Es werden daher im folgenden Untersuchungen durchgeführt mit dem Ziel, einerseits den Einfluß von Vergaser und Saugrohr auf die Verteilung des flüssigen Teiles des Kraftstoffes auf die einzelnen Zylinder zu klären und andererseits durch geeignete Wärmezufuhr eine möglichst weitgehende Verdampfung des Kraftstoffes zu bewirken, ohne den Liefergrad wesentlich herabzumindern.

### I. Untersuchungen am Vergaser

#### 1. Versuche am 2,5 l-Opel-Motor

Untersucht wurden die serienmäßig am 2,5 l- und 2 l-Motor angebrachten Fallstromvergasere gleicher Bauart nach Bild 15.

Das Saugrohr teilt sich nach dem Anschluß an den Vergaser in zwei Stränge, die zu den Zylindern 1, 2, 3 bzw. 4, 5, 6 führen. Die ungleichmäßige Verteilung des flüssigen Kraftstoffes auf diese beiden Stränge kann nur auf Unsymmetrie in der Ausbildung des Strömungsraumes und auf die unsymmetrische Lage der Kraftstoffdüsen des Vergasers zurückzuführen sein. Um den Einfluß solcher Unsymmetrien auf die Kraftstoffverteilung zu ermitteln, wurde zunächst untersucht, welchen Einfluß die Lage der Achse der Gemischdrossel auf die Verteilung des Kraftstoffes auf die beiden Saugrohrstränge hat. Wie Bild 16 zeigt, ist die Gemischdrossel im unteren Teil des Vergaserschachtes eingebaut. In ihrer normalen Lage ist ihre Achse parallel zur Längsachse des Motors. Es wurde der Einfluß einer Änderung der Achsenstellung auf die Kraftstoffverteilung zum Ausaugrohr ermittelt. Zu diesem Zweck wurde der Vergaser in Abständen von  $45^\circ$  im Uhrzeigersinn ver-

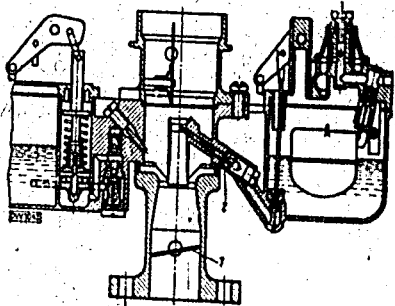


Bild 15. Der Opel-Fallströmvergaser für den 2,5 l-Motor im Schmitt (nach einer Darstellung der Firma A. Opel). 1 Gemischdrosselklappe, 2 Vollastdüse.

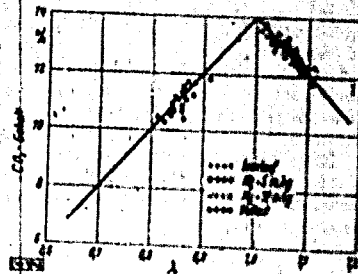


Bild 17. Zusammenhang zwischen  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase und Luftüberschußzahl  $\lambda$  für den Bereich von  $n=1000$  bis  $3200$  U/min.

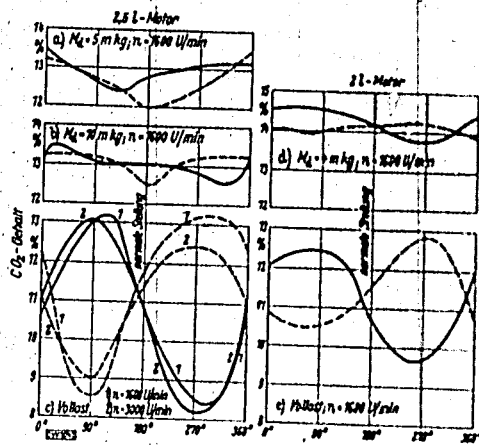


Bild 16 a bis c. Verlauf der Gewichtszusammensetzung und die Zusammensetzung ( $\text{CO}_2$ -Gehalt) der Abgase für verschiedene Belastungen  $M_e$  und Drehzahlen  $n$  beim 2,5 l und 2 l Motor.

..... vordere Zylindergruppe (1, 2, 3)  
 ..... rückere Zylindergruppe (4, 5, 6)

dreht. Um dies zu ermöglichen, wurde der Flansch zwischen Vergaser und Ansaugrohr durch ein zweiteilig ausgeführtes Zwischenstück ersetzt. Die Versuche wurden bei 5 mkg, 10 mkg und Vollast durchgeführt. Für zwei Drehzahlen, 1600 und 3000 U/min, zeigen die Bilder 16 a bis c den Einfluß der Drosselachsenstellung auf die Gemischverteilung in den einzelnen Zylindern. Die Ausgangsstellung wurde aus Gründen einer übersichtlichen Darstellung in den Diagrammen mit  $180^\circ$  bezeichnet.

Statt der Luftüberschußzahl  $\lambda$  wurde der aus der Abgasanalyse ermittelte  $\text{CO}_2$ -Gehalt als Ordinate aufgetragen. Für die Beurteilung der Gemischzusammensetzung ist die Verwendung des  $\text{CO}_2$ -Gehaltes der Abgase statt der Luftüberschußzahl  $\lambda$  bei Betrachtung des Bildes 17 berechtigt, da bei den gefahrenen Drehzahlen und Belastungen die durch Analyse ermittelten  $\text{CO}_2$ -Werte stets zu einem Ast der Kurve in Bild 17 zugeordnet werden konnten. Für die untere Drehzahl von 1600 U/min entspricht für die Teillasten und für Leerlauf dem größeren  $\text{CO}_2$ -Gehalt die kleinere Luftüberschußzahl (rechter Ast der Kurve); für Vollast dagegen dem größeren  $\text{CO}_2$ -Gehalt die größere Luftüberschußzahl (linker Ast der Kurve). Bei der zweiten gefahrenen Drehzahl ist nach nur mehr die kleinere Teillast im absteigenden Ast der Kurve zu finden. Nach Bild 17 über den Zusammenhang zwischen Luftüberschußzahl und  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase ist letzterer beim stöchiometrischen Mischungsverhältnis am größten, er nimmt bei Kraftstoffüberschuß und Luftüberschuß ab; im ersteren Falle wegen Bildung von CO im Abgas bei der unvollständigen Verbrennung, im zweiten Fall, weil sich mehr Sauerstoff im Abgas befindet. Zur Überprüfung wurden einige Abgasproben vollständig analysiert und die daraus ermittelte Luftüberschußzahl mit den aus Bild 17 abgelesenen Werten von  $\lambda$

verglichen, wobei sich stets gute Übereinstimmung ergab. Da auch bei diesen Versuchen ähnlich wie bei den Untersuchungen in Abschnitt B die vordere bzw. rückwärtige Zylindergruppe untereinander in den Ergebnissen wenig voneinander abwichen, wurden in den Diagrammen 16 a bis c die  $\text{CO}_2$ -Mittelwerte der einzelnen Zylindergruppen aufgetragen.

Die einzelnen Stellungen der Drosselachse veränderten den  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase und damit die Luftüberschußzahl jedes einzelnen Zylinders bei allen Drehzahlen und Belastungen. Die größte Veränderung in der Gemischzusammensetzung trat bei Vollast auf. Die Ergebnisse der Kurve des Bildes 16 c welchen dabei trotz großem Drehzahlunterschied wenig voneinander ab. Auf die Luftüberschußzahl bezogen, traten Unterschiede von 1 bis zu 0,16 auf. Die normale Lage des Vergasers fällt dabei in einen günstigen Bereich. Für alle Belastungen ergab eine Verdrehung der Drosselachse im entgegengesetzten Sinne des Uhrzeigers um  $16^\circ$  bis  $60^\circ$  die bezüglich Verteilungsgüte beste

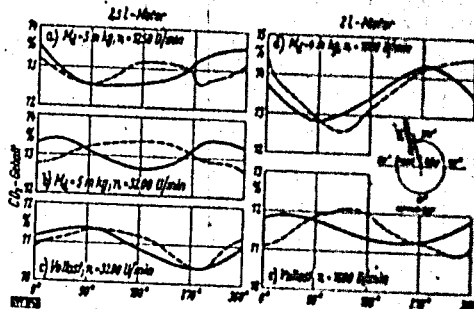


Bild 16 a bis c. Einfluß der Hauptdüsenstellung auf den  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase für verschiedene Belastungen  $M$  und verschiedene Drehzahlen  $n$  beim 2,5 l- und 2 l-Motor.

— vordere Zylindergruppe (1, 2, 3)  
- - - rückwärtige Zylindergruppe (4, 5, 6).

Stellung. Mit zunehmender Belastung rückte dieser Punkt mit annähernd gleichem Gemisch in allen Zylindern immer näher an die Normalstellung heran.

Die größten Unterschiede im  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase traten für Vollast bei einer Achsenstellung der Drossel von  $90^\circ$  bzw.  $270^\circ$  auf; das heißt die größten Unterschiede in der Gemischzusammensetzung der einzelnen Zylinderladungen traten dann auf, wenn die Achse der Gemischdrossel senkrecht zur Längsachse des Motors stand. Die mittlere Luftüberschußzahl  $\lambda_{1-3}$  betrug beispielsweise bei Vollast und 3000 U/min bei der Vergaserstellung  $270^\circ$ ,  $\lambda_{1-3} = 0,93$ , die der rückwärtigen Zylindergruppe  $\lambda_{4-6} = 0,80$ . Die Streubreite  $\Delta\lambda$  betrug demnach 0,15 und der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta\lambda$  stieg auf ungefähr 0,17. Die beste Stellung bei dieser Belastung ergab sich, wenn man den Vergaser um ungefähr  $16^\circ$  gegen den Uhrzeigersinn verdrehte.

Bei abnehmender Belastung nahmen die Unterschiede in der Gemischzusammensetzung der einzelnen Zylindergruppen-Ladungen stark ab. Die Luftüberschußzahlen haben nur mehr Unterschiede  $\Delta\lambda$  bis zu ungefähr 0,08.

Die Gemische der drei Zylinder einer Gruppe sind auch bei beliebig verdrehtem Vergaser von fast gleicher Zusammensetzung. Größere Abweichungen als  $\Delta\lambda = 0,015$  wurden nicht festgestellt.

Ebenso ändert sich fast nicht der Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas sowie seine Verteilung bei den einzelnen Belastungen und Drehzahlen, so daß die in Bild 12 b aufgetragenen  $\text{C}_m\text{H}_n$ -Werte bei normaler Vergaserstellung im wesentlichen für alle Drosselachsenstellungen zutreffen, ein Umstand, der dafür spricht, daß die hierfür maßgebenden Vorgänge am Einlaßventil und im Zylinder stattfinden dürften, was die auf Seite 27 ausgesprochene Vermutung unterstützen würde.

Im Anschluß an die obigen Untersuchungen wurde der Einfluß der Hauptdüse (Vollastdüse) auf die Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder untersucht.

Die Hauptdüse ist beim verwendeten Fallstromvergaser (siehe Bild 15) zur Drosselklappen-Achse um  $74^\circ$  im Uhrzeigersinn verdreht angeordnet und liegt im Oberteil des Vergasers. Um den Einfluß der Düsenstellung im Vergaserschacht auf die Gemischbildung festzustellen, wurde sie bei Beibehaltung der normalen Lage der Drosselachse in Abständen von  $45^\circ$  gedreht und bei den sich ergebenden acht Düsenstellungen Versuche mit anschließender Abgasanalyse unternommen.

Da im Originalvergaser die Vollastdüse für sich allein nicht verdrehbar ist, wurde der mittlere Vergaserteil herausgenommen und durch ein maßhaltiges Zwischenstück ersetzt, das zusätzlich eine

ringförmige Nut zur Weiterleitung des Kraftstoffes besaß, so daß jede beliebige Stellung der Hauptdüse zur Gemischdrossel durch Verdrehen des Vergaseroberbittes, der die Hauptdüse enthält, eingestellt werden konnte. Die einzelnen Zwischenstücke des Vergasers wurden durch ein Joch mit zwei Schrauben mit dem Saugrohrflansch verspannt. Die Fahrversuche wurden bei Vollast und  $M_d = 5$  mkg durchgeführt, wobei für jede Belastung zwei Drehzahlen herausgegriffen wurden.

Die Bilder 18 a) bis c) zeigen den Einfluß der Hauptdüsenstellung auf die Gemischzusammensetzung. Der Einfachheit halber wurde auch in dieser Versuchreihe statt der Luftüberschußzahl  $\lambda$  der  $\text{CO}_2$ -Gehalt des Abgases als Ordinate aufgetragen und  $\lambda$  fallweise aus Bild 17 abgelesen.

Bei den Drehzahlen 1250 und 3200 U/min und den angegebenen Belastungen erreichten alle Zylinder annähernd Gleichheit in der Gemischzusammensetzung, wenn die Hauptdüse senkrecht zur Längsachse des Motors stand. Mit abnehmender Belastung fiel die günstigste Stellung etwas aus der senkrechten Lage, doch war die auftretende Streuung  $\Delta \lambda$  nie größer als 0,02. Die übrigen Düsenstellungen ergaben fast unabhängig von der Drehzahl mit der Belastung verschiedene große Unterschiede im  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase der beiden Zylindergruppen. Von den günstigsten Stellungen  $90^\circ$  und  $270^\circ$  ab trat meist eine Veränderung der Zusammensetzung bei den Zylindergruppen untereinander ein; das heißt der mittlere  $\text{CO}_2$ -Gehalt der vorderen Zylindergruppe, welcher, wie beispielsweise Bild 19 a zeigt, gegenüber dem der rückwärtigen Zylindergruppe bei Düsenstellungen zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$  kleiner war, wurde bei Lagen zwischen  $90^\circ$  und  $270^\circ$  größer als letzterer, um von  $270^\circ$  bis  $360^\circ$  wieder kleiner zu werden. Derselbe Wechsel trat auch bei den Versuchen mit der Gemischdrossel auf. Als sehr ungünstige Hauptdüsenstellung erwies sich die Lage bei  $180^\circ$ ; hier traten meistens bei allen Belastungen die größten Unterschiede im  $\text{CO}_2$ -Gehalt und somit in der Luftüberschußzahl auf. Da die Abgase der einzelnen Zylinderladungen einer Gruppe auch bei diesen Versuchen gute Übereinstimmung im  $\text{CO}_2$ -Gehalt aufwiesen, wurde als Ordinate in den Bildern 18 a) bis c) der mittlere  $\text{CO}_2$ -Gehalt der zwei Zylindergruppen aufgetragen.

Der Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen änderte sich durch die Verdrehung der Hauptdüse nicht.

Um den Einfluß der Leerlaufdüse auf die Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder zu ermitteln, wurden, nachdem die Kraftstoffzuführung zur Hauptdüse im Vergaser verstopft worden war, mit der Leerlaufdüse allein Versuche angestellt. Die Untersuchungen konnten daher nur im unteren Drehzahlbereich durchgeführt werden.

Die Leerlaufdüse versorgte, wie aus Bild 10 a hervorgeht, im Gegensatz zur Hauptdüse den rückwärtigen Zylinderblock mit kraftstoffärmerem Gemisch als den vorderen. Dabei war ein einwandfreier Betrieb mit der Leerlaufdüse nur im unteren Drehzahlbereich bis ungefähr 1500 U/min möglich.

Eine Änderung der Leerlaufdüsenstellung durch Verdrehen des ganzen Vergasers brachte keine meßbaren Veränderungen in der Gemischzusammensetzung. Die Luftüberschußzahlen der einzelnen Zylinderladungen einer Gruppe waren wie bei den Teil- und Vollastversuchen untereinander wieder nahezu gleich.

Im gesamten Leerlaufbereich war das Abgas frei von schweren Kohlenwasserstoffen.

**Zusammenfassung.** Bei symmetrischer Ausbildung des Vergaserschachtes liegen bei unveränderter Drosselstellung die günstigsten Stellungen der Hauptdüse bei  $90^\circ$  bzw.  $270^\circ$ ; infolge der unsymmetrischen Lage der Hauptdüse zur Längsachse des Motors weicht die günstigste Stellung der Drosselachse von ihrer normalen Lage ab, da die Auswirkungen einer Asymmetrie durch eine andere Asymmetrie ausgeglichen werden muß. So wurde bei senkrechter Lage der Hauptdüse zur Drosselachse, die parallel zur Kurbelwelle steht, die beste Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder erreicht.

Die früher angegebenen geringen Unterschiede in der Zusammensetzung der Zylinderladungen einer Gruppe wurden auch bei diesen Versuchen nicht überschritten.

Bei Leerlauf hatte eine Lagenänderung der Leerlaufdüse keinen Einfluß auf die Gemischzusammensetzung in den einzelnen Zylindern, wahrscheinlich deshalb, weil infolge des starken Unterdruckes nahezu der gesamte Kraftstoff verdampft.

## 2. Versuche am 2 l-Opel-Motor

Der Einfluß der Achsenstellung der Gemischdrossel sowie der Einfluß der Lage der Haupt- und Leerlaufdüse auf die Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder wurde am 2 l-Opel-Motor in gleicher Weise wie beim 2,5 l-Motor ermittelt.

So zeigt Bild 16 d und 16 e die Ergebnisse der Untersuchungen über den Einfluß der Drosselachsenlage auf den  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Abgase, während aus Bild 18 d und 18 e die Abhängigkeit des  $\text{CO}_2$ -Gehaltes von der Hauptdüsenstellung ersichtlich ist.

Die günstigste Stellung der Drosselachse lag je nach Belastung bis zu  $60^\circ$  vor der Normalstellung. Die ungünstigsten Stellungen befanden sich bei  $90^\circ$  und  $270^\circ$ . Die Unterschiede  $\Delta$  der Luftschußzahlen stiegen hier besonders bei Vollast bis auf 0,12. Die günstigste Hauptdüsenstellung ergab sich wieder bei den Lagen senkrecht zur unveränderten Drosselachse. Sie verschob sich mit zunehmender Belastung um einige Grade im Uhrzeigersinn.

Die  $\text{CO}_2$ -Werte aus den Abgasen einer Zylindergruppe wichen bei beiden Versuchen untereinander so wenig ab, daß für jede Zylindergruppe der Mittelwert in die Diagramme eingesetzt werden konnte. Der Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen blieb im wesentlichen unverändert. Die Veränderung der Leerlaufdüsenstellung zeigte keinen Einfluß auf die Gemischverteilung.

### 3. Zusammenfassung und Vergleich der an beiden Motoren festgestellten Ergebnisse

#### a) Einfluß der Achsenstellung der Drosselklappe

Beide Motoren zeigen trotz ihrer verschiedenen Bauart ähnliches Verhalten. Oberhalb des Normalast erwies sich eine geringe Verdrehung der Drosselachse von der Normalstellung gegen den Uhrzeigersinn als für die Gemischverteilung günstigste Stellung, wohingegen Lagen bei  $90^\circ$  und  $270^\circ$  die größten Unterschiede in der Gemischzusammensetzung der vorderen und rückwärtigen Zylindergruppe ergaben. Diese Unterschiede wuchsen mit zunehmender Belastung.

#### b) Einfluß der Hauptdüsenstellung

Auch bei diesen Versuchen verhielten sich die beiden Motoren nahezu gleich. Die senkrechte Lage der Hauptdüse zur unveränderten Drosselachsenstellung erwies sich bei beiden Maschinen als die für die Gemischverteilung günstigste Stellung. Bei den meisten Belastungen wurde nahezu Gemischgleichheit in allen Zylindern erzielt.

#### c) Einfluß der Stellung der Leerlaufdüse

Bei beiden Motoren zeigte die Veränderung der Leerlaufdüsenstellung keinen Einfluß auf die Gemischverteilung.

#### d) Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen in den Abgasen

Sowohl beim 2,5 l-, als auch beim 2 l-Motor wurde durch Veränderung der Drosselachsen- bzw. Hauptdüsenstellung keine wesentliche Änderung im Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen festgestellt.

Die angeführten Untersuchungen zeigten, daß es notwendig ist, den Strömungsraum im Vergaserschacht so auszubilden, daß der flüssig mitgeführte Kraftstoff gleichmäßig auf die zu den beiden Zylindergruppen führenden Hauptabzweigungen des Saugrohres verteilt wird. Dies wurde durch die symmetrische Stellung der Hauptdüse zur Achse der Gemischdrossel im wesentlichen erreicht.

Die trotzdem auftretenden geringen Ungleichmäßigkeiten in der Verteilung, mit wechselnder Belastung und Drehzahl weisen darauf hin, daß der flüssige Teil des Kraftstoffes auch beim Durchströmen der Saugleitung und des Ansaugkanals die gleichmäßige Verteilung auf die einzelnen Zylinder beeinflußt.

Um Einblick in die Strömungsvorgänge, vor allem des flüssigen Teiles des Kraftstoffes, zu erhalten, wurden im folgenden Untersuchungen bei stationärer und pulsierender Strömung am Motor und an einem dafür gebauten Versuchstand durchgeführt.

## II. Untersuchungen am Saugrohr

### 1. Strömungsuntersuchungen

**Versuchsaufbau.** Am Versuchstand für stationäre Strömung (Bild 19) wurde die Anordnung des Vergasers und des Saugrohrbodens wie beim Motor ausgeführt. Vom Boden weg wurde das Saugrohr gerade weitergeführt, am freien Ende vor der Absaugleitung wurden verschiedene Krümmen und Verzweigungen angeschlossen. Sämtliche Rohrleitungen und Krümmen bestanden aus Jenaer Glas. Mit Hilfe eines zweistufigen Turbogeläses konnten durch das Rohr die gleichen Luftmengen wie beim Motorbetrieb durchgesaugt werden. Ein Pintsch-Drehkolbenluftmesser mit Zählwerk, der am Vergaser angeschlossen wurde, diente zur Messung derselben. Der von einem Hochbehälter dem Vergaser zugeleitete Kraftstoff wurde mit Sudanrot II gefärbt.

Am Motorprüfstand (Bild 20) wurde das Originalsaugrohr durch ein maßhaltiges aus Jenaer Glas ersetzt. Die Versuchsmaschine, in diesem Falle der 2,5 l-Opel-Motor, wurde durch einen 33 kW starken Elektromotor angetrieben. Der angesaugte Kraftstoff war ebenfalls mit Sudanrot II gefärbt.



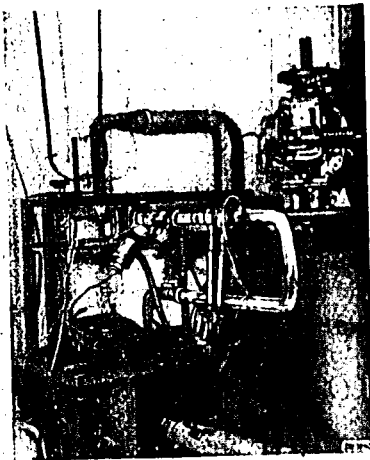


Bild 21. Strömung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes durch einen Krümmer. Die Flüssigkeitshaut verdrängt sich an der Innenseite. Luftstrom  $L = 0,50 \text{ m}^3/\text{min}$ .



Bild 22. Strömung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes durch eine Verzweigung. Die Flüssigkeitshaut verdrängt sich an der Innenseite. Luftstrom  $L = 0,50 \text{ m}^3/\text{min}$ .

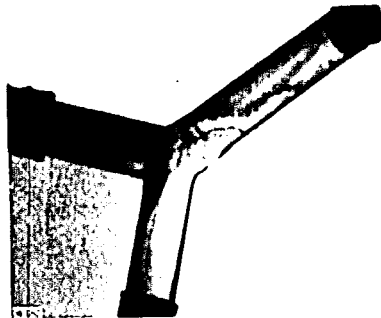
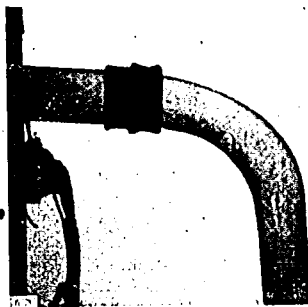


Bild 22. Strömung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes durch eine Verzweigung. Die Flüssigkeitshaut verdrängt sich an der Innenseite. Luftstrom  $L = 0,50 \text{ m}^3/\text{min}$ .

#### a) Untersuchungen am Versuchsstand für stationäre Strömungen

An geraden Rohr und verschiedenen Krümmer- und Verzweigungsstellen wurden die Strömungsverhältnisse des im Vergaser erzeugten Gemisches bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten beobachtet. Die Bilder 21 und 22 zeigen Momentaufnahmen solcher Strömungen. Durch die Krümmung der durchströmenden Gemenge aus Kraftstoffdampf, Luft, Gemisch und Kraftstoffteilchen wird die Flüssigkeitshaut an der Innenseite der Krümmer und an der Innenseite der Äste der Verzweigungen an der Rohrwand fliegen und an dieser haften bleiben. Es bildet sich eine Kraftstoffschicht, die die ganze Rohrwand ausbreitet und durch die Reibung des Gasstroms längs der Rohrwand bewegt wird, während das Rohrinne in wesentlichen nur vom Gasstrom durchströmt. Die Verteilung des Gemisches von flüssigen und gasförmigen Bestandteilen wurde durch Probentriebe an verschiedenen Stellen in der Mitte des Rohres wiederholt festgestellt. Demnach sind zwei Verhältnisse festzustellen:

1. die Strömung des Gases im Rohrinne,
2. die Bewegung der Flüssigkeitshaut längs der Rohrwand.

Die letztere Bewegung erfolgt mit einer im Verhältnis zur Gasströmung sehr geringen Geschwindigkeit. Die Bewegung der Flüssigkeitshaut wird bewirkt durch das Druckverhältnis im Rohrinne, das auf die innere Oberfläche der Flüssigkeitshaut wirkt und durch die Reibung des Gasstroms

Reibung des Gasstromes. Im geraden Rohr verteilt sich die Flüssigkeitsschicht, wenn man von ihrer Schwere bei horizontalen Rohren abieht, nach Bild 23 in gleichmäßiger Stärke auf die Rohrwand, da der Druck des Gasstromes in einem Querschnitt nach allen Richtungen gleich groß ist. Nach Bild 23 lassen sich Geschwindigkeit und Dicke der Flüssigkeitshaut durch folgende Überlegungen abschätzen.

Die Strömung der Flüssigkeitshaut ist infolge der geringen Dicke und 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.

Mit den Bezeichnungen des Bildes 23 und  $\eta$  als Zähigkeit ist die Reibung  $R$  an der Oberfläche der Flüssigkeitshaut

$$R = \eta d \pi l v / \delta.$$

Die Reibung des gasförmigen Gemisches in dem Rohrstück mit der Länge  $l$  ist

$$R' = \frac{d^2 \pi}{4} (p_1 - p_2) \quad \text{mit} \quad p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} w^2$$

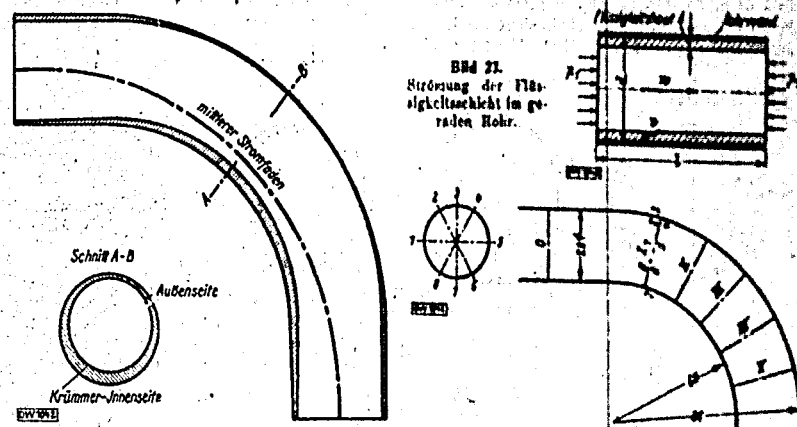


Bild 24. Eintritt der Strömung in einen Krümmer. Verdünnung der Flüssigkeitshaut an der Krümmer-Außenseite infolge Druckanstieges, Verdickung an der Innenseite infolge Druckabfalles.

Bild 25. Druckmessstellen (1 bis 5) an Viertelkrümmer.

Für Gleichgewicht muß  $R = R'$  sein. Man erhält eine weitere Beziehung, wenn man Flüssigkeits- und Gemischvolumen in Beziehung setzt. Auf 1 Volumenteil Gemisch sollen  $a$  Volumenteile Flüssigkeit kommen. Damit wird

$$\frac{\delta v}{2} d \pi = a \frac{d^2 \pi}{4} w.$$

Aus diesen Beziehungen erhält man

$$v = \sqrt{C a \frac{d}{2} w^2} \quad \text{und} \quad \delta = \sqrt{\frac{2 C w}{a d}} \quad \text{mit} \quad C = \frac{7 \lambda}{8 g \eta}.$$

Für das Saugrohr des 2,5 l-Motors erhält man für die mittlere Gasgeschwindigkeit  $w = 30$  m/s, die einer Drehzahl von 2400 U/min entspricht,  $v = 0,82$  m/s und  $\delta = 0,12$  mm bei einem Wert von  $a$  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 bei der Gasströmung.

Bei Eintritt der Strömung in einem Krümmer treten Umlenk- und Zentrifugalkräfte im Gasstrom auf; die die Druckverteilung im Querschnitt so ändern, daß der Druck außen größer und innen kleiner wird. Die Strömungsverhältnisse im Gasstrom werden dabei so verändert, daß an der Unter-

druckseite infolge der größeren Geschwindigkeit mehr Gas in der Zeiteinheit durchströmt, als an der Außenseite des Krümmers. Der mittlere Stromfaden wird, wie in Bild 24 gezeichnet, von der Symmetrieachse weg nach innen abweichen. Durch das nach innen wirkende Druckgefälle wird die Stärke der Flüssigkeitsschicht an der Krümmereinnenseite größer als an der Außenseite. Von dem Stellen hohen Druckes wird die Flüssigkeit weggedrückt und fließt zu den Stellen niedrigen Druckes, nämlich zur Krümmereinnenseite. Diese Verteilung der Flüssigkeit im Querschnitt ist aus den Strömungsaufnahmen Bild 21 und 22 ersichtlich. Je stärker die Krümmung der Rohrlängsachse ist, desto größer wird der Druckunterschied  $\Delta P$  und um so dicker wird dementsprechend die an der Innenseite des Krümmers angesammelte Flüssigkeitsschicht. Im gleichen Sinne wirkt, wie auch Versuche zeigen, eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit.

Infolge der geringen Geschwindigkeit scheint die Zentrifugalkraft der Flüssigkeitsschicht nur gering zu sein und tritt gegen den überwiegenden Einfluß des Gasdruckes zurück.

Die durch die Strömung bewirkte Druckverteilung an der Krümmerswand wurde für einen Viertel kreiskrümmers gemessen. Bild 25 zeigt für einen konstanten Ansaugdruck und konstanten Luftstrom die Meßstellen an je 8 Punkten des Umfanges für 5 benachbarte Querschnitte. Die Ergebnisse sind in Bild 28 in Polarkoordinaten dargestellt. Bild 27 zeigt die Druckänderungen in der Längsrichtung. Man sieht deutlich die Druckabnahme zur Krümmersmitte und den darauffolgenden Anstieg der Umfangspunkte 6, 7 und 8 der benachbarten Querschnitte.

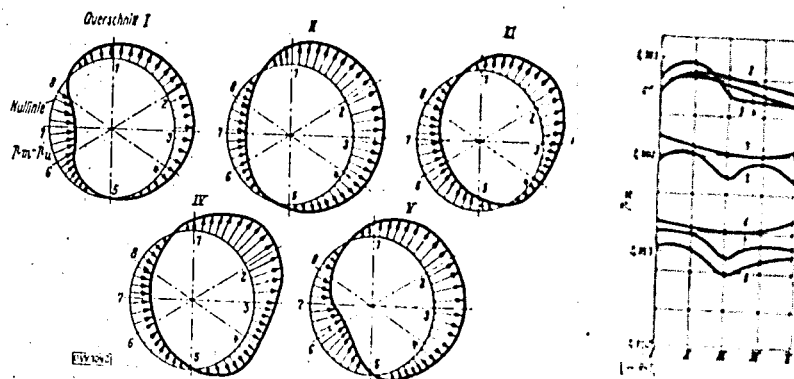


Bild 26. Druckverteilung in den einzelnen Querschnitten (vgl. Bild 25) eines Viertel kreiskrümmers.  $L=1 \text{ nm}^3/\text{min}$ . Der im geraden Rohr gemessene Druck  $p_m$  wurde als Mitteldruck gewählt. Druckmaßstab: 1 mm = 10 mm Wasserhöhe.

Bild 27. Druckverteilung in der Längsrichtung des Krümmers (vgl. Bild 25).



Bild 28. Strömung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes in der rückwärtigen Saugrohrlänge bei  $n=1800 \text{ U/min}$  und  $L=0,75 \text{ nm}^3/\text{min}$ .

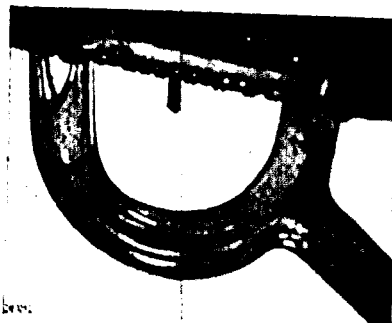


Bild 29. Beschleunigung des flüssigen Kraftstoffes durch ein gebohrtes Draufloch in der Saugrohrlänge bei  $n=1800 \text{ U/min}$  und  $L=0,75 \text{ nm}^3/\text{min}$ .

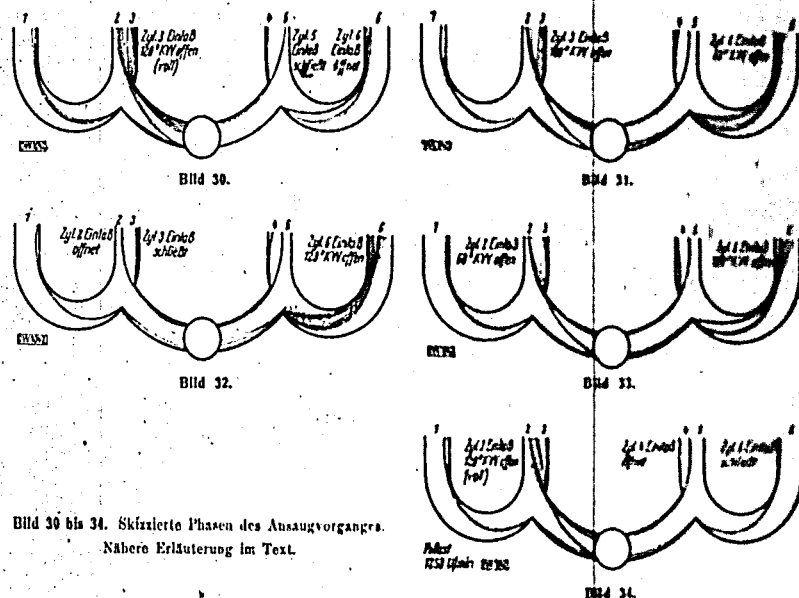


Bild 30 bis 34. Skizzierte Phasen des Ansaugvorganges.  
Nähere Erläuterung im Text.

#### b) Untersuchungen am Motorprüfstand

Mit dem in Bild 20 dargestellten 2,5 l-Motor wurden mehrere Drehzahlen bei gemessenen an- gesaugten Luftströmen sowie ein Beschleunigungsversuch von Leerlauf auf volle Drosselstellung ge- fahren und die Strömungsbilder im Ansaugrohr in den Bildern 28 und 29 festgehalten.

Betrachtet man den Strömungsverlauf in den einzelnen Saugsträngen, so sind die am Versuchs- stand für stationäre Strömung ermittelten Ergebnisse im wesentlichen anwendbar. Die Hauptstrom- bahnen verlaufen in den einzelnen Krümmerelementen des Saugrohrs ähnlich wie bei stationärer Strömung. Um nun den Einfluß der durch die Pulsation im Vergleich zur stationären Strömung ge- änderten Druckverhältnisse im Ansaugsystem auf die Bewegung des flüssigen Kraftstoffes fest- zustellen, wurden in Zusammenarbeit mit der Reichsstelle für Film und Bild<sup>1)</sup> Zeitlupenaufnahmen der Strömung im Saugrohr bei Motorbetrieb und am Versuchsstand für stationäre Strömung gemacht. Die letzteren brachten die Bestätigung der im Abschnitt a) angestellten Beobachtungen. Die Flüssig- keitsschicht bewegt sich langsam und gleichförmig der Rohrwand entlang. Beim Motorversuch da- gegen beobachtet man während des Ansaugens in den betreffenden Strängen auftretende zwartige Verschiebungen der Flüssigkeitsschichten, die durch das Druckgefälle und durch die Reibung des Gasstromes bewirkt werden.

Um Einblick in die Verhältnisse während des Ansaugens zu bekommen, wurde der Ansaug- vorgang, der sich beim Versuchsmotor auf 240° KW erstreckt und im oberen Totpunkt beginnt, bei 8 aufeinanderfolgenden Ventilstellungen (Phasen) in 30° KW Zeitabstand mit einem AEO-Lichtblitz- stroboskop, dessen Geber mit der Nockenwelle des Motors unter Berücksichtigung der Pleuelver- schiebungsmöglichkeit gekuppelt war, beobachtet. Da die Lichtquelle zu schwach war, konnten Auf- nahmen nicht gemacht werden. Es wurden daher die einzelnen Phasen des Vorganges durch Skizzen festgehalten. Wie in den Bildern 30 bis 34 dargestellt, konnte festgestellt werden, daß an den Punkten a und b mit scharfer Umlenkung im Saugrohr der Kraftstoff von der Wand in das Rohr- innere absprülte.

Um die Zusammenhänge zwischen Druckverteilung und Strömungsbahn sowie Strömungs- geschwindigkeit auch für den Versuch mit pulsierender Strömung zu erhalten, wurde die Druck- verteilung an der Wand des Originalsaugrohrs bei mehreren Gasgeschwindigkeiten und durch

<sup>1)</sup> Reichsstelle für Film und Bild in Wissenschaft und Unterricht des Reichsministeriums für Wissen- schaft, Erziehung und Volksbildung, Berlin W 62, Kleiststr. 10/12.

gesaugten Luftströmen ermittelt. Wie beim Versuch mit stationärer Strömung wurde an je 8 Umfangspunkten für eine Reihe von Rohrquerschnitten der Druck gemessen. Die Messung wurde querschnittsweise vorgenommen, die übrigen Meßstutzen waren während dieser Zeit dicht verschlossen. Bild 35 zeigt die Druckverteilung im ganzen Saugrohr in Polarkoordinaten bei  $n = 1800$  U/min und  $L = 0,75$  Nm<sup>3</sup>/min. Die Meßstellen, die die größten Unterdrücke in den einzelnen Querschnitten aufwiesen, wurden gekennzeichnet und miteinander verbunden. Bild 36 zeigt den Verlauf des Druck-

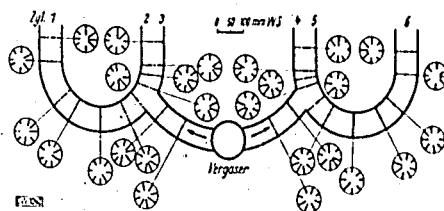


Bild 35. Druckverteilung an der Saugrohrwand des 25 l Motors bei  $n = 1800$  U/min und  $L = 0,75$  Nm<sup>3</sup>/min

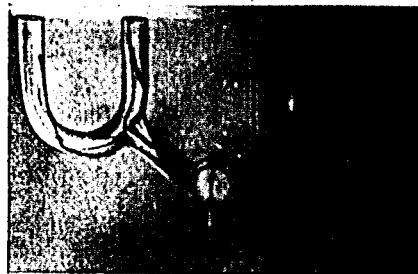


Bild 36. Gemessener Verlauf des Druckminimums an der Saugrohrwand bei  $n = 1800$  U/min und  $L = 0,75$  Nm<sup>3</sup>/min. Man vergleiche Bild 30.

minimums über das ganze Rohr gemessen bei  $n = 1800$  U/min und  $L = 0,75$  Nm<sup>3</sup>/min. Es zeigte sich, daß diese Druckverteilung bei veränderten Bedingungen von Drehzahl und Luftmenge im wesentlichen unverändert blieb, also für ein und dasselbe Saugrohr charakteristisch ist. Verfolgt man an Hand der Bilder 28 und 29 die Strombahnen des flüssigen Kraftstoffes im Saugrohr zu den einzelnen Zylindern und vergleicht den Verlauf derselben mit den Unterdrucklinien in Bild 36, so fällt auf, daß beide ungefähr zusammenfallen. Die im Rohr durch die Gasströmung bewirkte Druckverteilung hat wesentlichen Einfluß auf die Strömung und Dicke der Flüssigkeitsschicht. Diese sammelt sich an den Stellen niedrigen Druckes und bewegt sich vor allem längs der Verbindungslinien der Stellen mit den Mindestdrücken der einzelnen Querschnitte.

#### c) Die Strömung im Einlaß und im Zylinder

Um auch die Strömung des flüssigen Kraftstoffes im Einlaßkanal und im Zylinder zu beobachten, wurden am Versuchsstand mit stationärer Strömung Zylinderkopfmodelle mit Ansaugkanälen aus Jenaer Glas für hängende und stehende Ventile an das Saugrohr angeschlossen und bei verschiedenen Gasgeschwindigkeiten die Strömung photographiert. Bild 37 zeigt das Strömungsbild der Flüssigkeitsschicht im Einlaßkanal und im Zylinderkopf in der Nähe des Einlaßventiles bei einer angesaugten Luftmenge  $L = 0,75$  Nm<sup>3</sup>/min und vollgeöffneter Gemischdrossel. Bild 37 zeigt, daß der Kraftstoff nicht gleichmäßig längs des Umfanges des Ventiles verteilt in den Zylinderkopf tritt. Seine Verteilung wird durch den vorgeschalteten Einlaßkrümmer bestimmt. Da sich an der Innenseite des selben Flüssigkeit ansammelt, tritt sie vor allem dort aus dem Ventilspalt und wird, wie aus Bild 37 ersichtlich, an die nahe befindliche Zylinderkopfwand geschleudert, an der sich die Flüssigkeit unter dem Einfluß der Gasströmung wirbelförmig bewegt.

Bei hängenden Ventilen sind, wie Bild 38 zeigt, die gleichen Erscheinungen zu beobachten. Es kann angenommen werden, daß der im allgemeinen höhere Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen beim Motor mit stehenden Ventilen darauf zurückzuführen ist, daß der Kraftstoff bei diesem in stärkerem Maße an die Wände geschleudert wird als beim kopfgesteuerten Motor, bei dem die durch den Ventilspalt tretende Strömung nur an einem kleinen Teil des Umfanges in unmittelbarer Nähe auf Wände trifft. Es ist wahrscheinlich, daß durch zweckmäßige Ausbildung und Lage des Einlaßkrümmers und des Ventiles die Menge des an die Wand geschleuderten Kraftstoffes günstig

beeinflußt, d. h. vermindert werden kann. Der an die Wände geschleuderte Teil des in den Zylinder tretenden Kraftstoffes wird im allgemeinen zum Teil erst während der späteren Ausdehnung und des Auspuffes verdampfen und dann mit den Abgasen verlorengehen. Die früher festgestellten schweren Kohlenwasserstoffe in den Abgasen dürften auf diesen Vorgang zurückzuführen sein. Weitere Untersuchungen hierüber, sowie Versuche mit beheizten Zylinderwänden, sind in Vorbereitung.

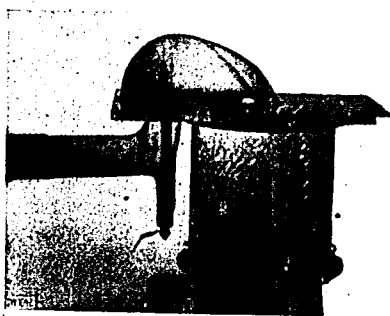


Bild 37. Einströmen in ein Glasmolell eines Zylinders mit stehenden Ventilen und Ricardo-Verbrennungsraum. Die Verdickung der Flüssigkeitshaut liegt an der Innenseite des Ventilkrümmers. Der von dort hauptsächlich in den Zylinder kommende Kraftstoff bildet einen Wirbel an der Brennraumwand.

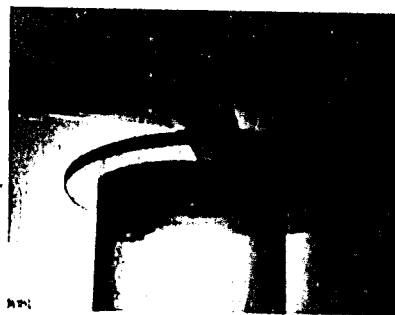


Bild 38.

Einströmen in einen Zylinder mit klappenartigen Ventilen. Der hauptsächlich an der Innenseite des Krümmers eingeführte Kraftstoff verteilt sich auf den entsprechenden Wandteil des Brennraums.

#### d) Zusammenfassung

Die angestellten Strömungsuntersuchungen brachten folgende für die weiteren Untersuchungen wesentlichen Ergebnisse:

a) Das im Vergaser gebildete Gemisch führt im unbeheizten Saugrohr wesentliche Kraftstoffmengen in flüssiger Form mit.

b) Bei der Bewegung im Rohr tritt die Strömung des Gasstromes und die der Flüssigkeit örtlich und zeitlich getrennt auf. Das Innere des Rohres, im wesentlichen flüssigkeitsfrei, wird vom Gasstrom ausgefüllt, während der flüssige Kraftstoff in Form einer Haut längs der Wandungen mit einer im Verhältnis zur Gasgeschwindigkeit sehr geringen Geschwindigkeit entlang kriecht.

c) Die Druckverteilung im Rohr wird durch die Strömung des gasförmigen Teiles des Gemisches bewirkt. Die Flüssigkeitsschicht bewegt sich in den Verzweigungen und Krümmern entsprechend dieser Druckverteilung derart, daß die Hauptstrombahn der Flüssigkeitshaut den Weg des kleinsten Druckes nimmt.

d) Das bei pulsierender Strömung zusätzlich auftretende dynamische Druckgefälle bewirkt eine ruckartige Bewegung der Flüssigkeitshaut.

#### 2. Der Einfluß der Beheizung auf die flüssig mitgeführte Kraftstoffmenge

Die im vorigen Abschnitt durchgeführten Strömungsuntersuchungen am kalten Motor zeigten, daß im Saugrohr erhebliche Kraftstoffmengen flüssig mitgeführt werden und in die Zylinder gelangen. Im eigentlichen Fahrbetrieb werden dieselben wesentlich geringer, da das Saugrohr durch die Leitung und Strahlung vom heißen Motorblock erwärmt und außerdem bei vielen Motoren durch die Auspuffgase beheizt wird.

Vor Durchführung der Mengenuntersuchungen mußte zunächst die Temperaturverteilung an den von der Flüssigkeit benetzten Saugrohrwandungen bei verschiedenen Belastungen im ganzen Drehzahlbereich bestimmt werden. Dazu wurden am Originalsaugrohr an den in Bild 39 ersichtlichen Meßstellen Thermoelemente angebracht. Dieselben lagen symmetrisch zur Vergaserachse an Stellen örtlicher Flüssigkeitsanhäufung, die auf Grund der Versuche im vorigen Abschnitt festgestellt wurden. Gleichzeitig wurden der Kraftstoffverbrauch, der angesaugte Luftstrom  $L$  und der mittlere Überdruck  $p_m$  unterhalb des Vergaseraustrittsquerschnittes laufend gemessen. Da beim 2,5 l-Motor der Saugrohrboden mit automatisch regelndem Thermostat durch die Auspuffgase beheizt wird, wurde die Bodentemperatur und der jeweilige Öffnungswinkel der Drosselklappe im Thermostat ebenfalls

gemessen. Die Diagramme 40 a bis d zeigen den Temperaturverlauf im Saugrohr, sowie den jeweiligen Öffnungswinkel der Thermostatenklappe für Leerlauf, 5 mkg, 10 mkg und Vollast in Abhängigkeit von der Drehzahl. Dabei ergab sich folgendes:

Die Temperaturverteilung an der Rohrwand war bei keinem Betriebszustand symmetrisch, sondern bei allen Belastungen und Drehzahlen lagen die Temperaturen der dem Lüfter zugekehrten Meßstellen, d. h. an der vorderen Saugrohrhälfte, wesentlich tiefer als die an der rückwärtigen Hälfte gemessenen Temperaturen. Der Unterschied nimmt mit der Entfernung von Saugrohrmitte etwas zu. Erklärlich sind die an den vorderen Meßstellen auftretenden tieferen Temperaturen zum Teil durch die vom Lüfter erzeugte Luftströmung. Die Bodentemperatur nimmt mit steigender Drehzahl zu und erreicht im ganzen Belastungsbereich bei etwa 2800 U/min ihren Höchstwert. Die höchsten auftretenden Temperaturen wurden bei Leerlauf gemessen. Besonders hoch liegt die Bodentemperatur bei Leerlauf im Verhältnis zu den übrigen Belastungen. Die Thermostatenklappe öffnete gleich bei Betriebsbeginn bei der untersten Drehzahl voll, nur bei Leerlauf ist nach Bild 40 a der Öffnungswinkel drehzahlabhängig.

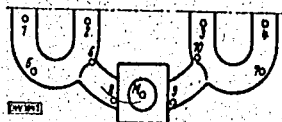


Bild 39. Übersicht der am Saugrohr zur Temperaturmessung angebrachten Meßstellen.

Anschließend wurden Versuche bei 5 mkg und Vollast bei abgestelltem Lüfter unternommen und die Temperaturverteilung an der Saugrohrinnenwand für die angegebenen Belastungen in Abhängigkeit von der Drehzahl bestimmt und in den Bildern 41 a und 41 b aufgetragen. Ein Vergleich der Diagramme mit den Bildern 40 d und 40 b zeigt, daß der Einfluß des Lüfterwindes beträchtlich ist. Die Temperaturverteilung bei Betrieb ohne Lüfter ist wesentlich symmetrischer geworden. Erwähnenswert ist die geringe Einwirkung des Lüfterwindes auf die abgekehrte Saugrohrhälfte und auf den Saugrohrboden. Die dort angebrachten Meßstellen zeigten nur etwas höhere Temperaturen als beim Versuch mit angetriebenem Lüfter. Dagegen stieg die Temperatur an den Meßstellen der vorderen Saugrohrhälfte, besonders bei Teillast, bis auf das Doppelte.

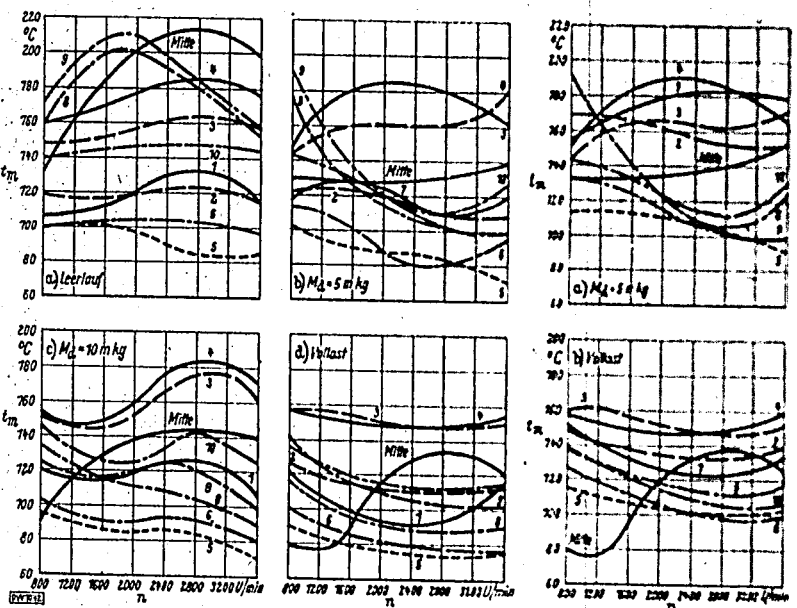


Bild 40 a bis d. Temperaturverteilung an der Saugrohrwand für verschiedene Belastungen beim 2,5 l-Motor in Abhängigkeit von der Drehzahl n.

Bild 41 a und b. Temperaturverteilung an der Saugrohrwand für  $M_L = 5$  mkg und Vollast bei abgestelltem Lüfter 2,5 l-Motor, in Abhängigkeit von der Drehzahl n (vgl. Bild 41).

Der Einfluß dieser Änderung in der Wärmeverteilung im Saugrohr auf die Gemischbildung in den einzelnen Zylindern wurde anschließend untersucht. Für 5 mkg und Vollast wurden die aus der vereinfachten Abgasanalyse mit Hilfe des Verbrennungsdreiecks ermittelten Luftüberschußzahlen der einzelnen Zylinder in Abhängigkeit von der Drehzahl in den Diagrammen des Bildes 42 als Ordinaten aufgetragen. Zieht man zum Vergleich die im Abschnitt B für die gleichen Belastungen ermittelten Diagramme 10 b und 10 c heran, so ergibt sich folgendes: Die Zylinder-

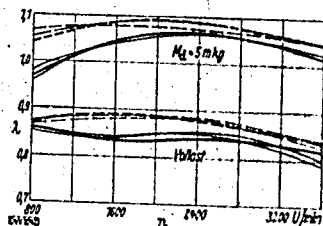


Bild 42. Einfluß der Drehzahl  $n$  auf das Mischungsverhältnis  $\lambda$  bei abgestelltem Lüfter (2,5 l-Motor) für  $M_d = 5$  mkg und Vollast.  
 - - - - - vordere Zylindergruppe (1, 2, 3)  
 ——— rückwärtige Zylindergruppe (4, 5, 6).

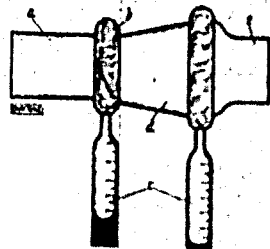


Bild 43. Messvorrichtung zur Bestimmung der flüssig mitgeführten Kraftstoffmenge.  
 a Saugrohr; b Auffangring; c kalibrierte Meßgefäße; d kalische Erwärmung; e Thermoelement.

füllungen der vorderen drei Zylinder sind durchschnittlich um 1 bis 2 % kraftstoffreicher geworden, während die der rückwärtigen Zylindergruppe sich wenig änderten, was einer Verbesserung des Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta_p$  entspricht. Dieser ungünstige Einfluß des Lüfterwindes, der beim Fahrzeug durch die Erwärmung im Kühler abgeschwächt wird, kann durch ausreichende Abschirmung der vorderen Saugrohrhälfte, ähnlich wie sie beim 2,5 l-Motor vorgegeben ist, beseitigt werden.

Die Abhängigkeit der Menge des flüssig mitgeführten Kraftstoffes von der Temperatur wurde sowohl am Versuchstand für stationäre Strömung, wie auch am Motorprüfstand untersucht. Die erforderliche Wärmemenge wurde dem Kraftstoff durch Vorwärmung der Ansaugluft bzw. durch Beheizung des Leitungssystems zugeführt. Letztere erfolgte punkt- und flächenförmig.

#### a) Untersuchungen am Prüfstand mit stationärer Strömung

Bild 10 zeigt den mit einer Heizanlage ausgestatteten Versuchstand. Elektrische Heizkörper, nach allen Richtungen verschiebbar, ermöglichen in Verbindung mit Heizmänteln punkt- bzw. flächenförmige Beheizung von Ansaugleitungen an beliebigen Stellen. Die Beheizung des ganzen Rohres erfolgt durch Heißluft im Gleichstrom. Durch Ein- und Ausschalten von Heizkörpern und Drosselung der Heißluft kann die Temperatur geregelt werden. Die Ansaugluft wird durch ein System von Glühspiralen, die einzeln zugeschaltet werden können und zwischen Luftmesser und Vergaser eingebaut sind, vorgewärmt. Durch einen in die Absaugleitung eingebauten Drehschieber kann der Unterdruck bei verschiedenen angesaugten Luftströmen konstant gehalten werden. An einem geraden Saugrohr aus Jenaer Glas von 1000 mm Länge wurde der Einfluß der Beheizung auf die Verdampfung des flüssigen Kraftstoffanteiles bestimmt. Als Maß für die Steigerung der Verdampfung wurde der noch flüssig mitgeführte Kraftstoff gemessen und über der Heiztemperatur aufgetragen. Das der Wand entlang strömende Benzin wurde durch die in Bild 43 dargestellte Vorrichtung abgefangen und gemessen. Durch die allmähliche Querschnittserweiterung im Konus steigt der Druck und wirkt der anströmenden Flüssigkeitshaut entgegen, die sich im ersten Ring sammelt und in das Meßgefäß fließt. Die bei höheren Geschwindigkeiten überströmende Flüssigkeitshaut wird im zweiten Ring abgefangen. Die Heiztemperaturen wurden durch Thermoelemente am Rohrboden, an zwei Stellen der Rohrwand, die Temperatur der Ansaugluft unmittelbar vor Eintritt in den Vergaser gemessen. Zum Messen der Gemischtemperatur wurde ein Thermoelement an der in Bild 43 gekennzeichneten Stelle (e) in das Rohrinne geführt. Die einzelnen Belastungszustände wurden durch den angesaugten Luftstrom gekennzeichnet. Die Versuche wurden mit 1,0, 0,75 und 0,5 Nm<sup>3</sup>/min angesaugter Luft bei mehreren Unterdrücken und einer Luftüberschußzahl des Gemisches  $\lambda = 1,08$  für mehrere Rohrlängen, 1000, 500 und 250 mm, und mit verschiedenen Werkstoffen, Glas, Messing und Grauguß, durchgeführt. Die Beheizung erfolgt von Außentemperatur



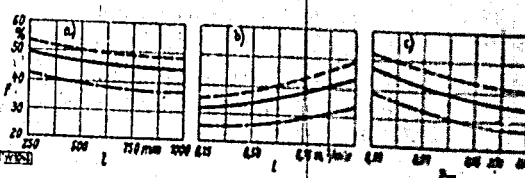
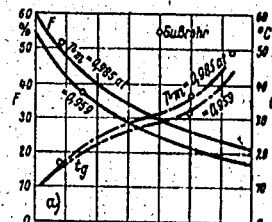


Bild 46 a bis c. Einfluß der Hohlänge  $L$  des angesaugten Luftstromes  $L$  und des Unterdruckes  $P_m$  auf die Verdampfung bei den drei Heizarten (vgl. Bild 44 und 45), gemessen am Prüfstand für stationäre Strömung. Heiztemperatur  $t_h = 20^\circ = \text{konst.}$   
 ----- Boden beheizt. ----- Rohr beheizt. ----- Ansaugluft vorgewärmt.

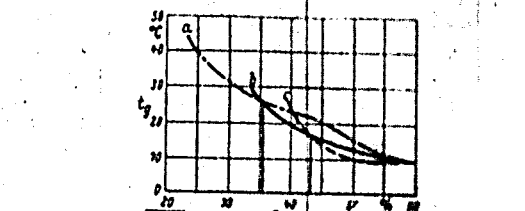
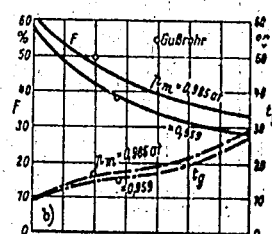


Bild 45. Einfluß der Heizart auf die Menge  $F$  des flüssigen Kraftstoffes (s. auch Bild 44).  $L = 1,00 \text{ nm}^3/\text{min}$ ;  $l = 1000 \text{ mm}$ ;  $P_m = 0,9600 \text{ at}$ ;  $l = 1,5 \text{ m}$ .  
 Kurve a: Ansaugluft vorgewärmt. Kurve b: Rohr beheizt.  
 Kurve c: Boden beheizt.

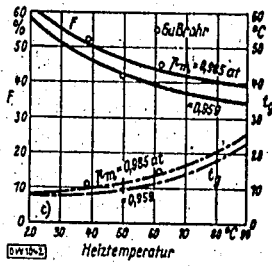


Bild 44 a bis c. Einfluß der Heiztemperatur und Heizart auf die Menge  $F$  des unverdampften Kraftstoffes und die Gemischtemperatur  $t_g$  für zwei Ansaugdrücke  $P_m$ , gemessen am Prüfstand mit stationärer Strömung.  $L = 1,00 \text{ nm}^3/\text{min}$ , Hohlänge  $l = 1000 \text{ mm}$ ,  $l = 1,5 \text{ m}$ .  
 Bild a: Ansaugluft vorgewärmt. Bild b: Flächenstrahlige Rohrbeheizung. Bild c: Bodenbeheizung des Saugrohrs.

(18° bis 20° C) bis 100° C. In Stufen von 20° zu 20° wurde die verbleibende flüssige Kraftstoffmenge sowie die Gemischtemperatur  $t_g$  gemessen und erstere, in Prozenten der gesamten minutlich verbrauchten Kraftstoffmenge ausgedrückt, über der Heiztemperatur  $t_h$  aufgetragen. Vergleicht man bei gleichen angesaugten Luftströmen  $L$  und konstantem Unterdruck  $P_m$  den Einfluß der Heizart auf die flüssige Kraftstoffmenge  $F$  und auf die Gemischtemperatur  $t_g$ , so ergibt sich nach Bild 44 folgendes:

Bei stationärer Strömung und unter Verwendung des Opel-Fallstromvergasers zur Gemischbildung beträgt der flüssig mitgeführte Anteil bei unbeheiztem Rohr über 50% der Gesamtmenge. Bei Heiztemperaturen, die den im Motorbetrieb auftretenden (siehe Bilder 40 a bis 40 d) entsprechen, wurden bei allen drei Heizarten noch unverdampfte Kraftstoffmengen, die 15 bis 40% (je nach Heizart) der Gesamtmenge ausmachen, festgestellt. Um den Zusammenhang zwischen Gemischtemperatur und unverdampftem Kraftstoff zu ermitteln, wurde aus Bild 44 das Diagramm 45 entwickelt, das Aussagen über die praktische Brauchbarkeit der einzelnen Heizarten beim Motorbetrieb gestattet. Nach oben begrenzt ist die Beheizung durch die Forderung nach gutem Liefergrad  $\eta$ . Als Maß für  $\eta$  kann die Gemischtemperatur  $t_g$  und als beste Vorwärmung diejenige gelten, die beim Erreichen der höchstzulässigen Gemischtemperatur den geringsten Anteil an flüssigem Kraftstoff im Saugrohr aufweist. Dies ist nach Bild 45 von einem bestimmten Bereich an (etwa  $t_g = 25^\circ$ ) die Luftvorwärmung, während bei niedrigen Gemischtemperaturen etwa zwischen 8° und 15° C durch die Bodenbeheizung (Punktbeheizung) und dazwischen durch Beheizen des Rohres am meisten verdampft wird.

In diesem Heizbereich werden jedoch, wie Bild 45 zeigt, noch so erhebliche Kraftstoffmengen flüssig mitgeführt, daß derselbe außer acht gelassen werden kann. Wie aus Bild 44 weiter hervorgeht, hat der Rohrwerkstoff bzw. die Rauigkeit (in gewissen Grenzen) wenig Einfluß auf die flüssig mitgeführte Kraftstoffmenge, während dieselbe, wie Bild 46 a zeigt, bei Änderung der Rohrlänge bei

13

SAFETY FILM

konstant gehaltener Heiztemperatur für alle drei Heizarten mit zunehmender Länge etwas abnimmt, da die Kraftstoffhaut im längeren Rohr bis zur Meßstelle mehr Wärme aufnehmen kann als im kürzeren. Die Abhängigkeit ist indes nicht groß und die aufgefangenen flüssigen Kraftstoffmengen beim längsten und kürzesten untersuchten Rohr unterscheiden sich nur um 4 bis 5 %.

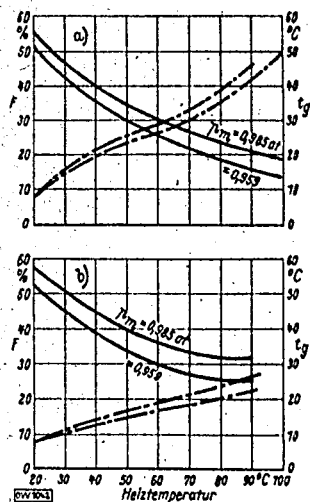


Bild 47 a und b. Einfluß der Heiztemperatur und Heizart auf die Menge  $F$  des unverdampften Kraftstoffes und die Gemischtemperatur  $t_g$  für zwei Ansaugdrücke  $p_m$  bei Verwendung des Soxhlet-Fallstromvergasers, gemessen am Prüfstand für stationäre Strömung.

$L = 1,00 \text{ nm}^3/\text{min}$ ;  $l = 750 \text{ mm}$ ;  $\lambda = 1,08$ .

Bild a: Ansaugluft vorgewärmt.

Bild b: Rohr beheizt.

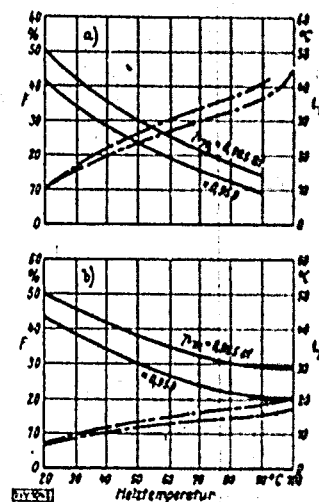


Bild 48 a und b. Einfluß der Heiztemperatur und Heizart auf die Menge  $F$  des unverdampften Kraftstoffes und die Gemischtemperatur  $t_g$  für zwei Ansaugdrücke  $p_m$  bei Verwendung des Soxhlet-Horizontalvergasers, gemessen am Prüfstand für stationäre Strömung.

$L = 1,00 \text{ nm}^3/\text{min}$ ;  $l = 750 \text{ mm}$ ;  $\lambda = 1,08$ .

Bild a: Ansaugluft vorgewärmt.

Bild b: Rohr beheizt.

Abb. 46 b zeigt den Einfluß des angesaugten Luftstromes auf den unverdampften Kraftstoff. Schließlich wurde noch bei verschiedenem Luftstrom und verschiedener Rohrlänge der Einfluß des Unterdruckes untersucht und in Bild 46 c dargestellt. Die zunehmende Verdampfung bei steigendem Unterdruck erklärt sich durch die Erhöhung der Verdampfungsgeschwindigkeit infolge Vergrößerung des Unterschiedes zwischen dem Teildruck des Kraftstoffdampfes im Saugrohr und dem Sättigungsdruck.

Diese Untersuchungen wurden unter gleichen Versuchsbedingungen auch mit den auf Seite 8 angeführten Vergasertypen durchgeführt. Der Soxhlet-Fallstromvergasers verhielt sich annähernd gleich wie der Opel-Fallstromvergasers (siehe Bild 47), während bei Verwendung des Soxhlet-Horizontalvergasers nach Bild 48 beim unbeheizten Rohr bzw. bei nicht vorgewärmter Ansaugluft um ungefähr 10 % mehr Kraftstoff verdampft ist als bei den anderen Vergasern. Bei Motorbetrieb ist daher der Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen bei diesem Vergaser kleiner als bei den übrigen untersuchten Vergaserbauarten.

#### b) Untersuchungen bei pulsierender Strömung (Motorversuch)

Die in Abschnitt a beschriebene Kraftstoffmessung in Abhängigkeit von der Heiztemperatur und Heizart wurde auch beim Motorversuch durchgeführt. Die Auffangvorrichtungen nach Bild 43 wurden an den zu den Zylindern führenden Enden des Glasrohres angeschlossen. Bild 49 zeigt die Ergebnisse bei 1800 und 2400 U/min. Die Verringerung des angesaugten Luftstromes mit fortschreitender Beheizung wurde für alle drei Heizarten gemessen und in den Diagrammen eingezeichnet. Für weitgehende Verdampfung ist wieder die Luftvorwärmung am günstigsten. Die bei einer bestimmten Heiztemperatur noch vorhandene Menge an flüssigem Kraftstoff ist geringer als die beim Versuch mit stationärer Strömung gemessene. Maßgebend hierfür ist neben der pulsierenden Strömung die Verteilung des gesamten flüssigen Kraftstoffes auf vier beheizte Stränge.

Als Bestätigung der im ersten Teil festgestellten ungleichmäßigen Kraftstoffverteilung auf den vorderen und rückwärtigen Zylinderblock zeigte es sich, daß in den einzelnen symmetrisch gelegenen Saugsträngen verschiedene Mengen abgeschieden wurden. Aus den gestrichelten Kurven in Bild 49 geht hervor, daß die Leitungen der rückwärtigen Zylindergruppe mehr flüssigen Kraftstoff mitführen als die vorderen. Dies stimmt mit den Versuchsergebnissen des ersten Teiles überein, bei denen die Luftüberschubzahlen der rückwärtigen Zylindergruppe bei allen Belastungen niedriger waren und auch mehr schwerer Kohlenwasserstoff im Abgas festgestellt wurde.

Wie die gestrichelten Kurven in Bild 49 zeigen, wurden sowohl in der vorderen als auch in der rückwärtigen Zylindergruppe im gemeinsamen Saugrohrstrang des zweiten und dritten bzw. vierten und fünften Zylinders stets annähernd die doppelte Menge flüssigen Kraftstoffes abgeschieden als im Strang des ersten, bzw. sechsten Zylinders.

Um den Einfluß der Ausbildung der Verzweigung des Saugrohres auf die Verteilung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes auf die einzelnen Zylinder zu ermitteln, wurde ein Glassaugrohr nach der in Bild 50 gezeichneten Form mit Auffangvorrichtungen nach Bild 43 an den Enden am 2,5 l-Motor angebaut, und bei verschiedenen Heiztemperaturen die in den einzelnen Nebensträngen flüssig mitgeführte Kraftstoffmenge gemessen und in Prozenten der Gesamtkraftstoffmenge aller

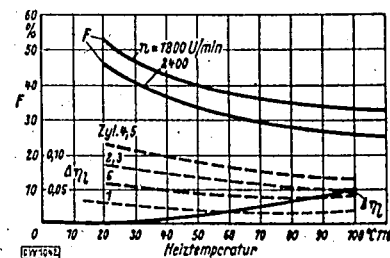
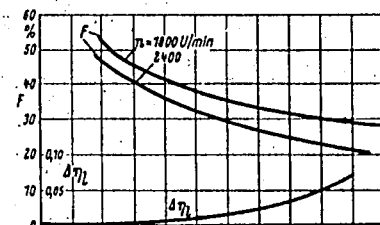
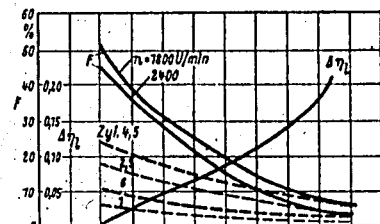


Bild 49 a bis c. Einfluß der Heiztemperatur und Heizart auf die Menge  $F$  des unverdampften Kraftstoffes und  $\lambda_{11}$  beim Motorversuch und zwei Drehzahlen.

Bild a: Ansaugluft vorgewärmt.

Bild b: Saugrohrinnenwand beheizt.

Bild c: Saugrohrboden beheizt.

Gestrichelte Kurven: Verteilung des mitgeführten Kraftstoffes auf die einzelnen Saugrohrstränge.

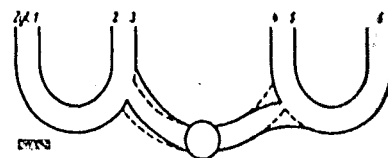


Bild 50. Versuchsaugrohr mit verschiedenen angeordneten Hauptsträngen. Gestrichelt ist die bisherige Ausführung.

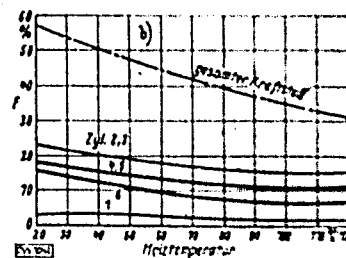
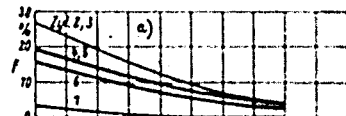


Bild 51 a und b. Einfluß der Formgebung des Versuchsaugrohres nach Bild 50 auf die Verteilung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes auf die einzelnen Saugrohrstränge bei verschiedenen Heizlasten. (Vgl. die gestrichelten Kurven in Bild 49 für die bisherige Ausführung des Versuchsaugrohres.) Motorversuch

$n = 1800$  U/min;  $L = 1,0$  und  $1,5$  l/min

Bild a: Ansaugluft vorgewärmt.

Bild b: Boden beheizt.

der Heiztemperatur aufgetragen. Die Bilder 51 a und 51 b zeigen die Verteilung bei 1800 U/min und  $L = 1,0 \text{ nm}^3/\text{min}$ . Die Ergebnisse des Bildes 51 a wurden bei Vorwärmung der Ansaugluft, die des Bildes 51 b durch Beheizung des Saugrohrbodens erzielt. Zieht man zum Vergleich die Ergebnisse beim Saugrohr mit senkrechter Einmündung des Zuführungsstranges heran (siehe die Bilder 49), so ergeben sich beträchtliche Unterschiede zwischen den flüssig mitgeführten Kraftstoffmengen in den einzelnen Strängen. Bei der normalen senkrechten Ausbildung der Einmündung wird durch jeden Saugimpuls ungefähr die gleiche Flüssigkeitsmenge in den entsprechenden Teil-

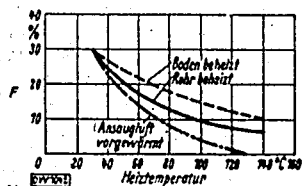


Bild 52. Einfluß der Heiztemperatur und Heizart auf die Menge  $F$  des unverdampften Kraftstoffes.

Motorversuch; Leerlauf;  $\lambda = 1,08$ .

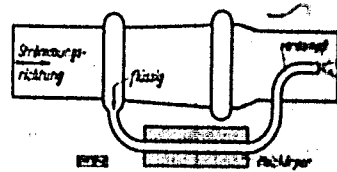


Bild 53. Vorrichtung zum unmittelbaren Beheizen des flüssigen Kraftstoffes.

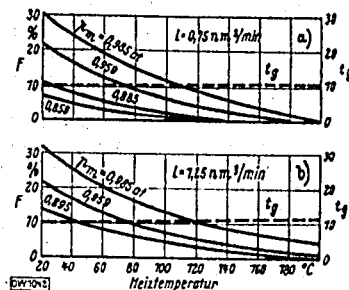


Bild 54 a und b. Einfluß der Heiztemperatur bei unmittelbarer Beheizung auf die Menge  $F$  des unverdampften Kraftstoffes und die Gemischtemperatur  $t_g$  für mehrere Ausgaberücke  $P_m$  bei  $L = 0,75$  und  $1,25 \text{ nm}^3/\text{min}$ . Motorversuch  $\lambda = 1,08$ .

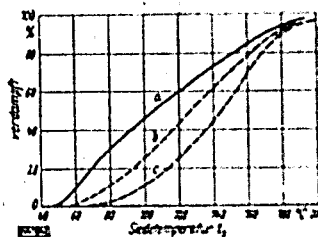


Bild 55. Siedekurve für normales Benzol. Kurve a, von der Zusammensetzung 81,13% C und 11,63% H (Gestrichelt eingetragen) sind die Siedekurven von bei  $20^\circ \text{C}$  (Kurve b) und  $80^\circ \text{C}$  (Kurve c) stehenden flüssigen Kraftstoffes.

strang gefördert. Die Mengen in den beiden mittleren Nebensträngen (Zylinder 2,3 und 4,5) sind daher, wie schon erwähnt, annähernd doppelt so groß wie die in den Außensträngen (Zylinder 1 und 6). Bei tangentieller Einmündung des Zuführungsstranges in den Außenstrang wird dieser bevorzugt mit flüssigem Kraftstoff beliefert. Bei der linken Ausführung gelangt trotz verstärkter örtlicher Kraftstoffansammlung an der Einmündung infolge Unterdruckanstieges durch die starke Knickung verhältnismäßig wenig flüssiger Kraftstoff in den Außenstrang.

Die gesamte flüssig mitgeführte Kraftstoffmenge im vorderen Zylinderblock ist wieder geringer als im rückwärtigen, da die Ausführung der Einmündung nur die Verteilung des flüssigen Kraftstoffes auf die unmittelbar zu den Zylindern führenden Teilstränge beeinflusst, während die Verteilung auf die beiden Saugrohrhälften nur von den Verhältnissen im Vergaseraustrittsquerschnitt und der Ausführung der ersten Verzweigung abhängt, die bei diesen Versuchen nicht verändert wurden.

Die bei Leerlauf durchgeführten Versuche ergaben infolge des hohen Unterdruckes schon bei Außentemperaturen geringe Flüssigkeitsmengen im Rohr. Bei den beim Motorbetrieb im Saugrohr herrschenden Temperaturen ist der Kraftstoff nach Bild 52 restlos verdampft. Diesem Umstand ist es auch zuzuschreiben, daß nach den Versuchen im Abschnitt B die Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder sowohl beim 2,5 l-Motor, als auch beim 2 l-Motor bei Leerlauf gleichmäßig war als bei Teil- und Vollast und das Abgas bei Leerlauf frei von schweren Kohlenwasserstoffen war.

Schließlich wurde am Versuchsstand mit stationärer Strömung eine weitere Heizart untersucht. Ausgehend von der Überlegung, daß beim unmittelbaren Beheizen des Rohres und beim Luftvorwärmen die zugeführte Wärme nicht ausschließlich vom flüssigen Kraftstoff aufgenommen wird, wurde der flüssige Anteil durch eine in Bild 53 dargestellte Vorrichtung aufgefangen und vom Druckgefälle im Rohr abgesaugt und außerhalb des Rohres verdampft. Aus der Versuchsreihe sind in den Diagrammen 54a und 54b die Ergebnisse für mehrere Ansangdrücke  $p_m$  und zwei verschiedene Luftströme  $L$  dargestellt. Verglichen mit den Ergebnissen bei mittellarer Beheizung wurde weitaus mehr Kraftstoff verdampft. Dabei blieb die Gemischtemperatur  $t_g$  selbst bei hohen Heiztemperaturen, wie aus den Bildern 54a und 54b hervorgeht, nahezu konstant.

Die bei mittelbarer Beheizung festgestellte Abhängigkeit des flüssigen Kraftstoffes vom Unterdruck  $p_m$  und Luftstrom  $L$  blieb bei diesem Versuch im wesentlichen gleich wie bei den anderen Versuchen.

#### c) Untersuchung des abgeschiedenen Kraftstoffes

Der bei verschieden starker Beheizung noch flüssig mitgeführte Kraftstoffanteil wurde aufgefangen und im Engler-Kolben destilliert. Die ermittelte Schar von Siedekurven zeigt Bild 55. Die Siedekurven zeigen, daß die leichtsiedenden Anteile mit zunehmender Heiztemperatur rasch verdampfen und nur schwersiedende Anteile flüssig bleiben.

#### d) Das Verhalten des flüssig mitgeführten Kraftstoffes im Zylinder bei Motortemperaturen

Zu dieser Untersuchung wurde das Glasmodell des aus Bild 37 ersichtlichen Ricardo Kopfes und des Einlaßkanals durch ein Modell aus Kupfer ersetzt. Der Zylinderkopf und der Zylinder wurden durch einen großen Gasbrenner, der an ein Gebläse angeschlossen war, erwärmt und die Wandtemperaturen wurden mit Thermoelementen abgelesen. Die Temperaturregelung erfolgte durch Drosselung des Heizgases und der Druckluft. Es bewegt sich eine zusammenhängende Flüssigkeitshaut an den Wänden des Zylinders, die sich beim plötzlichen Öffnen des Ventils verdrängt. Die benetzten Teile im Zylinderinnern liegen den Aufprallstellen des Hauptflüssigkeitsstromes im Zylinderkopf, die durch den Weg der Flüssigkeit im Einlaßkrümmer, an der Innenseite desselben, vorbestimmt sind, ungefähr gegenüber. Man kann annehmen, daß der an der Aufprallfläche zurückgeworfene Flüssigkeitsstrahl auf die Wände des kälteren Zylinders fällt und sich dort in Flüssigkeitsstreifen sammelt, während der an der Zylinderkopfwand entlangströmende Teil bei der hohen Temperatur derselben größtenteils verdampft, wie die Dampfchwaden im Zylinderinnern beweisen. Ob diese Verdampfung für die Verbrennung rechtzeitig genug erfolgt, ist fraglich.



Bild 54.  
Einströmen in ein beheiztes  
Zylindermodell. Kopf-  
temperatur  $t_k = 250^\circ \text{C}$ , Zylinder-  
wandtemperatur  $t_z = 110^\circ \text{C}$ .  
Ein Teil der Flüssigkeit  
läuft an der Zylinder-  
wand nach abwärts.  
 $L = 1,0 \text{ m}^3/\text{min}$ ;  
Ventilöffnung  $A = 2 \text{ mm}^2$ .

Schließlich wurde die Temperatur des Zylinderkopfes auf  $205^\circ \text{C}$  und die des Zylinders auf  $110^\circ \text{C}$  erhöht, was ungefähr den Motorverhältnissen entspricht. Wie Bild 54 zeigt, ist die Zylinderwand nicht mehr vom flüssigen Kraftstoff benetzt. Es findet keine kontinuierliche Strömung des Kraftstoffes längs derselben mehr statt. Hingegen spritzt flüssiger Kraftstoff bei demmal geöffneten Ventil in unregelmäßigen Zeitabständen gegen die Zylinderwand (siehe linke obere Ecke des Zylinders in Bild 56) und verdampft dort innerhalb einiger Sekunden. Die Menge dieses gegen

die Wand geschleuderten Flüssigkeit ist verschieden, daher schwankt auch die Verdampfungszeit. Wird das Einlaßventil abwechselnd geöffnet und geschlossen, so fallen jedesmal beim Öffnen einige Tropfen gegen die Zylinderwand.

Es kann angenommen werden, daß sich im Motor ähnliche Vorgänge abspielen. Die Gemisch- und Wandtemperaturen im Ansaugrohr unmittelbar vor dem sehr kurzen Einlaßkanal liegen zwischen  $50^{\circ}$  und  $70^{\circ}$  C (siehe Bild 40 a und folgende). Daher sind noch, wie die früher besprochenen Versuche beweisen, beträchtliche Kraftstoffanteile beim Eintritt in den Zylinder flüssig. Dieselben spritzen an die Wände und verdampfen zum Teil erst während des Ansaugungs- und Auspuffhubes, wie die durch Abgasanalyse festgestellten Anteile von schweren Kohlenwasserstoffen beweisen.

Für die in bezug auf die Verbrennung rechtzeitige Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes ist voraussichtlich sowohl die Lage des Einsaugkrümmers, wie auch die Anordnung und Ausbildung des Einlaßventiles von Einfluß.

Aus den Bildern 37 und 38 ist zu ersichen, daß der flüssige Kraftstoff sich vor allem an der Innenseite des Einlaßkrümmers bewegt, daher zum größten Teil durch die entsprechende Stelle des Ventilmfanges in den Zylinder tritt. Je nach der Ausbildung des Ventilsitzes in der Wand und dem Winkel desselben werden größere oder kleinere Teile durch das einströmende Gemisch in den Zylinderraum gerissen, während der übrige Teil des Kraftstoffes auch im Zylinder an der Wand haften bleibt und sich unter dem Einfluß der Schleppkraft der Gasströme und der Druckverteilung im Zylinder längs der Wand bewegt. Anzustreben ist eine Ausföhrung des Ventilsitzes, bei welcher der größte Teil des Kraftstoffes abgespritzt wird, da die Verdampfung der Tropfen im freien Gemischstrom wesentlich rascher erfolgt als die der Kraftstoffhaut an der Wand. Geeignete Mittel dazu können z. B. scharfe Kanten, Hinterdrehungen und steile Sitzwinkel sein. Die von dem Ventilsitz abgespritzten Kraftstofftropfen sollen möglichst lange Wege im freien Raum zurücklegen können, ohne daß sie auf Wände aufreffen. Diese freie Weglänge wird im allgemeinen bei stehenden Ventilen geringer sein als bei hängenden Ventilen. Die größeren Unterschiede in dengehalten an schweren Kohlenwasserstoffen, die sich bei den Versuchen an den beiden Motoren ergaben (siehe Bild 12 b) sind voraussichtlich auf diese Ursache zurückzuführen. Die im allgemeinen niedrigeren Wirkungsgrade von Motoren mit stehenden Ventilen sind voraussichtlich zum Teil darauf zurückzuführen.

Bei der Anordnung des Einsaugkrümmers ist anzustreben, die Innenseite der Krümmung an eine Stelle des Ventilmfanges mit entsprechender freier Strahlänge zu legen. Bei Motoren mit stehenden Ventilen ist die aus konstruktiven Gründen übliche Anordnung des Krümmers in dieser Hinsicht ungünstig. Es ist auch denkbar, durch geeignete Ausbildung des Krümmers — z. B. durch Anordnung von Nuten in der Wandoberfläche oder entsprechend der Formgebung in bezug auf den Querschnittsverlauf — den flüssigen Kraftstoff unabhängig von der meist anderweitig bedingten Richtung des Krümmers an die Stelle des Ventilmfanges mit der größten freien Weglänge zu führen.

#### e) Einfluß einer nahezu vollständigen Verdampfung des Kraftstoffes auf Gemischbildung und Kraftstoffverbrauch.

Aus den Ergebnissen der vorangegangenen Untersuchungen folgt, daß die ungleichmäßige Gemischverteilung bei Mehrzylindermotoren fast ausschließlich auf die unvollständige Verdampfung des Kraftstoffes im Vorgaser, also auf eine ungleichmäßige Verteilung des flüssig im Saugrohr mitgeführten Kraftstoffanteiles, zurückzuführen ist. Weiterhin wurde festgestellt, daß durch den flüssig in den Zylinder eintretenden Kraftstoff Verluste dadurch entstehen, daß ein Teil dieses Kraftstoffes durch die Abgase unverbrannt weggeführt wird.

Um die Auswirkung der vollständigen Verdampfung bei Motorbetrieb versuchsartig zu belegen, wurde die auf Seite 26 beschriebene Einrichtung (siehe Bild 53) an dem 2 l Motor angebaut. In Bild 57 ist das Saugrohr im Längsschnitt dargestellt. Die Beheizung erfolgt durch vorbeistömende Auspuffgase und kann durch eine Drosselklappe geregelt werden. Der an der Roderspitze austretende Dampfstrahl prallt auf die beheizte, symmetrisch ausgebildete Schneide S auf; dadurch werden flüssige Kraftstoffreste fast vollständig verdampft. Mit diesem Saugrohr wurden bei sonst gleichbleibenden Motorbedingungen für Vollast und für eine Teillast ( $M_2 = 4 \text{ mkg}$ ) über den ganzen Drehzahlbereich Versuche durchgeführt und im Abstand von 400 U/min aus den Zylindern Abgasproben entnommen, die Luftüberschuszahlen bestimmt und in Abhängigkeit von der Drehzahl in Bild 58 für die angegebenen Belastungen aufgetragen. (Das bei Vollast erreichte Drehmoment blieb dabei unverändert.) Es ergab sich eine für beide Belastungen im ganzen Drehzahlbereich fast vollständig gleichmäßige Gemischverteilung in den einzelnen Zylindern. Die auf-

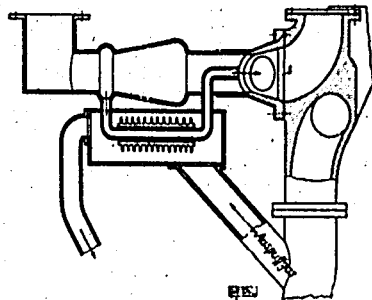


Bild 57. Längsschnitt durch das Versuchsaugrohr.  
S symmetrisch ausgebildete Schneide.

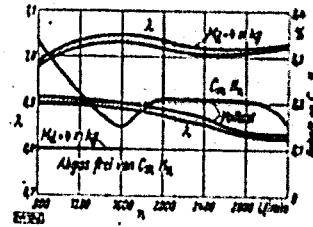


Bild 58. Gemischzusammensetzung  $\lambda$  und Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen ( $C_n H_m$ ) bei nahezu vollständiger Verdampfung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$ .  
2 l Motor;  $M_d = 4$  mkg und Vollast.

tretenden Abweichungen  $\lambda_{\max} - \lambda_{\min}$  waren nie größer als 0,015, der Ungleichförmigkeitsgrad daher sehr klein. Der Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen wurde ebenfalls in das Diagramm 58 eingetragen. In Übereinstimmung mit den Folgerungen aus den früheren Untersuchungen sank der Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas erheblich und verschwand bei Teillast schon bei verhältnismäßig kleiner Drehzahl (siehe Bild 58). Die festgestellten geringen Mengen an schweren Kohlenwasserstoffen im Abgas lassen darauf schließen, daß eine restlose Verdampfung des Kraftstoffes vor Eintritt in die Zylinder nicht erfolgte. Bild 59 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_e$  für Vollast und  $M_d = 4$  mkg in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Ein Vergleich mit den Verbrauchskurven des Bildes 7 für die gleichen Drehmomente zeigt eine beträchtliche Verringerung des Kraftstoffverbrauches  $b_e$ , hervorgerufen durch den niedrigen Gehalt  $\sigma$  der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen. Berechnet man nun an Hand der Verbrauchskurven des Bildes 7 ( $b_e$ ), bzw. des Bildes 59 ( $b_e'$ ) beispielweise für Vollast und 800 U/min die

Differenz  $b_e - b_e' = 305 - 276 = 29$  g/PS $\cdot$ h und drückt dieselbe in Prozenten von  $b_e$ , also  $\frac{b_e - b_e'}{b_e} \cdot 100$ , aus, so erhält man einen Gewinn von 9,5%. Bildet man nun die Differenz der Gehalte an schweren Kohlenwasserstoffen  $\sigma - \sigma'$  an Hand der Bilder 12 b und 58 für 800 U/min und Vollast, so erhält man 0,3%. Dies ergibt, da nach der auf Seite 6 durchgeführten Rechnung bei  $\lambda = 0,9$  einem Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen von 0,1% ein Kraftstoffverlust von ungefähr 4,2% entspricht, einen Kraftstoffanteil von ungefähr 12,5%. In Zahlentafel 1 wurde die Nachprüfung für Vollast und

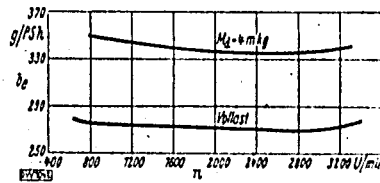


Bild 59. Kraftstoffverbrauch  $b_e$  bei nahezu vollständiger Verdampfung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$ .  
2 l Motor;  $M_d = 4$  mkg und Vollast.

Zahlentafel 1. Kraftstoffverbrauch ( $b_e$ ) und Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen  $\sigma$  SKW, in Abhängigkeit von Drehzahl und Belastung.

Belastung	Drehzahl U/min	$b_e$ g/PS $\cdot$ h	$b_e'$ g/PS $\cdot$ h	$\sigma$ % SKW	$\sigma'$ % SKW	$b_e - b_e'$ g/PS $\cdot$ h	$\frac{\sigma - \sigma'}{b_e - b_e'}$ % SKW	$\frac{b_e - b_e'}{b_e} \cdot 100$ %	$\frac{\sigma - \sigma'}{\sigma} \cdot 100$ %
Vollast	800	305	276	0,0	0,3	29	0,3	9,6	12,5
	1600	300	271	0,51	0,19	29	0,25	9,8	14,5
	2400	296	269	0,52	0,22	27	0,20	8,9	11,5
$M_d = 4$ mkg	3200	301	274	0,5	0,18	25	0,22	9,0	12,0
	800	306	350	0,45	0,1	46	0,25	11,7	14,5
	1600	374	310	0,37	0,1	31	0,27	9,8	12,0
	2400	350	330	0,1	0,0	14	0,1	4,0	4,4
	3200		312	0,0	0,0				

$M_d = 4$  mkg für mehrere Drehzahlen durchgeführt. Dabei wurde die Änderung von  $\lambda$  mit der Drehzahl und Belastung berücksichtigt.

Damit ist bewiesen, daß durch die stärkere Verdampfung des Kraftstoffes eine Verminderung der Abgasverluste durch Verkleinerung der Gehalte an schweren Kohlenwasserstoffen erzielt werden kann und daß die Verminderung dieses Verlustes eine entsprechende Verkleinerung des Kraftstoffverbrauches zur Folge hat.

#### f) Zusammenfassung

Die bei Motorbetrieb auftretende Temperaturverteilung am auspußbeheizten Saugrohr des 2,5 l Opel-Motors wurde für mehrere Belastungen in Abhängigkeit von der Drehzahl bestimmt; es wurde festgestellt, daß die bei allen Betriebszuständen auftretende Unsymmetrie in der Verteilung am Versuchstand vom Lüfterwind hervorgerufen wird. Versuche mit abgestelltem Lüfter ergaben fast gleichmäßige Temperaturverteilung bei allen Belastungen und Drehzahlen. Gleichzeitig wurde dadurch eine Verbesserung der Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder erzielt.

Die ermittelte Wärmeverteilung wurde für mehrere Drehzahlen und Drosselöffnungen auf ein gleichartiges Glassaugrohr übertragen und der Motor fremd angetrieben. Dabei ergab sich, daß bei allen Betriebszuständen mit Ausnahme von Leerlauf noch flüssiger Kraftstoff mitgeführt wird.

Für verschiedene Heizarten wurde am Prüfstand für stationäre Strömung die Menge des flüssigen Kraftstoffes in Abhängigkeit von der Heiztemperatur gemessen und bei Luftvorwärmung ein vorgegebener Verdampfungsgrad mit von allen übrigen Heizarten niedrigster Gemischtemperatur erreicht. Eine restlose Verdampfung ist jedoch bei den meisten Belastungszuständen wegen zunehmender Verschlechterung des Liefergrades nicht durchführbar. Bei Verwendung anderer Vergasertypen wurden ungefähr die gleichen Ergebnisse erzielt.

Die am Motorprüfstand vorgenommene Messung des im Saugrohr flüssig mitgeführten Kraftstoffes ergab im Leitungsteil der rückwärtigen Zylindergruppe mehr flüssigen Kraftstoff als im vorderen, was bei der berechtigten Annahme einer nahezu gleichmäßigen Zusammensetzung des auf die einzelnen Stränge verteilten gasförmigen Gemisches auf eine höhere Luftüberschußzahl der Ladungen der vorderen Zylinder schließen läßt und sich mit den in Abschnitt B ermittelten Ergebnissen deckt. Die Verteilung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes auf die einzelnen Zylinder einer Zylindergruppe wird dabei, wie Versuche zeigten, durch die Ausbildung der Abzweigungen beeinflusst.

Die Strömung des flüssig mitgeführten Kraftstoffes im Zylinder wurde am Glasmodell bei Motortemperaturen beobachtet. Es zeigte sich, daß durch den Einzugstrom stets Kraftstoff in den Zylinder geschleudert wurde.

Schließlich wurde am Prüfstand mit stationärer Strömung mit Erfolg eine neue Heizart erprobt. Der flüssige Kraftstoff wurde durch das im Saugrohr herrschende Druckgefälle abgesaugt und außerhalb des Saugrohres unmittelbar beheizt. Bei allen Gasgeschwindigkeiten konnte dadurch ohne wesentliche Änderung des Liefergrades eine nahezu vollständige Verdampfung erzielt werden. Am 2 l Opel-Motor wurde durch entsprechende Umbildung des Ansaugrohres die Brauchbarkeit dieser Heizart für den Motorbetrieb untersucht. Bei gleichen Drehmomenten sank der spezifische Kraftstoffverbrauch bei Anwendung dieser Heizart beträchtlich. Es konnte gezeigt werden, daß dieser Kraftstoffgewinn dem wesentlich geringeren Gehalt der Abgase an schweren Kohlenwasserstoffen entspricht, der auf die nahezu vollständige Verdampfung des flüssigen Kraftstoffanteiles zurückzuführen ist.

#### Schriftumsverzeichnis

- [1] E. Bartholomew, H. Chalk und B. Brewster: Carburation-Manifolding-Anti-Knock. — *Automot. Ind.* Bd. 78 (1938), S. 111.
- [2] H. Rabazzana: Some factors controlling part-load economy — *S. A. E. Journ. (Trans.)* Bd. 43 (1935) S. 511/14.
- [3] H. R. Ricardo: Schnelllaufende Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer-Verlag, 1932.
- [4] H. List und E. Egger: Selbsttätig arbeitende Waage für Kraftstoffverbrauchsmessung. — *Technische Berichte der ZVB.* Bd. 9 (1942) Heft 1, S. 23. Nicht vorhanden.
- [5] H. List: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien: Springer-Verlag, 1939.
- [6] Reichsstelle für Film und Bild in Wissenschaft und Unterricht des Reichsministeriums für Wissenschaft, Erziehung und Volksbildung. Berlin W 62, Kleiststr. 10—12.



Deutsche Kraftfahrtforschung  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

*Dr. List, W. Pachernegg*

Heft 79

*III W*

Thermodynamische Untersuchungen  
an schnelllaufenden Dieselmotoren

Prof. Dr.-Ing. Hans List VDI  
Siegfried Pachernegg

Lehrstuhl für Verbrennungsmaschinen  
und Wärmelehre an der Technischen  
Hochschule Graz

1944

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

Deutsche Kraftfahrtforschung  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

839  
Heft 79

Thermodynamische Untersuchungen  
an schnelllaufenden Dieselmotoren

Prof. Dr.-Ing. Hans List VDI  
Siegfried Pachernegg

Lehrstuhl für Verbrennungsmaschinen  
und Wärmelehre an der Technischen  
Hochschule Graz

1944

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

Deutsche (im) ...  
in Auftrag ...

Technische ...  
in ...

50

Inhaltsverzeichnis

	Seite		Seite
I. Einleitung .....	1	IV. Ergebnisse .....	23
1. Gütegrad und Wirkungsgrad .....	1	13. Allgemeines .....	23
2. Verlustfteilung .....	1	14. Kennwerte verschiedener Verbrennungs-	24
		verfahren bei gleicher Drehzahl $n =$	24
		1000 U/min .....	24
		a) Der Isenwirkungsgrad $\eta_i$ abhängig	24
		von $p_1$ .....	24
		b) Der absolute Wärmebergang $Q_w$ ab-	24
		hängig von $p_1$ .....	24
		c) Der verhältnismäßige Wärmeber-	24
		gang $q_w$ abhängig von $p_1$ .....	24
		d) Der Wirkungsgrad $\eta_{eff}$ des ange-	24
		gebenen Diagramms abhängig von	24
		$p_1$ .....	24
		e) Der Gleichungsgrad $\eta_g$ abhängig	24
		von $p_1$ .....	24
		f) Der Wirkungsgradverlust $\Delta\eta_w$ durch	24
		die Wandwirkung abhängig von $p_1$ ..	24
		g) Der Wandwirkungsgrad $\eta_w$ ab-	24
		hängig von $p_1$ .....	24
		h) Der Wirkungsgrad $\eta_{eff}$ der Verlust-	24
		wärme abhängig von $p_1$ .....	24
		i) Der Gleichungsgrad $\eta_g$ des Wand-	24
		verlustes abhängig von $p_1$ .....	24
		k) Kennwerte abhängig von $n$ und $\lambda$ ..	24
		15. Der Einfluß des Zündzeitpunktes .....	29
		a) Allgemeines .....	29
		b) Versuchsergebnisse .....	29
		16. Abhängigkeit der Kennwerte von der	31
		Drehzahl .....	31
		17. Kennwerte bei verschiedenen Verdich-	33
		tungsverhältnissen .....	33
		a) Allgemeines .....	33
		b) Versuchsergebnisse .....	33
		18. Abhängigkeit der Kennwerte vom An-	33
		fangsdruck $p_1$ .....	33
		19. Einfluß einer Änderung der Moter-	37
		temperatur .....	37
		V. Zusammenfassung .....	34
		VI. Schrifttumverzeichnis .....	29
II. Messungen an der Maschine .....	2		
3. Das Gewicht der Ladung .....	2		
4. Die Luftüberschußzahl .....	3		
5. Zusammensetzung von Ladung und Ab-	3		
gas .....	3		
6. Die zugeführte Wärme .....	3		
7. Das Indikatorgramm .....	4		
a) Anforderungen .....	4		
b) Indikatorverfahren .....	4		
8. Der DVL-Ollimmlampenindikator .....	5		
a) Meßgenauigkeit .....	5		
b) Betriebsverhalten des DVL-Indi-	5		
kators .....	5		
c) Der Einfluß der Geberanbringung	5		
auf die Vorgänge im Verbrennungs-	5		
raum .....	5		
9. Übersicht der Versuchsdurchführung ..	7		
III. Die Auswertung der Meßergebnisse .....	7		
10. Vorbemerkungen .....	7		
11. Auswertung der Meßergebnisse ohne Be-	8		
rücksichtigung der Strömung .....	8		
12. Auswertung der Meßergebnisse mit Be-	15		
rücksichtigung der Strömung .....	15		
a) Allgemeines .....	15		
b) Beispiel .....	17		

Erklärung der verwendeten Formelgrößen

$A = \frac{1 \text{ kcal}}{427 \text{ mkg}}$	mechanisches Wärmeäquivalent	$u_2$	[kcal/kg]	innere Energie eines kg Kraftstoff
$b$	[g]	$U'$	[kcal]	innere Energie der Ladung
$B$	[kg/Mol]	$U''$	[kcal]	innere Energie der Abgabe
$B_h$	[kg/h]	$u$	[kcal/Mol]	innere Energie eines Mols
$C_v$	[kcal/Mol°]	$v$	[—]	Luftgehalt der Abgabe
$E$	[kcal/kg]	$v_1$	[cm³]	Volumen des Verdichtungsraumes
$f$	[cm²]	$v_2$	[cm³]	Inhubvolumen
$f(T) = \int \frac{C_v dT}{273}$	[kcal/Mol °K] Temperaturfunktion zur Berechnung von Zustandsänderungen	$v(X)$	[—]	Vorkammervolumen
$F$	[cm²]	$v(X)$	[—]	Volumenanteil eines Gasbestandteils
$g = 9.81 \text{ m/s}^2$	Erdbeschleunigung	$v(X)$	[—]	Volumenanteil eines Gasbestandteils
$h$	[%]	$V_1 - L$	[Nm³/kg]	Menge der Verbrennungsluft je kg Kraftstoff
$H_{un}$	[kcal/kg]	$V_L$	[Nm³/kg]	Luftaufwand je kg Kraftstoff
$i_p$	[kcal/kg]	$V_{sp}$	[Nm³/kg]	Spallluftmenge je kg Kraftstoff
$i''$	[kcal/Mol]	$V_w$	[Nm³/kg]	Menge des trockenen Abgases je kg Kraftstoff
$i'''$	[kcal/Mol]	$V_w$	[Nm³/kg]	Menge des feuchten Abgases je kg Kraftstoff
$i''''$	[kcal/kg]	$V(X)$	[Nm³/kg]	Menge eines Gasbestandteils je kg Kraftstoff
$K = \frac{V T_1}{n v_h}$	Kennzahl des abgeschnürten Brennraums	$v$	[m³/Mol]	Molvolumen
$l$	[Nm³/min]	$w$	[m/s]	Geschwindigkeit
$l_1$	[Nm³/Hub]	$x_0$	[m]	Kolbenweg
$l_2$	[Nm³/Hub]	$\alpha$	[°KW]	Kurbelwinkel
$L$	[Nm³/kg]	$\beta$	[—]	Abgabegehalt der Frischladung
$L_0$	[Nm³/kg]	$\delta$	[—]	Volumenverhältnis von Ladung und Abgas
$L$	[mkg]	$\epsilon$	[—]	Verdichtungsverhältnis
$L_{st}$	[mkg]	$\Delta r_1$	[%]	Wirkungsgradveränderung durch den Abgasgehalt der Ladung
$m$	[—]	$\epsilon_2$	[%]	Gütegrad
$m$	[—]	$\epsilon_3$	[%]	Gütegrad des Brenngases (Gleichraumgrad)
$M_0$	[—]	$\epsilon_{p,2}$	[%]	Gleichraumgrad des Wärmeüberganges
$n$	[U/min]	$\epsilon_{p,3}$	[%]	Gleichraumgrad des Wärmeüberganges und der inneren Strömung
$n$	[%]	$\epsilon_{p,4}$	[%]	Innenwirkungsgrad
$o$	[%]	$\epsilon_{p,5}$	[%]	Wirkungsgradveränderung durch den gehäuterten Anfangsdruck
$p$	[kg/cm²]	$\epsilon_{p,6}$	[%]	Arbeitswert der Verlustwärme
$p_1$	[kg/cm²]	$\epsilon_{p,7}$	[%]	Arbeitswert von Wärmeübergang und innerer Strömung
$p_2$	[kg/cm²]	$\Delta r_2$	[%]	Teilwirkungsgrad der inneren Strömung
$p_3$	[kg/cm²]	$\Delta r_3$	[%]	Wirkungsgradveränderung durch innere Strömung
$p_4$	[kg/cm²]	$\Delta r_4$	[%]	Wirkungsgradveränderung durch gehäuterte Anfangstemperatur
$p_5$	[kg/cm²]	$\epsilon_{p,8}$	[%]	Wirkungsgrad des verfestigten angetriebenen Diagramms
$p_m$	[kg/cm²]	$\epsilon_{p,9}$	[%]	Teilwirkungsgrad des Wärmeübergangs
$p_{st}$	[kg/cm²]	$\epsilon_{p,10}$	[%]	Wirkungsgradveränderung durch den Wärmeübergang
$p_0$	[kg/cm²]	$\epsilon_{p,11}$	[%]	Teilwirkungsgrad von Wärmeübergang und Strömung
$p_2$	[kg/cm²]	$\lambda$	[—]	Schubstangenverhältnis
$Q_0$	[kcal/Mol]	$\lambda'$	[—]	Luftüberschußverhältnis
$Q_{st}$	[kcal/Mol]	$\mu$	[—]	Gasüberschußverhältnis
$Q_w$	[kcal/Mol]	$\nu$	[—]	Durchflußverhältnis
$r$	[m]	$\nu_1$	[s]	Unterstützungsverhältnis des Brennraums im o. T.
$R = 848 \frac{\text{mkg}}{\text{Mol}^\circ}$	allgemeine Gaskonstante	$\nu_2$	[s]	Maßzeit zum Kraftstoffverbrauch
$T$	[°K]	$\nu_3$	[%]	Anteil der Strömungsenergie an der zugeführten Wärme
		$\nu_{VT}$	[—]	Füllzahl der Vorkammer
		$\nu_w$	[%]	verhältnismäßiger Wärmeübergang

I. Einleitung

1. Gütegrad und Wirkungsgrad

Jedem Ablauf der Energieumsetzung in einer wirklichen Maschine kann ein entsprechender Ablauf der Vorgänge in einer vollkommenen oder verlustlosen Maschine gegenübergestellt werden. Das Verhältnis der je Einheit der Kraftstoffmenge gewonnenen Arbeiten der beiden Prozesse wird allgemein als Gütegrad bezeichnet.

Die Vorgänge in der wirklichen Maschine und ihr Innenwirkungsgrad sind durch das Indikator-diagramm während Verdichtung und Ausdehnung gegeben. Die Reibungsverluste und damit der mechanische Wirkungsgrad sowie die Ladungswechselarbeit bleiben daher bei der Erfassung der inneren Verluste außer Betracht.

Nachdem sich bei Überschneidung der Steuerzeiten die Ladungswechselvorgänge in den Bereich des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes erstrecken, wird den folgenden Untersuchungen jenes Diagramm zugrunde gelegt, bei dem der Druckverlauf ausgehend von Auslaßöffnung bzw. Einlaßschluß adiabatisch zum unteren Totpunkt verlängert wird. Die Verluste an Diagrammfläche durch die Voröffnung oder das Nachschließen sind somit bei der folgenden thermodynamischen Unterbrechung dem Ladungswechselverlust zuzuschlagen [1]<sup>1)</sup>.  $p_1$  und  $r_1$  entspricht dem Diagramm ohne Ladungswechselverlust.

2. Verlustteilung

Die Verlustteilung [2] gibt einen weitgehenden Einblick in die Arbeitsvorgänge im Motor und ermöglicht Wertung und Vergleich motorischer Arbeitsverfahren in bezug auf Verluste bei der Energieumsetzung und die Wärmebelastung der Brennraumwände.

Wird das Diagramm der vollkommenen Maschine mit den Zustandsgrößen im Punkt 2, dem Verdichtungsende des wirklichen Diagrammes, nach Bild 1 in Übereinstimmung gebracht und die Zustandsänderungen unter Berücksichtigung der veränderlichen spezifischen Wärmen, der Dissoziation, der Zusammensetzung und des Restgasgehaltes der Ladung sowie der tatsächlich frei werdenden Wärme verfolgt, so erhält man nach [2] das Diagramm und den Wirkungsgrad  $\eta_{10}$  der vollkommenen angeglichenen Maschine. Diese unterscheiden sich vom (Indikator-) Diagramm und dem Innenwirkungsgrad  $\eta_i$  der wirklichen Maschine (Bild 1) nur mehr durch die Einflüsse des zeitlichen Ablaufs der Verbrennung, des Wärmeübergangs an die Wände während Verdichtung und Ausdehnung und schließlich durch die Verluste durch die Strömung in Zylinder und Brennraum.

Der Gütegrad  $\eta_g = \eta_{10} / \eta_i$  kann demnach in drei Faktoren zerlegt werden:

$$\eta_g = \eta_{11} \cdot \eta_w \cdot \eta_{12}$$

Darin bedeuten

$\eta_{11}$  den Gleichraumgrad, das Verhältnis der Arbeitsflächen des sonst verlustlosen Diagramms mit dem wirklichen Brenngesetz zum verlustlosen Diagramm mit Gleichraumverbrennung im oberen Totpunkt;

$\eta_w$  den Wandwirkungsgrad, das Verhältnis der Arbeitsflächen der Prozesse mit dem wirklichen Brenngesetz mit und ohne Wärmeübergang;

$\eta_{12}$  den Strömungswirkungsgrad, das Verhältnis der Arbeitsflächen der Prozesse mit dem wirklichen Brenngesetz und Wärmeübergang mit und ohne Strömung im Zylinder.

Die Aufteilung des Gütegrades in Teilwirkungsgrade und die Verfahren zur Bestimmung derselben sind in [2] ausführlich behandelt.

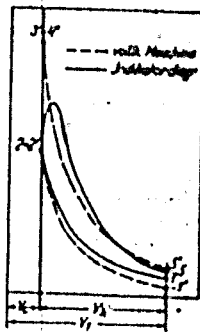


Bild 1. Wirkliches und angeglichenes verlustloses  $p_1$ -Diagramm.

<sup>1)</sup> Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schrifttumverzeichnis am Ende des Heftes.

### II. Messungen an der Maschine

Zur Bestimmung des Energieverlaufs während des Arbeitspiels ist die genaue Kenntnis des Ladungsgewichtes, der Zusammensetzung der Ladung während des Arbeitspiels und ihrer Zustandsgrößen, in diesem Fall des Druckverlaufs, notwendig. Zur Bestimmung der Verlustwärme sowie zur Aufstellung der Vergleichsprozesse ist die dem Prozeß zugeführte Wärme zu ermitteln.

#### 3. Das Gewicht der Ladung

Bei Motoren, die während des Ladungswechsels nicht gespült werden, wird das Gewicht der Frischladung zuverlässig bestimmt durch die Messung der angesaugten Luftmenge und ihres Feuchtigkeitsgehaltes, sowie des in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffs.

Das Gewicht der Ladung am Anfang des Verdichtungshubes setzt sich zusammen aus dem Gewicht der Frischladung und dem im Zylinder verbliebenen Abgasrest. Für Untersuchungen an Dieselmotoren mit Verdichtungsverhältnissen  $\epsilon = 14$  bis 20 kann, unter Verwertung der Ergebnisse einschlägiger Versuche, sowie angenäherter Berechnungen nach [3], der Abgasgehalt berechnet werden. Man erhält für Dieselmotoren ohne Aufladung einen mittleren Abgasgehalt der Ladung von rd. 5%. Der Einfluß einer Fehlannahme des Abgasrestes auf die Auswertung wurde untersucht und vernachlässigbar gering befunden.

Durch Entnahme von Gasproben aus dem Zylinder kann der Abgasgehalt der Ladung unmittelbar bestimmt werden.

Wesentlich schwieriger wird die Bestimmung des Ladungsgewichts bei Motoren mit Spülung während des Ladungswechsels, also bei Zweitaktmaschinen und überladenen Viertaktmaschinen, da die rechnerische Bestimmung der notwendigen Kennwerte des Ladungswechsels zur Zeit nicht mit genügender Genauigkeit durchgeführt werden kann.

Eine Möglichkeit zur versuchsmäßigen Bestimmung der im Zylinder verbleibenden Ladungsmenge besteht in der Bestimmung der Spül- und Liefergradkennzahlen aus den Analysen, sowohl von Proben aus dem Zylinder bzw. dem unverdünnten Auspuffstrom einerseits, als auch aus der Auspuffströmung bzw. dem mit Spülluft vermischten Auspuffstrom andererseits.

Hierbei kann nach folgender Weise vorgegangen werden: Mittels eines gesteuerten Ventils im direkten Auspuffstrom kurz nach dem Auslaßventil, bzw. mittels eines Gasentnahmeverteils im Zylinderkopf, wird der  $CO_2$ -Gehalt  $\sigma(CO_2)$  des ausgeschobenen trockenen Abgases bestimmt, während über eine Entnahmestelle im Auspufftopf der  $CO_2$ -Gehalt  $\sigma'(CO_2)$  des Auspuffstroms, der sich aus reinem, trockenem Abgas und Spülluft zusammensetzt, gemessen wird. Bei der Berechnung der Verbrennungshauptmenge aus  $\sigma(CO_2)$  und  $\sigma'(CO_2)$  ist die Volumenveränderung während der Verbrennung und der Wasserdampfgehalt  $\nu(H_2O)$  der feuchten Abgase zu berücksichtigen. Dazu kann mit  $\sigma(CO_2)$  aus einem Verbrennungsdreieck die Luftüberschubzahl und damit nach Seite 3 das Volumenverhältnis der Ladung vor und nach der Verbrennung mit guter Annäherung bestimmt werden.

Der Wasserdampfgehalt des feuchten reinen Abgases wird nach [2]

$$\nu(H_2O) = \frac{11,2 h}{V_w}; V_w = \delta V_1 = \lambda L_w + 5,6 A + 0,7 \sigma + 0,8 n \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

mit  $h, \sigma$  und  $n$  als Gewichtsanteile von Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff an der Elementaranalyse des Kraftstoffs;  $V_w$  ist das Volumen des feuchten unverdünnten Abgases,  $\delta$  das Massenverhältnis der Gase nach und vor der Verbrennung,  $V_1 = \lambda L_w$  das Volumen der Verbrennungsluft,  $\lambda$  die Luftüberschubzahl und  $L_w$  der theoretische Luftbedarf.

Das Volumen des trockenen, unvermischten Abgases ist nun

$$V_u = \delta V_1 - V(H_2O) = \delta V_1 - \nu(H_2O) V_w$$

mit  $V(H_2O)$  als Volumen des Wasserdampfs je kg Kraftstoff.

Weiter gilt:  $\sigma(CO_2) V_u = \sigma'(CO_2) (V_u + V_{sp})$ ,  $V_u = V_w [1 - \alpha(H_2O)]$ ,  $V_{sp} = V_2 - V_1$ .  
Darin bedeutet  $V_{sp}$  das Volumen der Spülluft und  $V_2$  das Volumen des gesamten Luftaufwands.

Aus diesen Beziehungen erhält man mit  $a = \frac{\sigma(CO_2)}{\sigma'(CO_2)}$  das Volumen der Verbrennungsluft:

$$V_1 = \frac{V_w}{\delta [1 - \alpha(H_2O)] (a - 1) + 1}$$

Man rechnet zunächst mit Werten von  $\delta$  und  $\nu(H_2O)$ , die einem angenäherten Wert von  $\lambda$  entsprechen. Mit den aus  $V_1$  und dem Kraftstoffverbrauch berechenbaren Werten von  $\lambda, \delta$  und  $\nu(H_2O)$  kann die Rechnung dann zur Erzielung größerer Genauigkeit wiederholt werden.

Zu dem aus  $V_1$  bestimmten Gewicht der Frischladung ist das trotz der Spülung zurückbleibende Restgasgewicht zu addieren. Dieses Gewicht ist auf Grund eines angenommenen Spülverlaufs (s. II. Verdünnungsspülung) zu schätzen.

Bei der Gasentnahme aus dem direkten Auspuffstrom hinter dem Auslaßventil ist durch entsprechende Steuerung des Entnahmeventils dafür zu sorgen, daß die Abzapfung von unverändertem Abgas gewährleistet wird. Ebenso ist bei der Entnahme aus der Auspuffleitung für entsprechende Beruhigung des Abgasstroms zu sorgen, da Schwingungen in der Abgasleitung sowohl motorwärts, als auch von der Außenseite her eine Störung der Messung der  $\text{CO}_2$ -Durchschnitte ergeben können. Bei Zweitaktmotoren mit ungünstiger Spülung ist das vorstehend beschriebene Verfahren allerdings zu ungenau. Der Bestimmung der Frischladung müssen in solchen Fällen eingehendere Untersuchungen über den Ladungswechsel an der betreffenden Maschine vorausgehen. Von Niedermeyer (4) wird die Bestimmung des Spülwirkungsgrades an einer Zweitakt-Versuchsmaschine beschrieben.

Zur Bestimmung des Ladungsgewichts aufgeladener Viertaktmotoren mit großer Ventilüberschneidung kann, falls Vergleichsversuche an derselben Maschine ohne Ventilüberschneidung durchführbar sind, die zu einem bestimmten Kurbelwinkel zu Anfang des Verdichtungshubes und dem dort gemessenen Druck gehörige Temperatur mit guter Genauigkeit bestimmt werden. Dem entsprechend ermittelten Druck der gespülten Maschine entsprechend, kann diese Temperatur zwischen jenen Werten interpoliert werden, die der Betrieb ohne Ventilüberschneidung unter Last einerseits und bei Fremdantrieb der Maschine andererseits ergibt. Versuche haben ergeben, daß das zu interpolierende Temperaturintervall verhältnismäßig klein, die Möglichkeit einer Fehllannahme der Temperatur daher gering ist.

#### 4. Die Luftüberschußzahl

Die Luftüberschußzahl  $\lambda$  gibt das Verhältnis der tatsächlich am Verbrennungsvorgang beteiligten Luftmenge  $L$  [ $\text{Nm}^3$  je kg Kraftstoff] zum theoretischen Luftbedarf des Kraftstoffs  $L_0$  [ $\text{Nm}^3$  je kg Kraftstoff]:

$$\lambda = \frac{L}{L_0}$$

Dazu ist  $L_0$  aus der durch die Kraftstoffanalyse festgestellten Zusammensetzung des Kraftstoffs zu ermitteln.  $L$  wird aus dem, entsprechend dem vorigen Abschnitt bestimmten, Volumen der trockenen Verbrennungsluft erhalten bzw. dient seinerseits als Grundlage zur Bestimmung des Gewichts der arbeitenden Ladung.

Bei vollständiger Verbrennung mit Luftüberschuß gibt  $\lambda$  Aufschluß sowohl über die je Einheit der arbeitenden Ladung entwickelte Wärme, als auch über die Zusammensetzung der Abgase. Bei Luftmangel und bei unvollständiger Verbrennung ist der Umsetzungsgrad, also die entwickelte Wärme, und die Abgaszusammensetzung nach den in [2] gegebenen Verfahren zu ermitteln. Hierzu ist die Analyse der Zylinderabgase notwendig.

#### 5. Zusammensetzung von Ladung und Abgas

Abgesehen von den Zustandsgrößen des Drucks und der Temperatur erfährt die Ladung während der Verbrennung chemische und physikalische Veränderungen. Im allgemeinen Fall ist die chemische Zustandsänderung aus der Abgasanalyse zu bestimmen und mit den temperaturabhängigen spezifischen Wärmen der Einzelgase aus [5], die spezifische Wärme für verschiedene Temperaturen und damit die inneren Energien für das Gasgemisch zu berechnen. Für die praktisch auftretenden Verbrennungsabläufe im Diesel- und Ottomotor sind in [2, 6, 7] in Form von Zahlentafeln die zur Bestimmung der Energieinhalte der Ladung notwendigen Größen zusammengestellt.

Schließlich ändert sich mit der chemischen Zustandsänderung auch das Molekulargewicht der Ladung. Das heißt, aus einem Mol Frischladung entstehen  $\delta = \frac{V}{\lambda L_0}$  Mol Abgas, wozu bei Luftüberschuß und vollkommener Verbrennung  $V_0$  [ $\text{Nm}^3/\text{kg}$ ] nach Seite 2 berechnet wird.

#### 6. Die zugeführte Wärme

Vollständige Verbrennung vorausgesetzt, ergibt sich die je Arbeitsspiel bzw. je Mol arbeitende Ladung entwickelte Wärmemenge aus dem gemessenen Kraftstoffverbrauch der Maschine und dem Heizwert des Kraftstoffs. Zur Feststellung der Zahl der Arbeitsspiele während der Messungen an der Maschine sind die Umdrehungszahlen mit möglicher Genauigkeit festzustellen.

Der Kraftstoffheizwert wird im Kalorimeter nach den üblichen Verfahren bestimmt. Auch die Kraftstoffverbrauchsmessung kann in den meisten Fällen mit den herkömmlichen Meßgasverfahren



mit ausreichender Genauigkeit durchgeführt werden. Bei Motoren mit Kraftstoffeinspritzung ergeben sich jedoch besonders bei Einzylindermaschinen Schwierigkeiten in der Ablese des Kraftstoffspiegels im Meßgefäß, die von den Flüssigkeitsschwingungen an der Saugseite der Einspritzpumpe herrühren. Besonders unangenehm werden die Verhältnisse bei Einspritzpumpen, die im Betrieb den Überströmöl zum Kraftstoffbehälter zurückfördern. In solchen Fällen hat sich die Verwendung eines im Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Hochschule Graz entwickelten Kraftstoffverbrauchs-Meßgerätes [8] als vorteilhaft erwiesen. Durch die Automatik dieses Gerätes, das auch die genaue Zahl der Umdrehungen während der Messung aufzeichnet, wird die Vermessungsarbeit erleichtert.

Bei unvollständiger Verbrennung ist der Umsetzungsgrad  $\eta_u$  mit Hilfe der Abgasanalyse (2: 6) zu bestimmen. Die entwickelte Wärme  $Q_2$  wird dann mit  $H_u$  als Kraftstoffwert und  $B$  als Kraftstoffgewicht je Mengeneinheit der Ladung:

$$Q_2 = B H_u \eta_u$$

7. Das Indikatorgramm

a) Anforderungen. Dem thermodynamischen Auswertungsverfahren liegt die Kenntnis des Druckverlaufs im Zylinder im allgemeinen und die Bestimmung des Druckes an bestimmten Diagrammpunkten im besonderen zugrunde. Demnach sind an das aufzunehmende Indikatorgramm folgende Anforderungen zu stellen:

1. Die Fläche des  $p, \rho$ -Diagramms muß genau festgestellt werden können. Dazu ist, außer der möglichst genauen Aufzeichnung des Druckverlaufs in Abhängigkeit von der Zeit, eine zuverlässige Markierung des oberen Totpunkts erforderlich. Fehler in der Totpunktage des Diagramms führen die zu bestimmende indizierte Arbeit sehr beträchtlich, während kleine — z. B. durch Schwingungen verursachte — Ungenauigkeiten der Druckaufzeichnung in der Nähe des oberen Totpunkts die richtige Bestimmung der indizierten Arbeit wegen der in diesem Bereich des Kolbenwegs kleinen, je Grad Kurbelwinkel bestrichenen Volumina vernachlässigbar wenig beeinflussen.

2. Der Anfangs- und Endzustand des Diagramms ist für die Auswertung grundlegend. Daher müssen die Drücke vor Auslaßöffnung und nach Einlaßschluß genau festgestellt werden. Dies erfordert vor allem eine zuverlässige Eichung des Indikators, während die Aufzeichnung des Druckverlaufs an diesen Stellen mit zweckmäßig durchgebildeten Druckgebern dadurch erleichtert wird, daß die Druckänderungsgeschwindigkeit bzw. die Steigung der Druckkurve in diesem Bereich des Kolbenwegs klein ist.

3. Aus dem Druckverlauf während der Verbrennung wird auf die Energieumsetzung während derselben geschlossen. Abgesehen von der Forderung, daß die Druckaufzeichnung des Indikators den Vorgängen im Zylinder mit genügender Genauigkeit, d. h. trägheitslos, folgen soll, ist aus diesem Grunde die Feststellung der absoluten Beträge der Drücke, also die Eichung der Aufzeichnungen, von wesentlicher Bedeutung.

4. In der Aufeinanderfolge der einzelnen Arbeitsspiele bei Verbrennungskraftmaschinen lassen sich stets Streunungen in bezug auf den Verlauf der Energieumsetzung seitlich benachbarter Arbeitsspiele feststellen. Während für die Untersuchung chemischer und physikalischer Natur, z. B. des Klopfvorgangs und des Zündverzugs, die Gegenüberstellung einzelner Arbeitsspiele erforderlich ist, ist der thermodynamischen Untersuchung des Betriebsverhaltens, die die Analyse der im Dauerbetrieb herrschenden Zustände bezweckt, ein „mittleres“ Indikatorgramm zugrunde zu legen.

b) Indikatorverfahren. Für die Untersuchung schnelllaufender Maschinen scheiden die mit mechanischer Aufnahme und Weiterleitung des Zylinderdruckes arbeitenden Indikatoren wegen der Trägheit der dabei zu bewegenden Massen aus. Zur Auswahl stehen heute einerseits der piezo-elektrische Quarzindikator und der DVL-Glimmlampen-Indikator. Bezüglich der Arbeitsweise der beiden genannten Indikatorverfahren muß auf das Schrifttum verwiesen werden. An dieser Stelle sollen nur jene Erwägungen angestellt werden, die die eingangs dieses Abschnittes beschriebenen Anforderungen betreffen.

Der Quarzindikator folgt den Vorgängen im Zylinder mit Sicherheit trägheitslos, krankt jedoch daran, daß eine genaue Bestimmung der absoluten Größe der aufzeichneten Drücke nur mit Schwierigkeiten vorgenommen werden kann. Dazu ist eine besondere Eigenschaft dieses Indikators, den gesamten Ablauf eines einzelnen Arbeitsspiels aufzeichnen zu können, für diese Untersuchungen überflüssig und macht die Bestimmung eines „mittleren“ Diagramms umständlich.

Der DVL-Indikator hat den Vorteil der zuverlässigen Bestimmung der Größe des aufzunehmenden Druckes, die während des Indiziervorgangs vorgenommen wird. Dazu ergibt der DVL-Indikator

54

FILM  
Y

bereits den mittleren Druckverlauf über eine große Zahl von Arbeitspielen. Der Nachteil bei den heutigen Ausführungen liegt darin, daß bei hohen Drehzahlen die Trägheit der Geberorgane Phasenverschiebungen in den Drucklinien verursacht.

Die nach den eben gegebenen Gesichtspunkten angestellten Erwägungen haben dazu geführt, daß für die vorliegenden Untersuchungen die Druckverläufe im Zylinder mit dem DVL-Glimmlampenindikator aufgezeichnet wurden.

#### 8. Der DVL-Glimmlampenindikator

a) Meßgenauigkeit. Die zur Kontaktgebung der Membran bzw. zum Abheben des Ventilplättchens erforderlichen Druckdifferenzen, die sogenannten Schalldrücke, zwischen Zylinderdruck und Gegendruck sind vor und nach den Versuchen statisch zu bestimmen und die aufgeschalteten Diagramme damit zu korrigieren.

Die bei Atmosphärendruck statisch festgestellten Schalldrücke können über den ganzen Druckbereich gültig angenommen werden. Bei richtig zusammengebautem Membrangeber ist der Schalldruck bei steigendem und abfallendem Druck derselbe.

Für die Bestimmung der kleinen, aber immerhin vorhandenen Phasenverschiebung des Diagramms stehen bis jetzt gründlich ausgearbeitete Unterlagen noch aus. Bei den sehr zahlreichen während dieser Arbeit aufgenommenen Diagrammen haben sich im Lauf der Zeit aus verschiedenen Beobachtungen Korrekturwerte ergeben, die die Genauigkeit der Diagrammauswertung sicher verbessern, für die aber allgemeingültige Grundlagen nicht ausgearbeitet werden konnten, da eine solche Arbeit den Rahmen der hier anzustellenden Untersuchungen überschreiten würde und daher solchen Stellen vorbehalten werden soll, die sich mit der Entwicklung von Indizierverfahren selbst beschäftigen.

Die Totpunktmarkierung wird durch einen einstellbaren Schleifkontakt, der auf einem Fließring mit eingelassenem Gegenkontakt gleitet, aufgezeichnet. Es wurde im Verlauf der Untersuchungen festgestellt, daß der Grad der Genauigkeit der Totpunktmarkierung unter der allgemeinen Leistungsfähigkeit des DVL-Indikators liegt. Da die Kontaktüberschleifung je nach der Ausführung der Kontakte ungefähr über 1 bis 1,5 \*KW reicht, von der Glimmlampe aber ein Strich, dessen Dicke ungefähr 0,5 \*KW entspricht, aufgezeichnet wird und dessen Mitte als Totpunkt angesehen werden sollte, ergibt sich eine gewisse Unsicherheit in der Annahme des Totpunktes, indem seine tatsächliche Lage zum Diagramm von weiteren, mittelbaren Überlegungen über diese Verhältnisse abhängig ist.

Als weitere Quelle kleiner Ungenauigkeiten ist der Durchmesser des auf das Papier geworfenen Lichtpunktes der Glimmlampe anzusehen. Auch die dafür notwendige Korrektur ist nicht mit Sicherheit anzugeben, sondern muß, der jeweiligen Einstellung der Optik entsprechend, durch Beobachtungen erhalten werden. Auch der in [10] gemachte Vorschlag, den Druck bei einem gegebenen Kurbelwinkel derart festzustellen, daß über einen weiteren Schleifkontakt der Geber nur bei dieser Kurbelstellung mit dem Schaltkasten des Geräts verbunden wird und der dort auftretende Druck vom Manometer dann abgelesen wird, wenn die Kontrollampe des Schaltkastens nicht mehr aufleuchtet, ist nur mit Vorbehalt anzunehmen. Erstens ist die Einstellung einer Kontaktgebung auf einem genau vorgegebenen Kurbelwinkel schwierig und zweitens ist die Ablesung des Druckes bei Verbleiben der flackernden Glimmlampe individuell.

Wie schon erwähnt, haben die über lange Zeit gemachten Beobachtungen und Erfahrungen während der Versuchsdurchführung zur Einführung gewisser Korrekturen geführt, die sich auf folgende Erfahrungen und Überlegungen stützen:

Zwischen dem unteren Teil des vom Membrangeber gezeichneten Hochdruckdiagramms und dem Niederdruckdiagramm, das mit dem empfindlicheren Ventilgeber aufgenommen wird, ergeben sich in der Regel trotz Berücksichtigung der Schalldrücke Druckunterschiede.

Die Angleichung im Übergang vom Hochdruck- zum Niederdruckdiagramm wurde nach folgenden Grundsätzen durchgeführt: Ein am schwingungsfreien Brennraum angeschlossenes Geberelement kann bei steigendem Druck keinesfalls früher ansprechen, als bis der entsprechende Druck im Zylinder tatsächlich erreicht ist; ebenso kann es beim fallenden Druck nicht früher ansprechen, als bis der entsprechende Druck im Zylinder tatsächlich unterschritten wird. Es wurden daher in Fällen, wo geringe Abweichungen der Druckaufzeichnung zwischen Ventil- und Membrangeber auftraten, bei ansteigendem Druck die höheren, bei sinkendem Druck die kleineren Werte der entsprechenden Hoch- und Niederdruckdiagramme zur Festlegung der Berechnungen grundlegenden Druckverlaufs benutzt.

b) Betriebsverhalten des DVL-Indikators. Der Membrangeber stellt, sorgfältigen und reinen Zusammenbau vorausgesetzt, ein verhältnismäßig wenig empfindliches Organ dar. Die Geber-

51  
10

Kühlung ist stets reichlich einzustellen. Der Abstand des Kontaktes von der Membran wurde auf ein Mindestmaß eingestellt, womit wegen der geringeren erforderlichen Durchbiegung der Membran der absolute Schalldruck verkleinert, in manchen Fällen sogar zu Null wurde und überdies die Verengung der Kontaktgehung wegen des kleineren zurückzulegenden Weges zwischen Kontakt und Membran auf ein Mindestmaß gesenkt wurde. Aus ähnlichen Erwägungen ist die Verwendung von 0,2-mm-Membranen bei Dieselmotoren, der von 0,1-mm-Membranen vorzuziehen, da die Ausbreitung der stärkeren Membran unter dem Gegendruck kleiner wird. Dazu gibt die stärkere Membran im allgemeinen schärfere Diagramme, während die dünnere Membran bei Zylinderdrücken von über 60 kg/cm<sup>2</sup> durch das Anpressen an den Kontakt dauernd verbeult werden kann.

Der Ventilgeber erfordert besonders sorgfältigen Zusammenbau und Handhabung. Während bei den ersten — ohne eigene Erfahrungen, nur nach den Angaben der dem Gerät beigegebenen Bedienungsanleitung durchgeführten — Versuchen der Geber bereits nach wenigen Minuten Betriebsdauer nicht mehr ansprach, konnten später Betriebszeiten von mehreren Stunden erreicht werden. Besonders wichtig ist es, die richtige Geberkühlung einzustellen. Der Geber darf nur wenig gekühlt werden, das heißt, die Abflußtemperatur des Geberkühlwassers soll ungefähr der Kühlwasserabstritttemperatur der Motorkühlung entsprechen. Bei zu reichlicher Kühlung des Gebers entsteht in der Regel Kondenswasser, und da auch kleine Mengen von Verbrennungsgasenzutritt finden, werden die Kontaktverhältnisse bald gestört und die Führungsringe für die Ventilplättchen aus Isoliermasse zerstört. Es ist anzugehen, die Regelung der Gegendruckbeaufschlagung beider Geberarten so vorzunehmen, daß Wasserdampfkondensation möglichst vermieden wird. Bei Dieselverfahren mit hohen Zylinderdrücken und steilen Drückanstiegen werden die Ventilplättchen an den Sitzflächen stark auf Druck beansprucht, so daß diese nach längerer Betriebsdauer gestaucht werden, wodurch das Ansprechen des Gebers empfindlich gestört wird.

Bei der Aufnahme von Niederdruckdiagrammen besteht eine weitere Möglichkeit der Ungenauigkeit darin, daß die Aufzeichnung der Eichlinien nicht gleichzeitig mit der Druckaufzeichnung vorgenommen wird. Da das Getriebe, das die Bewegung der Niederdrucksfeder auf den Drehspiegel überträgt, abgesehen von einem kleinen, aber veränderlichen Totgang, auch durch die oft nicht zu vermeidenden Erschütterungen verschiedene Ausschläge des Lichtpunktes ergeben kann, sind Fehler möglich.

c) Der Einfluß der Geberanbringung auf die Vorgänge im Verbrennungsraum. Eine grundsätzliche Schwierigkeit, besonders beim Indizieren von Motoren kleinerer Abmessungen, entsteht dadurch, daß mit dem Geber ein Bauelement an der Maschine angebracht wird, das bei der Konstruktion des Verbrennungsraumes nicht in Betracht gezogen wurde, außer wenn es sich um einen ausgesprochenen Versuchsmotor handelt.

Bis heute sind alle Druckgeber gegenüber dem Verbrennungsraum etwas zurückgesetzt, so daß dadurch zusätzliche Toträume entstehen. Das anzustrebende Ziel, den Geber mit der Innenfläche des Verbrennungsraumes eben abschließen zu lassen, ist noch nicht erreicht. Diese Indikator-Toträume bzw. die Indikator-Bohrungen verkleinern erstens bei kleinen Zylinderabmessungen und hohem Verdichtungsverhältnis dieses wesentlich; zweitens ergeben sie als Sackbohrungen eine Erhöhung des Abgasrestes; drittens stören sie, vor allem bei Verbrennungsverfahren mit abgestimmter Luftbewegung im Zylinder, den Verbrennungsablauf; viertens beeinflussen sie den Temperaturzustand des Verbrennungsraumes; fünftens ergibt die längere Laufzeit der Druckwellen zeitliche Verzerrungen des Diagramms; und schließlich stellen sie eine Fehlerquelle für die Druckaufzeichnung insofern dar, als durch die Bohrung sowohl eine Drosselung der Gasbewegung während des Druckanstieges stattfindet, als auch Druckschwingungen angeregt werden.

Besonders bei Vorkammermaschinen kleineren Hubraumes bereitet eine Geberanordnung im Hauptbrennraum, die den Verbrennungsablauf nicht störend beeinflusst, große Schwierigkeiten und erfordert längere Vorversuche. In einem Falle konnte ein ungestörter Betrieb der Maschine nur bei Verwendung enger Indikatorbohrungen von 3 mm Dmr. erreicht werden, wobei überdies die Toträume im Geber selbst durch Einsatzstücke verkleinert wurden. Wider Erwarten hat trotz der so entstandenen engen Kanäle die Güte der Druckaufzeichnung bei dieser Anordnung nur wenig gelitten.

Abgesehen von den Störungen, die die Anbringung der Geber im Zylinderinneren hervorrufen kann, ist auch der Anbau der verhältnismäßig sperrigen wassergekühlten Geber insbesondere bei Mehrzylindermotoren kleinerer Abmessungen nicht einfach. Einer Weiterentwicklung der Geber in dieser Hinsicht, also vor allem der Verkleinerung derselben, scheinen keine grundlegenden Hindernisse entgegenzustehen, so daß mit fortschreitender Entwicklung der Indiziergeräte mit einer Erleichterung bei der Anordnung der Geber im Zylinderkopf gerechnet werden kann.

### 9. Übersicht der Versuchsdurchführung

Als Unterlagen für die thermodynamische Untersuchung eines bestimmten Verbrennungsverfahrens und Betriebszustandes sind folgende Messungen an der Maschine durchzuführen:

1. Bestimmung des Verdichtungsverhältnisses und des Hubvolumens, des Schubbetriebsverhältnisses und der Steuerzeiten;
2. Drehzahlmessung;
3. Messung des Volumens und der Zustandsgrößen der angesaugten Luft je Arbeitspiel, einschließlich des Feuchtigkeitsgehalts;
4. Kraftstoffverbrauchsmessung unter Berücksichtigung der Leckverluste;
5. Bestimmung des Abgasgehalts der Ladung;
6. Abgasanalyse des Zylinderinhalts (für unvollständige Verbrennung und Motoren mit Zylinder-spülung);
7. Abgasanalyse des Auspuffstroms (für Motoren mit Zylinderspülung);
8. Aufnahme eines Hochdruckdiagramms zur Bestimmung des Druckverlaufs während des ganzen Arbeitspiels;
9. Aufnahme eines Niederdruckdiagramms zur genauen Bestimmung der Zylinderdrücke zu Anfang und Ende des Arbeitspiels.

Während des Versuches sind folgende Betriebsdaten konstant zu halten:

1. Die Drehzahl  $n$ ,
2. der Mitteldruck  $p_m$ ,
3. die Schmieröltemperatur,
4. der Schmieröl Druck bzw. die Schmierölpumpenleistung,
5. die mittlere Zylindertemperatur bzw. die Kühlwassertemperatur,
6. die Einstellung der Gemischbildungsorgane,
7. Druck und Temperatur der Ladeluft.

Folgende Kontrollmessungen erleichtern die Auswertung von Versuchsreihen bzw. geben eine Kontrolle der Ergebnisse (diese Messungen stellen die Grundlagen, für die in herkömmlicher Weise aufgestellten Wärmebilanzen dar):

1. Bestimmung der Antriebsleistung (Schlepplleistung) nach jedem Versuch,
2. Bestimmung der vom Kühlwasser abgeführten Wärmemenge,
3. Bestimmung der vom Schmieröl abgeführten Wärmemenge,
4. Bestimmung des Wärmeinhalts der Abgase im Abgaskalorimeter.

### III. Die Auswertung der Meßergebnisse

#### 10. Vorbemerkungen

Als Grundlage der Auswertung dienen die in [2] dargestellten Verfahren. (In ihre Anwendung unter besonderer Berücksichtigung von Versuchstatergebnissen ausführlich darzustellen und zu ergänzen, werden im folgenden die bei der vorliegenden Arbeit eingeschlagenen Wege der thermodynamischen Auswertung von Motorversuchen erläutert.)

Im folgenden Abschnitt 11 wird die Auswertung ohne Berücksichtigung der inneren Strömung gezeigt. Danach wird vorgegangen, wenn keine oder vernachlässigbar geringe Strömungen im Zylinder-raum während des Arbeitspiels entstehen. Das an diesem Beispiel entwickelte Verfahren wird also vor allem für den Ottomotor, für den Dieselmotor mit direkter Einspritzung und für solche Dieselmotoren angewendet, bei denen der Strömungseinfluß wegen seiner geringen Größe unberücksichtigt bleiben kann (z. B. Wirbelkammer mit großem Überströmquerschnitt und niedriger Drehzahl). Das Verfahren wird weiter dann angewendet, wenn man bei stärker abgeschnürten Brennräumen, trotz der größeren, auftretenden Strömungsenergien, auf eine getrennte Erfassung des Wirkungsgrad-einflusses der Strömung verzichtet, indem man diesen mit dem Wärmeübergang und einem Erwa-rtenngesetz nach Gesichtspunkten zusammenfaßt, die später auf Seite 16 u. f. gegeben werden.

In Abschnitt 12 werden dann die Möglichkeiten der Auswertung mit Berücksichtigung der Strömung zusammengefaßt und an einem Beispiel (Abschnitt 12b) angewandt. Es wird darin gezeigt, daß bei zweckmäßig getroffenen Annahmen über die Vorgänge im Zylinder die wirklichen Verhältnisse mit guter Annäherung erfaßt werden können, um den Einfluß der Strömung auf Wirkungsgrad und Leistung gesondert darzustellen.

11. Auswertung der Meßergebnisse ohne Berücksichtigung der Störung

Beispiel: An einer Maschine mit direkter Einspritzung wurden folgende Maschinendaten und Meßergebnisse festgestellt:

- Hubvolumen  $v_h = 2035,8 \text{ cm}^3$ ,
- Verdichtungsraumvolumen  $v_c = 176,5 \text{ cm}^3$ ,
- Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 12,55$ ,
- Schubstangenverhältnis  $\lambda = 1:4,42$ ,
- Steuerzeiten: Einlaß öffnet  $7^\circ \text{KW}$  vor o. T., schließt  $28^\circ \text{KW}$  nach u. T.,  
Auslaß öffnet  $42^\circ \text{KW}$  vor u. T., schließt  $2^\circ \text{KW}$  nach o. T.,
- Nutzdruck  $p_n = 4,0 \text{ kg/cm}^2$ ,
- Drehzahl  $n = 1000 \text{ U/min.}$ ,
- Kraftstoffverbrauch  $B_s = 2,065 \text{ kg/h.}$ ,
- Kraftstoffzusammensetzung  $86\% \text{ C, } 14\% \text{ H,}$
- Heizwert des flüssigen Kraftstoffs (bei konstantem Druck und Raumtemperatur)  $H_u = 10000 \text{ kcal/kg.}$
- Luftverbrauch  $l = 0,775 \text{ Nm}^3/\text{min.}$

Während dieser Messungen wurden bei konstant gehaltenem Betriebszustand mehrere Hochdruck- und Niederdruckdiagramme mit dem DVL-Indikator aufgenommen.

Der Abgasgehalt der Ladung wurde auf Grund von Versuchen, die für eine andere Arbeit durchgeführt wurden [11], mit  $\alpha = 5\%$  angenommen.

Die je Arbeitsspiel angesaugte Luftmenge wird

$$l_1 = \frac{2l}{n} = \frac{0,775}{500} = 0,00155 \text{ Nm}^3/\text{Hub.}$$

Die Ladungsmenge je Hub wird

$$l_2 = \frac{l_1}{1-\alpha} = \frac{0,00155}{0,95} = 0,0016315 \text{ Nm}^3/\text{Hub.}$$

Das Volumen eines Mols zu Verdichtungsbeginn wird

$$v_1 = 22,41 \frac{v_h + v_c}{l_2} = 22,41 \frac{0,0022123}{0,0016315} = 30,4 \text{ m}^3/\text{Mol.}$$

Da die Energieinhalte der Ladung intervallweise über den Verdichtungs- und AusdehnungsHub verfolgt werden, ist es notwendig, die Kolbenwege und damit die Volumenverhältnisse abhängig vom Kurbelwinkel zu berechnen.

Der Kolbenweg  $x_s$  wird nach der bekannten Formel  $x_s = r(1 - \cos \alpha) - \frac{\lambda}{2} r \sin^2 \alpha$  (m) mit  $r$  als Kurbelhalbmesser in m und  $\lambda$  als Schubstangenverhältnis, das Volumenverhältnis zum Kurbelwinkel  $\alpha$ ,  $\epsilon_s = \frac{v_1}{v_2}$  aus  $\epsilon_s = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_1}{v_1 - x_s}$  berechnet. Gute Dienste leistet hier die in [12] zusammen-

Zahlen tafel 1. Innere Energie  $U$  [kcal/Mol] von Abgas und Luft.

T°K	$\lambda=1,0$	$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,6$	$\lambda=2,0$	$\lambda=2,5$	$\lambda=3,0$	$\lambda=4,0$	$\lambda=6,0$	Luft
200	1024	1018	1015	1013	1009	1007	1006	1002	999	993
273	1406	1397	1392	1388	1381	1376	1373	1368	1364	1355
300	1552	1544	1535	1530	1522	1516	1512	1506	1501	1490
400	2098	2080	2069	2060	2047	2036	2029	2020	2011	1993
500	2663	2637	2620	2600	2586	2570	2560	2546	2532	2504
600	3247	3212	3188	3170	3151	3139	3124	3104	3084	3050
700	3852	3807	3775	3751	3715	3686	3667	3643	3618	3570
800	4479	4423	4383	4353	4307	4271	4251	4217	4194	4130
900	5124	5055	5004	4969	4914	4871	4841	4801	4767	4690
1000	5788	5707	5642	5604	5536	5483	5453	5407	5364	5273
1200	7180	7070	6992	6933	6846	6777	6730	6671	6611	6499
1400	8633	8492	8392	8315	8208	8120	8060	7983	7908	7732
1600	10121	9951	9825	9734	9601	9492	9419	9327	9233	8963
1800	11637	11436	11285	11177	11015	10885	10798	10687	10573	10210
2000	13189	12951	12776	12647	12459	12307	12205	12076	11945	11480
2200	14759	14486	14287	14137	13922	13748	13630	13482	13333	12764
2400	16353	16042	15817	15618	15404	15206	15073	14904	14734	14057
2600	17948	17613	17360	17162	16888	16667	16518	16331	16149	15373
2800	19579	19197	18916	18708	18408	18165	18000	17793	17583	16713
3000	21222	20800	20496	20265	19936	19668	19488	19260	19079	18119
3200	22863	22396	22065	21818	21464	21173	20976	20728	20577	19524

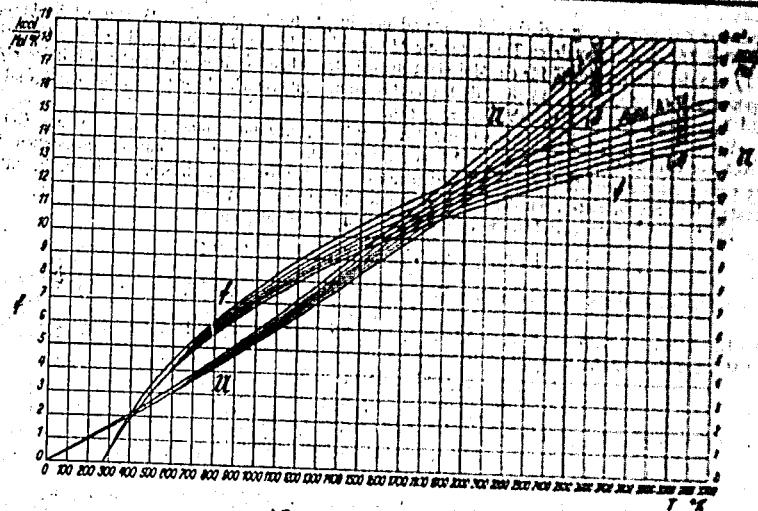


Bild 2. Funktion  $f(T) = \int \frac{C_v dT}{T}$  und innere Energie  $U$  von Abgas und Luft.

gestellte Tafel der Kolbenwege, die eine genaue Interpolation für das jeweilige Schubstangenverhältnis erlaubt.

Als Ausgangspunkt für die adiabatische Verlängerung des Diagrammes zum Punkt 3 (Bild 1) dienen die bei  $\alpha=140$  °KW gemessenen Drücke, da bei diesem Kurbelwinkel die Ventile schon bzw. noch geschlossen sind.

Die Verfolgung von adiabatischen Zustandsänderungen geschieht mit den Kurven der Funktionen

$$f(T) = \int \frac{C_v dT}{T} \quad [2; 13], \text{ die für die Gasmenge 1 Mol in Tafeln in [2] und [6] für verschiedene Gas-}$$

zusammensetzungen gegeben ist. Die zur vorliegenden Arbeit verwendeten Zahlentafeln 1 und 2 und Bild 2 haben die mittleren spezifischen Wärmen nach Justi [5] für absolute Temperaturen als Grund-

Zahlentafel 2. Funktion  $f(T) = \int \frac{C_v dT}{T}$  [kcal/Mol\*°K] von Abgas und Luft.

T*°K	$\lambda=1,0$	$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,6$	$\lambda=2,0$	$\lambda=2,5$	$\lambda=3,0$	$\lambda=4,0$	$\lambda=6,0$	Luft
200	-1,63	-1,616	-1,606	-1,598	1,59	-1,585	1,58	1,574	1,56	-1,54
273	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
800	0,506	0,500	0,496	0,493	0,489	0,486	0,483	0,481	0,478	0,472
400	2,082	2,056	2,038	2,023	2,002	1,987	1,976	1,963	1,949	1,920
500	3,344	3,299	3,267	3,242	3,208	3,179	3,160	3,147	3,112	3,042
600	4,398	4,336	4,293	4,260	4,213	4,175	4,149	4,118	4,085	4,016
700	5,327	5,251	5,197	5,155	5,096	5,049	5,015	4,975	4,931	4,819
800	6,165	6,074	6,009	5,958	5,888	5,831	5,790	5,742	5,692	5,591
900	6,923	6,818	6,742	6,684	6,602	6,538	6,490	6,434	6,376	6,259
1000	7,624	7,506	7,420	7,354	7,262	7,186	7,135	7,072	7,007	6,874
1200	8,906	8,761	8,665	8,575	8,461	8,370	8,305	8,228	8,148	7,985
1400	10,004	9,840	9,720	9,629	9,501	9,396	9,324	9,237	9,144	8,962
1600	11,005	10,819	10,684	10,581	10,435	10,316	10,235	10,136	10,032	9,825
1800	11,900	11,694	11,544	11,430	11,269	11,137	11,048	10,937	10,811	10,592
2000	12,720	12,495	12,332	12,208	12,032	11,888	11,781	11,670	11,547	11,295
2200	13,470	13,228	13,053	12,919	12,730	12,576	12,471	12,341	12,198	11,924
2400	14,165	13,907	13,720	13,578	13,386	13,212	13,099	12,961	12,819	12,531
2600	14,804	14,532	14,334	14,184	13,970	13,797	13,679	13,532	13,383	13,078
2800	15,410	15,124	14,817	14,759	14,535	14,353	14,228	14,075	13,918	13,598
3000	15,978	15,679	15,462	15,297	15,062	14,872	14,742	14,581	14,417	14,082
3200	16,498	16,189	15,955	15,793	15,550	15,353	15,219	15,053	14,882	14,536

lage. Der Zusammenhang zwischen diesen und den in [2] für °C gegebenen Werten ist leicht herzustellen. Die hier verwendeten Tafeln für die Abhängigkeit der inneren Energie  $U$  und der Funktion  $f(T)$  von der Temperatur  $T$  für ein Mol nicht dissoziierten Abgases für einen Kraftstoff mittlerer Zusammensetzung (85,62% C, 14,38% H) bei Verbrennung mit verschiedenem Luftüberschuß sind in Bild 2 in verkleinertem Maßstab wiedergegeben.

Erstreckt sich die Energieumsetzung bei Luftüberschußzahlen nahe an  $\lambda=1$  in das Gebiet merkbarer Dissoziation, so sind die in [13] angegebenen Dissoziations-Berechnungen anzustellen. Bei der vorliegenden Arbeit trat wegen der verhältnismäßig hohen Luftüberschuße, mit denen die untersuchten Motoren betrieben wurden, die Notwendigkeit hierzu nicht ein.

Für eine Adiabate zwischen zwei Punkten I und II gilt allgemein

$$f(T)_I + A R \ln \frac{p_I}{p_{II}} = f(T)_{II} \quad (\text{kcal/Mol } ^\circ\text{K})$$

( $A=0,002342$  kcal/mkg mechanisches Wärmeäquivalent,  $R=848$  mkg/Mol  $^\circ\text{K}$  allgemeine Gaskonstante).

Der Druck bei 140  $^\circ\text{KW}$  vor o. T. wurde zu  $p_{140}=1,1$  kg/cm<sup>2</sup> gemessen. Damit wird mit  $\bar{v}_{140}=27,78$  m<sup>3</sup>/Mol aus Zahlentafel 3, Spalte 2,

$$T_{140} = \frac{p_{140} \bar{v}_{140}}{R} = \frac{11000 \cdot 27,78}{848} = 360 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Dieser Temperatur entspricht nach Bild 2,  $f(T)$ -Kurve für Luft,

$$f(T)_{140} = 1,39 \text{ kcal/Mol } ^\circ\text{K}.$$

Damit wird:

$$f(T)_I = f(T)_{140} f(T)_{140} - A R \ln \frac{p_I}{p_{140}} = 1,39 - 1,980 \ln \frac{30,4}{27,78} = 1,212 \text{ kcal/Mol } ^\circ\text{K}.$$

Aus dem  $f(T)$ -Diagramm erhält man:  $T_1=348$   $^\circ\text{K}$  und damit

$$p_1 = \frac{R T_1}{\bar{v}_1} = \frac{848 \cdot 348}{30,4} = 9710 \text{ kg/m}^2 = 0,971 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der Verbrennung sind aus 1 Mol Luft  $\delta$  Mol Abgas entstanden. Zur Bestimmung von  $\delta$  ist das Kenntnis der Luftüberschußzahl  $\lambda = \frac{L}{L_n}$  notwendig.

Die je kg Kraftstoffmenge zugeführte Luftmenge  $L$  in Nm<sup>3</sup>/kg erhält man aus den Formeln  $L = \frac{60}{B_A}$ , wenn der Kraftstoffverbrauch  $B_A$  in kg/h gegeben ist ( $l$  Luftverbrauch in Nm<sup>3</sup>/min) bzw.

$L = \frac{1000 r_s l}{60 \delta}$ , wenn der Kraftstoffverbrauch in  $\delta$  Gramm Kraftstoff während der Zeit von  $r_s$  Sekunden gegeben ist.

Mit  $B_A=2,065$  wird für dieses Beispiel

$$L = \frac{0,775 \cdot 60}{2,065} = 22,5 \text{ Nm}^3/\text{kg}.$$

Bei feuchter Ansaugluft ist zur Berechnung der Luftüberschußzahl die trockene Luftmenge  $L_n$  anzusetzen. Diese ist aus dem Partialdruck des Wasserdampfes bei der Außentemperatur und dem festgestellten Feuchtigkeitsgehalt der Außenluft zu berechnen.

Zur Bestimmung von  $L_n$  ist die Kenntnis der Kraftstoffzusammensetzung notwendig.

Mit 86% O und 14% H ergibt sich die theoretische Luftmenge zu  $L_n = 8,87 \epsilon \left[ 1 + \frac{34}{c} \right] = 8,87 \cdot 0,86 \left[ 1 + \frac{3 \cdot 0,14}{0,86} \right] = 11,38 \text{ Nm}^3/\text{kg}$  und daraus die Luftüberschußzahl

$$\lambda = \frac{L}{L_n} = \frac{22,5}{11,38} = 1,975.$$

Nach der Beziehung  $\delta = \frac{V_g}{\lambda L_n}$  auf Seite 3 wird das Molverhältnis von Ladung und Abgas  $\delta = \frac{22,5 + 5,0 \cdot 0,14}{11,38} = 1,035$ . Diese Volumenänderung der arbeitenden Ladung ist bei Rechnungen mit der Zustandsgleichung zu berücksichtigen.

Der Druck bei 140  $^\circ\text{KW}$  nach o. T., also bei Beginn der Öffnung des Auslaßventils, wurde aus dem Niederdruckdiagramm mit  $p_{140}=3,25$  kg/cm<sup>2</sup> erhalten. Daraus kann

$$T_{140} = \frac{p_{140} \bar{v}_{140}}{\delta \cdot R} = 1028 \text{ } ^\circ\text{K} \text{ berechnet werden.}$$

Die für eine Abgaszusammensetzung, die einem  $\lambda=1,975 \approx 2,0$  entspricht, in Bild 2 interpolierte  $f(T)$ -Kurve ergibt nach Abzug von  $AR$  in  $\frac{Q_1}{W_{100}}$

$$f(T)_2 = 5,53 \text{ kcal/Mol} \cdot \text{K},$$

woraus man aus Bild 2  $T_2=1000^\circ$  und damit

$$P_2 = \frac{RT_2 \delta}{W_1} = \frac{848 \cdot 1000 \cdot 1,036}{30,4} = 28900 \text{ kg/m}^3 = 2,89 \text{ kg/cm}^3 \text{ erhält.}$$

Damit kann das  $p,v$ -Diagramm mit  $W_1$  als Abszisse gezeichnet und planimetriert werden. Bei einem Maßstab von  $1 \text{ cm}^2$  der Diagrammfläche  $F_D \hat{=} a \text{ kg/Mol}$  wird der Mitteldruck

$$p_i = \frac{F_D \cdot a}{W_1 \cdot 10000} = 5,73 \text{ kg/cm}^2,$$

worin  $W_1 = \frac{W_1 (\epsilon - 1)}{\epsilon} = \frac{30,4 \cdot 11,55}{12,55} = 28,0 \text{ m}^3/\text{Mol}$  das einem Mol Ladung entsprechende Hubvolumen und  $F_D$  die Diagrammfläche in  $\text{cm}^2$  bedeutet.

Die in kcal/Mol ausgedrückte geleistete Arbeit<sup>1)</sup> wird

$$AL = F_D a A \cdot 10^4 = \frac{P_i V_A}{427} \cdot 10^4 = \frac{5,73 \cdot 28}{427} = 3760 \text{ kcal/Mol.}$$

Die je Mol Ladung zugeführte Wärme wird mit  $L \text{ Nm}^3$  Luft je kg Kraftstoff, einem Restgasgehalt von  $\alpha=0,05$  (5%) und mit  $B \text{ kg}$  Kraftstoff je Mol Ladung:

$$BH_u = \frac{22,41}{L} \cdot (1 - \alpha) H_u = \frac{22,41 \cdot 10000 \cdot 0,95}{22,5} = 9330 \text{ kcal/Mol Ladung.}$$

22,41 Nm<sup>3</sup>/Mol ist dabei das Molvolumen;  $H_u = H_{u,0} = 10000 \text{ kcal/kg}$ .

Der Innenwirkungsgrad wird

$$\eta_i = \frac{AL}{BH_u} = \frac{3760}{9330} = 37,8\%.$$

Die innere Energie je Mol Abgas im Punkt 5 von der bereits berechneten Temperatur  $T_2=1000^\circ \text{K}$  wird aus einer  $u(T)$ -Kurve, die dem Luftüberschuß  $\lambda=1,975$  entsprechend in Bild 2 interpoliert wird, mit  $u_5=5530 \text{ kcal/Mol}$  gefunden.

Die innere Energie  $U_5$  von  $\delta$  Mol Abgas im Punkte 5 ist

$$U_5 = \delta u_5 = 1,036 \cdot 5530 = 5740 \text{ kcal.}$$

Aus dem  $u(T)$ -Diagramm für Luft (Bild 2) erhält man mit  $T_1=348^\circ \text{K}$  die innere Energie der Ladung im Punkt 1:

$$U_1 = 1730 \text{ kcal (je Mol Frischladung).}$$

Die von der zugeführten Wärme bestrittene Energiedifferenz der arbeitenden Ladung zwischen 1 und 5 wird

$$U_5 - U_1 = 5730 - 1730 = 4000 \text{ kcal/Mol.}$$

Den Wärmeverlust durch Wandwirkung erhält man, da keine anderen Energieverluste mehr in Betracht gezogen werden, aus dem ersten Hauptsatz der Wärmelehre. In diesen ist, da die absoluten Größen der inneren Energien eingesetzt werden, die chemische Energie  $E$ , d. h. der Heizwert des flüssigen Benzins bei  $0^\circ \text{K}$  und der Wärmehalt  $Bi_B \approx Bu_B$  nach [13] und [14] einzuführen.

Es gilt für 1 kg Kraftstoff die Beziehung

$$E + i_B = H_u + J'' - J'.$$

Darin ist  $J''$  der Wärmehalt der Verbrennungsgase je 1 kg Kraftstoff und  $J'$  der Wärmehalt der Luft je kg Kraftstoff bei Raumtemperatur.

Die je Mol Ladung freigewordene Wärme  $Q_1$  wird daher:

$$Q_1 = B(E + i_B) = BH_u + \delta \cdot 3'_{293} - 3'_{293} = BH_u + \delta (u''_{293} + AR7) - (u'_{293} + AR7).$$

Daraus erhält man mit Hilfe des Bildes 2 bzw. der Tafel 1

$$Q_1 = 9330 + 1,036 \cdot (1480 + 582) - (1460 + 582) = 10020 \text{ kcal/Mol.}$$

Nun wird der Wärmeverlust durch die Wandwirkung

$$Q_w = B(E + i_B) - AL - (\delta u_5 - u_1) = 10020 - 3760 - 4000 = 2260 \text{ kcal/Mol.}$$

Der prozentuale Anteil des Wärmeübergangs an der im Kraftstoff zugeführten Wärme wird

$$\eta_w = \frac{Q_w}{BH_u} = \frac{2260}{9330} = 22,5\%.$$

Die intervallweise Verfolgung der Zustände während des Arbeitspielcs geschieht nach Zahlen-tafel 3 und Bild 3.

<sup>1)</sup>  $L$  [mkg/Mol] ist die Arbeit; an anderer Stelle bedeutet  $L$  [m<sup>3</sup>/kg] Luftmenge. Gegebenenfalls wird im Text darauf verwiesen.



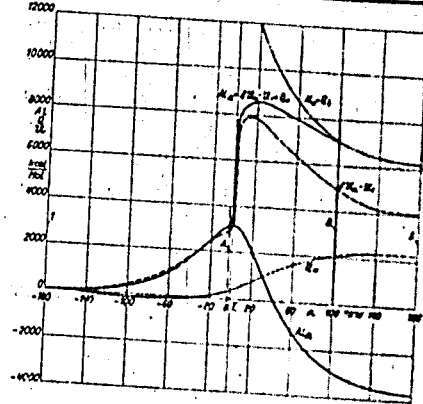


Bild 2. Graphische Auswertung des Beispiels 1. Verlauf der vom Kolben entzogenen bzw. abgegebenen Arbeit  $AL$ , der internen Kräfte der Ladung  $AL_{int}$ , des entsprechenden Verlaufs des Wärmeübergangs  $Q_{1-2}$ , der Summe  $AL_{int} - Q_{1-2}$  aus welcher Energie der Ladung und dem Wärmeübergang resultiert die Summe  $AL_{int} + Q_{1-2}$ , des Kolbenwinkels und gesamt zugeführter Wärme, entsprechend über dem Kurbelwinkel  $\alpha$ .

In Spalte 1 der Zahlentafel 3 sind die Kurbelgrade eingetragen, die einer Intervallaufteilung entsprechen, die sich im Verlauf zahlreicher Rechnungen als zweckmäßig ergeben hat. In Spalte 2 sind die entsprechenden Molvolumina  $\mathcal{V}_1 = \mathcal{V}_1/\nu_m$  in Spalte 3 die aus dem Indikatordiagramm bestimmten  $\mathcal{V}_2 = \mathcal{V}_2$  eingetragen. In Spalte 5 sind die Mitteldrücke  $p_m$  der einzelnen Intervalle zu finden. Zur Bestimmung von  $p_m$  genügt die Bildung des arithmetischen Mittels von  $p_1$  und  $p_2$  nicht; dieses muß, der

aus dem  $p, \mathcal{V}$ -Diagramm festzustellenden Krümmung entsprechend, korrigiert werden. Nach der Beziehung  $\Delta AL = p_m \cdot \Delta \mathcal{V} \cdot A$  werden die während der Intervalle geleisteten Arbeiten  $\Delta AL$  der Spalte 6 in Bild 3 über dem Kurbelwinkel  $\alpha$  aufgetragen; die Kurve ergibt den zeitlichen Verlauf der Arbeitsaufnahme bzw. -abgabe des Kolbens während eines Arbeitspiels. In Spalte 8 sind die nach dem zu erwartenden Wärmeentwicklungsgesetz angenähert interpolierten Werte von  $d$  eingetragen. Die

Zahlentafel 3. Zur Auswertung des Beispiels (Abschnitt 11).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\alpha$ °KW	$\mathcal{V}_1$ m <sup>3</sup> /Mol	$p_1$ kg/cm <sup>2</sup>	$\Delta \mathcal{V}$ m <sup>3</sup> /Mol	$p_m$ kg/cm <sup>2</sup>	$\Delta AL$ kcal	$AL_{int}$ kcal	$d$	$T$ °K	$u_1$ kcal	$J_{1-2}$ kcal	$J_{1-2} + u_1$ kcal
vor o. T.											
180	30,4	0,971									
140	27,78	1,1	2,62	1,034	63	0					
120	24,59	1,35	3,19	1,225	92	63		318	1730		4
100	20,37	1,75	4,22	1,55	153	155		391	1950		60
80	15,52	2,6	4,85	2,125	211	308		470	2100		270
60	10,6	4,45	4,92	3,425	395	549		574	2300		370
50	8,347	6,6	2,253	5,475	589	914		554	2800		650
40	6,349	9,3	1,998	7,88	789	1302		450	3300		1070
30	4,697	13,6	1,657	11,3	938	1602		695	3550		1570
20	3,451	20,5	1,241	16,85	1089	2010		752	3860		1970
15	3,005	24,0	0,446	22,2	1232	2529		831	4310		2470
10	2,682	27,35	0,323	25,575	130	2954		850	4100		2670
5	2,488	30,1	0,194	28,625	130	3084		866	4190		2670
0	2,422	32,1	0,066	31,0	48	3182		883	4590		2670
nach o. T.											
5	2,488	55,0	0,066	43,0	66			517	4730		2670
10	2,682	50,0	0,194	52,5	238	3066	1,02	1583	9210	9150	2690
15	3,005	45,9	0,323	47,85	362	2828	1,0245	1516	9270	9300	2770
20	3,451	39,3	0,446	42,5	441	2466	1,0256	1585	9350	9400	2870
30	4,692	27,9	1,241	33,35	968	2022	1,028	1556	9180	9450	2710
40	6,349	19,7	1,657	23,65	917	1051	1,0305	1500	8810	9100	2570
50	8,347	14,3	1,998	16,85	788	137	1,0325	1479	8720	9000	2570
60	10,6	10,6	2,253	12,35	788	651	1,034	1363	7950	8220	4190
80	15,62	6,4	4,92	8,3	956	4302	1,035	1281	7100	7460	3930
100	20,37	4,75	4,85	5,5	621	2258	1,036	1181	6110	6410	4910
120	24,59	3,85	4,22	4,25	420	2882	1,036	1103	6110	6415	4910
140	27,78	3,25	3,19	3,55	265	3302	1,036	1078	6010	6260	4530
160	27,78	3,25	3,19	3,55	265	3567	1,036	1028	5700	5903	4170
180	30,4	2,89	2,62	3,07	188	3755	1,036	1000	5530	5730	4000

Temperaturen  $T$  der Spalte 9 werden nach der Beziehung  $T = \frac{p \cdot v}{\delta R}$  berechnet. Daraus können mit Hilfe des Bildes 2 bzw. der Zahlentafel 1 die Beträge der inneren Energie in Spalte 10 gefunden werden, indem man während der Verbrennung, dem angenommenen  $\delta$  entsprechend, zwischen den Kurven für reine Luft und Abgas  $\lambda = 1,975 \approx 2,0$  interpoliert. Eine nachträgliche Berichtigung des Verlaufs von  $\delta$  erübrigt sich in den meisten Fällen, da sich eine Fehlannahme des Verlaufs von  $\delta$  über  $\alpha$  im Energieverlauf nur wenig auswirkt. In Spalte 11 sind die Energieinhalte der Zylinderladung  $\delta U_1$ , bezogen auf 1 Mol Ladung im Punkte 1 (Bild 1 und 3), mit der veränderten Molzahl  $\delta$  eingesetzt.

Zieht man von  $\delta U_1$  den Energieinhalt  $U_1$  der Ladung im Punkte 1 ab, so erhält man die Werte der Spalte 12, die in Bild 3 über dem Kurbelwinkel aufgetragen den Verlauf der inneren Energie des Zylinderinhalts  $\delta U_1 - U_1$  bezogen auf den Anfangszustand ergeben. Im Expansionsteil dieses Diagramms ist im Abstand  $Q_2$  — also der freigewordenen chemischen Energie der Ladung bzw. der der Ladung zugeführten Wärme — eine Parallele zur  $AL_1$ -Linie gezogen. Die Differenz der Ordinaten der Kurven von  $AL_1$  und  $\delta U_1 - U_1$  bis zum Punkt A, in dem die Verbrennung einsetzt, stellt den Wärmeübergang  $Q_w$  während der Verdichtung dar. Ebenso stellt die Ordinaten Differenz der Kurven  $AL_1 + Q_2$  und  $\delta U_1 - U_1$  im Expansionsteil, nach Beendigung der Verbrennung im Punkte B, den Wärmeübergang von B bis 5 dar. Trägt man diese Ordinaten über dem Kurbelwinkel auf, so erhält man von 1 bis A und von B bis 5 Stücke einer Kurve, die den Verlauf des Wärmeübergangs  $Q_w$  während des Arbeitsspiels darstellt. Die Lage der Kurven  $AL$  und  $(U_1 - U_1)$  im ersten Teil des Verdichtungshubes weist auf eine Aufheizung der Ladung durch Wandwirkung hin.

Die Zunahme des Wärmeübergangs zwischen A und B — also während der Verbrennung — ist rechnerisch nicht vorzubestimmen, da alle dafür bisher aufgestellten Beziehungen keineswegs den wirklichen Verhältnissen in schnelllaufenden Maschinen gerecht werden. Der Verlauf von  $Q_w$  kann jedoch mit, für den vorliegenden Zweck, ausreichender Genauigkeit festgestellt werden, da außer den Punkten  $Q_{wA}$  und  $Q_{wB}$  theoretisch auch die Tangenten in diesen Punkten durch die anschließenden bekannten Kurvenstücke gegeben sind. Im besonderen Fall wäre dazu allerdings eine Genauigkeit bei der Bestimmung von  $Q_w$  zwischen 1 und A sowie B und 5 erforderlich, die wegen der zu erwartenden Streuung der Meßpunkte nicht erreicht werden kann. Die große Zahl der für diese Arbeit durchgeführten Auswertungen hat jedoch die — abgesehen von den Übergängen — parabolische Form des Kurvenstückes A—B in Bild 3 stets als Mittelwert ergeben, so daß die Kurve  $Q_w(\alpha)$  für diese Untersuchung mit hinreichender Genauigkeit erfaßt werden kann. Überdies ergibt die Differentialkurve des nach Nußelt [15] berechneten Wärmeübergangsgesetzes  $dQ_w/d\alpha$  gerade in diesem Teil einen ähnlichen Verlauf von  $Q_w$ , wenn man den Absolutbetrag des Nußeltschen Wärmeübergangs gleich dem aus der Energiebilanz erhaltenen Wert von  $Q_w$  setzt.

Addiert man zur Kurve  $\delta U_1 - U_1$  die Ordinaten der Kurve  $Q_w$ , so erhält man nach Bild 3 den Verlauf der algebraischen Summe von geleisteter Arbeit und entwickelter Wärme, so daß der Abstand zwischen  $AL_1$  und  $(\delta U_1 - U_1) + Q_w$ , die bis zum Kurbelwinkel  $\alpha$  freigewordene Wärme ergibt. Trägt man diese Abstände über dem Kurbelwinkel auf, so erhält man  $Q_2$  abhängig von  $\alpha$  in Bild 4. Die Ableitung dieser Kurve gibt das Brenngesetz  $dQ_2/d\alpha$ . Da wegen des starken Energieumsatzes nach Zündbeginn das Brenngesetz der untersuchten Maschine im Bereich der ersten Verbrennungsperiode für einen entsprechenden Maßstab sowohl zu hoch als auch zu ungenau wurde, ist das Brenngesetz in Bild 4 erst vom Kurbelwinkel  $5^\circ$  nach o. T. an gezeichnet. Der bis dahin fast im Gleichraum freiwerdende Teil der entwickelten Wärme kann mit einem Gleichraumgrad, der, entsprechend zwischen  $\eta_{R1}$  im o. T. und  $\eta_{R2}$  bei  $5^\circ$  KW interpoliert, nach [2] den Wert  $\eta_{R1-2} \approx 99,8\%$  ergibt, in die Rechnung eingehen.

Als nächstes ist der Wirkungsgrad jenes Diagramms zu berechnen, das sich ohne Wärmeübergang aus dem gefundenen Brenngesetz ergibt. Dazu ist das Diagramm nach Bild 1 an den Punkt 2 des wirklichen Diagramms anzulegen und die Verdichtungsline von dort adiabatisch zurückzuseichnen. Da die Verbrennung erst kurz vor o. T. einsetzt, liegt der tatsächliche Punkt des Verbrennungsbeginns noch nahe dieser Adiabate und kann ohne wesentlichen Fehler als Verbrennungsbeginn für das angelegene Diagramm ohne Wärmeübergang angenommen werden. Den Druckverlauf während der Verbrennung und den Wirkungsgrad eines gegebenen Brenngesetzes erhält man nach einem Verfahren, das in [2] ausführlich beschrieben ist. Danach wird das Brenngesetz in entsprechende Inter-

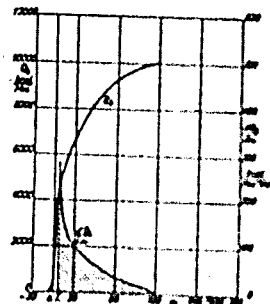


Bild 4. Wärmeentwicklung  $Q_2(\alpha)$  und Brenngesetz  $dQ_2/d\alpha(\alpha)$  vom Zündpunkt des Abstrahls 11.

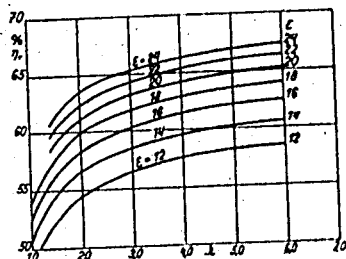


Bild 5. Wirkungsgrad  $\eta$  der verlustlosen Maschine mit normalem Anfangszustand der Ladung ( $T_1=293^\circ$ ,  $p_1=1,0 \text{ kg/cm}^2$ ), abhängig von der Luftzahl  $\lambda$  für verschiedene Verdichtungsverhältnisse  $\epsilon$ .

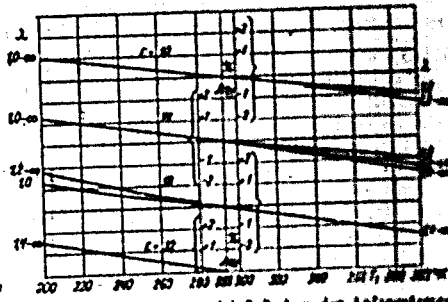


Bild 6 bis 9. Wirkungsgradeinfluss  $\Delta\eta_T$  der Anfangstemperatur  $T_1$  des angeglichenen Diagramms zur Bestimmung seines Wirkungsgrades nach der Beziehung  $\eta_a = \eta + \Delta\eta_T + \Delta\eta_p + \Delta\eta_\alpha$  für verschiedene Verdichtungsverhältnisse  $\epsilon$  und Luftzahlen  $\lambda$ .

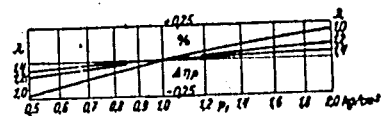


Bild 10. Wirkungsgradeinfluss  $\Delta\eta_p$  des Anfangsdruckes  $p_1$  des angeglichenen Diagramms zur Bestimmung seines Wirkungsgrades nach der Beziehung  $\eta_a = \eta + \Delta\eta_T + \Delta\eta_p + \Delta\eta_\alpha$  für verschiedene Luftzahlen  $\lambda$ .

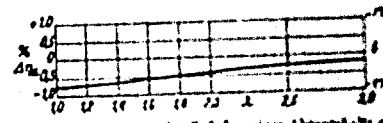


Bild 11. Wirkungsgradeinfluss  $\Delta\eta_\alpha$  eines Abgasgehalts  $\alpha = 0,35$  der Ladung zur Bestimmung des Wirkungsgrades des angeglichenen Diagramms nach der Beziehung  $\eta_a = \eta + \Delta\eta_T + \Delta\eta_p + \Delta\eta_\alpha$ , abhängig von der Luftzahl  $\lambda$ . (Für  $\alpha < 0,35$  ist linear zu interpolieren.)

valle geteilt und schrittweise der Energieverlauf, die geleistete Arbeit und der Druckverlauf berechnet. Vom Punkte B, dem Verbrennungsende, wird adiabatisch nach 3 expandiert. Diese Berechnung wurde für dieses Beispiel durchgeführt und ergab den Wirkungsgrad des angeglichenen Diagramms mit dem Brenngesetz nach Bild 4 ohne Wärmeübergang.

$$\eta_{\text{Gleich}} = 48,2\%$$

Der Gleichraumgrad des Brenngesetzes wird nun

$$\eta_{\text{Gleich}} = \frac{\eta_{\text{Gleich}}}{\eta_{\text{Brenngesetz}}}$$

stellt also der auf Seite 1 gegebenen Definition gemäß das Verhältnis des mit dem wirklichen Brenngesetz erreichten Wirkungsgrades  $\eta_{\text{Gleich}}$  zum Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Brenngesetz}}$  des im Punkt 2 angeglichenen Diagramms der verlustlosen Maschine mit Gleichraumverbrennung dar.

Die Notwendigkeit zu einer solchen umständlichen Berechnung des Gleichraumgrades wird jedoch nur in wenigen besonderen Fällen, wie z.B. bei der genaueren Untersuchung eines bestimmten Betriebszustandes, eintreten. Im allgemeinen wird es genügen, den Gleichraumgrad unmittelbar aus dem Brenngesetz  $dQ_2/da$  (Bild 4) nach den in (2) gegebenen Näherungsverfahren zu ermitteln, wobei diese zur Erzielung größerer Genauigkeit der Eigenheit der Brenngesetze der untersuchten Verbrennstoffe anzupassen sind.

Die Bestimmung von  $\eta_{\text{Gleich}}$  geschieht in der Weise, daß man  $\eta_{\text{Brenngesetz}}$  den Wirkungsgrad bei normalem Anfangszustand aus Bild 5 nach [2] mit der Gasüberschußzahl  $\lambda' = \frac{\lambda}{1-\alpha}$  bestimmt, den Anfangszustand der Adiabate  $T_1'$  und  $p_1'$  vom Zustand 2 aus rückrechnet und mit diesem und dem Abgasgehalt  $\alpha$  die Korrekturwerte aus den Bildern 6 bis 11 entnimmt. Im vorliegenden Fall wird mit  $\alpha = 5\%$  und  $\lambda = 1,975$   $\lambda' = 2,08$  und  $\eta_{\text{Brenngesetz}} = 55,5$ .

Verlängert man im  $p, \alpha$ -Diagramm die ungestörte Verdichtungsline zum o. T., so erhält man  $p_1' = 30,8 \text{ kg/cm}^2$  und die Temperatur  $T_1' = 880^\circ$ ; damit wird aus Bild 2  $f(T_1) = 6,13 \text{ kcal/Mol}^\circ\text{K}$ ;  $f(T_2) = 1,11 \text{ kcal/Mol}^\circ\text{K}$ ;  $T_1' = 340^\circ\text{K}$ ,  $p_1' = 0,95 \text{ kg/cm}^2$ . Damit ergeben sich aus den Bildern 6 bis 11 die Korrekturwerte  $\Delta\eta_T = 0,6\%$ ,  $\Delta\eta_p = 0,0\%$  und schließlich  $\Delta\eta_\alpha = 0,0\%$ .

Der Wirkungsgrad des vollkommenen angeglichenen Gleichraumdiagramms wird

$$\eta_{rs} = \eta_r + \Delta\eta_T + \Delta\eta_p + \Delta\eta_w = 55,5 - 0,6 = 54,9\%$$

Die Differenz zwischen  $\eta_{rs}$  und  $\eta_i$  entspricht dem Wirkungsgradverlust durch Wandwirkung

$$\Delta\eta_w = \eta_{rs} - \eta_i = 48,2 - 37,8 = 10,4\%$$

Der Wandwirkungsgrad wird

$$\eta_w = \frac{\eta_i}{\eta_{rs}} = \frac{37,8}{48,2} = 78,4\%$$

Nach dieser Aufteilung kann die geleistete Arbeit wie folgt aufgeschrieben werden:

$$AL_i = BH_w \eta_{rs} \eta_{pl} - Q_w \eta_{Qw}$$

worin  $\eta_{Qw}$  den Wirkungsgrad der Verlustwärme angibt:

$$\eta_{Qw} = \frac{BH_w \eta_{rs} \eta_{pl} - AL_i}{Q_w} = \frac{1}{\eta_{rs} \eta_{pl}} \frac{BH_w \eta_i}{Q_w} = \frac{\Delta\eta_w}{\eta_{rs}} = 46,2\%$$

Der Innenwirkungsgrad ergibt demnach folgende Beziehungen:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{BH_w} = \eta_{rs} \eta_{pl} - \Delta\eta_w = \eta_{rs} \eta_{pl} \eta_w$$

Würde man die an die Wand abgegebene Wärme gänzlich im Totpunkt dem Prozeß entziehen, so kann wegen der dem Gesamtprozeß ähnlichen Temperaturlage der Wirkungsgrad dieser Verlustwärme mit guter Annäherung gleich dem Wirkungsgrad des angeglichenen vollkommenen Gesamtprozesses gesetzt werden:

$$\eta_{Qw} \approx \eta_{rs} \approx 54,9\%$$

Nach den Definitionen des Gleichraumgrades kann damit auch für die Wandwärme ein solcher Gleichraumgrad des Wärmeübergangsgesetzes

$$\eta_{plw} = \frac{\eta_{Qw}}{\eta_{rs}} = 84,2\%$$

angegeben werden.

Die Kontrolle bzw. eine Korrektur des Rechenverfahrens, vor allem hinsichtlich der Unsicherheit in der Annahme des Wärmeübergangsgesetzes, kann folgenderweise durchgeführt werden:

Zeichnet man zu der in Bild 3 verwendeten Kurve  $Q_w(\alpha)$  in Bild 12 die Ableitung  $dQ_w/d\alpha$  und bestimmt nach den in [2] gegebenen Näherungsverfahren den Gleichraumgrad dieses Wärmeübergangsgesetzes, so muß dieser dem aus  $\Delta\eta_w$  errechneten Gleichraumgrad  $\eta_{plw}$  entsprechen. Ergeben sich starke Abweichungen, so ist das Wärmeübergangsgesetz zu korrigieren. Im vorliegenden Beispiel ergibt sich  $\eta_{plw}$  aus dem angenommenen Wärmeübergangsgesetz zu  $\eta_{plw} = 74\%$  und aus dem Wandverlust zu  $\eta_{plw} = 84,2\%$ . Die Übereinstimmung ist in Anbetracht der vielen durchlaufenen Rechen-

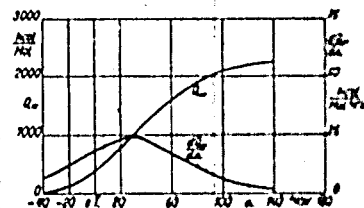


Bild 12. Wärmeübergang  $Q_w(\alpha)$  und Wärmeübergangsgesetz  $dQ_w/d\alpha(\alpha)$  zum Beispiel des Abschnitts II

stufen recht gut. Immerhin ist zu entnehmen, daß der Schwerpunkt des Wärmeübergangsgesetzes in Bild 12 zum Totpunkt hin zu verschieben ist, wodurch sich eine allerdings geringfügige Änderung des Gleichraumgrades der Verbrennung  $\eta_{pl}$  ergibt, wie aus der Verfolgung der Zusammenhänge in Bild 3 und 4 hervorgeht. Korrekturen in der Größenordnung von 10% des  $\eta_{plw}$  verändern den Gleichraumgrad des Gesamtprozesses und die Kennzahlen des Wandverlusts nur unwesentlich. Sie können jedoch dann, wenn die übrigen Meßergebnisse große Zuverlässigkeit beanspruchen können, dazu dienen, die auf mittelbare Schlußfolgerungen aufgebauten Erkenntnisse über den Wärmeübergang zu erweitern.

Sind während der Verdichtung und Ausdehnung Strömungsenergien in der Ladung vorhanden, so werden sie, soweit sie während des Arbeitspiels entstehen und wieder in Wärme umgesetzt werden, durch  $\Delta\eta_w$  bzw.  $\eta_w$  mit erfaßt. Ein allfalliger Unterschied der kinetischen Energie der Ladung zu Verdichtungsbeginn und Ausdehnungsende erscheint in  $Q_w$  bzw.  $q_w$ . Diese kinetischen Energien sind im allgemeinen vernachlässigbar klein.

## 12. Auswertung der Meßergebnisse mit Berücksichtigung der Strömung

a) Allgemeines. Die Berechnung einer Strömung im Einlaßorgan ist, auch wenn sie durch zusätzliche Maßnahmen hervorgerufen wird, genügend genau möglich, um ihren Einfluß auf die Energieerhöhung der Ladung überblicken zu können. Die Strömungsenergie am Ende der Ausdehnung ist im allgemeinen so klein, daß sie vernachlässigt werden kann. Da man zur Aufstellung der Energie-

bilanz im Punkt 5 (Bild 1) nur die innere Energie einsetzt, wird eine in diesem Punkt vorhandene Strömungsenergie durch die Kennzahlen der Wandwärme und ihrer Wirkungsgradeinhalte erfüllt. Sind demnach im wesentlichen nur durch den Ladungswechsel hervorgerufene Strömungen im Zylinder zu erwarten, so kann die Auswertung nach dem Beispiel des vorhergehenden Abschnitts (1) erfolgen. Dabei sind Strömungsenergien, die in der Ladung zu Verdichtungsbeginn festgestellt worden, zur chemischen Energie zu addieren, Strömungsenergien, die bei Ausdehnungsbeginn vorhanden und einer Messung zugänglich sind, von der Wandwärme  $Q_w$  abzuziehen.

Im unterteilten Brennraum auftretende Strömungen ergeben gegenüber dem annähernd strömungsfreien Brennraum die folgenden Veränderungen:

1. Während der Verdichtung findet ein Überschieben von Luft durch die drosselnde Abschattung des Brennraumes statt, so daß die Verdichtungsarbeit, außer der Erhöhung der inneren Energie der Ladung und der Wärmeabgabe an die Wand, auch die kinetische Energie der Ladung im Punkt 5 zu bestreiten hat.

2. Ein Teil der bei der Verbrennung freiwerdenden Wärmemenge wird in kinetische Energie umgesetzt, wobei die Druckerhöhung im Hauptbrennraum, die allein für die Arbeitsleistung am Kolben zur Verfügung steht, sich gegenüber dem Druckanstieg in der Vorkammer vermindert.

3. Sowohl die Strömungsenergie des Verdichtungshebens als auch der überwiegende Anteil der Strömungsenergie des Abblasens werden im Verlauf des Arbeitspiels wieder in Wärme umgesetzt.

Da die Verteilung des Gesamtgewichtes der Ladung in den Brennraumteilen nicht ohne weiteres berechnet werden kann, ist die Berechnung der inneren Energie der Ladung, auch bei Kenntnis der Drücke in den beiden Brennraumteilen, nicht unmittelbar durchzuführen.

Eine vergleichmäßige Auswertung von Diagrammen abgeschnörter Brennraume kann, analoges an [2], in der Weise geschehen, daß man lediglich die Druckerhöhung im Hauptbrennraum als Grundlage für die Berechnung des Energieinhaltes nimmt und in die betreffenden Beziehungen das Gesamtgewicht der Ladung einsetzt. Das mit diesem Energieverlauf erhaltene sogenannte „Ersatzbrenn-gesetz“ entspricht zwar nicht dem wirklichen Ablauf der Wärmeentwicklung, wobei sein Zusammenhang mit dem Einspritzgesetz außer durch die Zündverhältnisse auch durch die Strömungsverhältnisse gegeben ist; es kann aber mit großer Berechtigung als Effekt von Verbrennungsablauf und Strömungseinfluß auf die Arbeit leistende Druckerhöhung über dem Kolben angesehen werden. Diese Folgerung wäre ganz zutreffend, wenn als Grundlage dieses Ersatzbrenngesetzes der tatsächliche Energieverlauf im Hauptbrennraum, gestützt auf die Kenntnis der zu jedem Kurbtwinkel im Hauptbrennraum vorhandenen Ladungsmenge, zur Verfügung stünde.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\alpha$ °KW	$W_w$ m <sup>3</sup> /Mol	$V_w$ m <sup>3</sup> /Mol	$p_w$ kg/cm <sup>2</sup>	$p_0$ kg/cm <sup>2</sup>	$\Delta W$ m <sup>3</sup> /Mol	$p_m$ kg/cm <sup>2</sup>	$\Delta H$ kcal	$AL_{1-2}$ kcal	$\beta$	$T_f$ °K	$T$ °K
180	29,9	29,244	0,97		2,6	1,035	61	0			142
140	27,3	26,644	1,1		3,2	1,2	50	61			154
120	24,1	23,444	1,3		4,22	1,5	148	153			176
100	19,88	19,224	1,7		4,83	2,1	238	301			196
80	15,05	14,394	2,56	2,8	4,93	3,38	290	519		114	214
60	10,12	9,464	4,44	4,1	2,27	5,38	246	729		117	130
50	7,85	7,194	6,4	5,6	1,995	7,95	371	1215		106	103
40	5,855	5,199	9,7	7,5	1,655	12,35	479	1544		63	60
30	4,2	3,544	15,3	11,3	1,242	19,25	560	2065		217	114
20	2,958	2,302	24,2	18,0	0,444	27,3	584	2425		294	144
15	2,514	1,858	30,4	22,2		33,0	251	2909		410	102
10	2,189	1,533	35,6	28,3	0,186	37,3	163	3160		543	919
5	2,003	1,347	39,4	35,0	0,073	45,0	77	3221		694	872
0	1,93	1,274	53,0	58,0				3100	1,61	1211	1114
5	2,003	1,347	55,0	57,0	0,073	51,6	91	3307	1,614	1251	1131
10	2,189	1,533	51,6	54,0	0,186	53,8	232	3075	1,02	1225	1106
15	2,514	1,858	46,5	49,0	0,325	49,0	373	2702	1,023	1244	1124
20	2,958	2,302	40,6	43,8	0,444	43,5	452	2250	1,025	1237	1113
30	4,2	3,544	30,6	33,0	1,242	35,4	1030	1220	1,03	1131	1072
40	5,855	5,199	22,4	24,5	1,655	26,4	1021	1220	1,033	1114	1060
50	7,85	7,194	16,2	18,2	1,995	19,2	877	127	1,034	1114	1060
60	10,12	9,464	11,9	13,5	2,27	13,9	738	100	1,034	1114	1060
80	15,05	14,394	6,8	8,0	4,93	9,2	1043	1138	1,034	1100	1170
100	19,88	19,224	4,9	5,3	4,83	5,74	649	2501	1,04	1170	1111
120	24,1	23,444	3,85	4,2	4,22	4,3	425	3150	1,04	1140	1103
140	27,3	26,644	3,16	3,5	3,2	3,5	262	3575	1,04	1053	1013
180	29,9	29,244	2,81		2,6	2,94	181	3837	1,04	981	970
								4014	1,04		916

Trotzdem das Ladungsgewicht im Hauptbrennraum auf Grund der später gegebenen Verfahren mit guter Annäherung erfaßt werden kann, wird im allgemeinen in die Gasgleichung zur Berechnung der Temperatur im Hauptbrennraum das Gewicht der gesamten Ladung eingesetzt, da der dadurch gemachte Fehler bei bestehenden Temperaturunterschieden nur im Bereich des oberen Totpunkts, wo der Volumenanteil der Vorkammer groß ist, ins Gewicht fällt, so daß der Gleichraumgrad dadurch nur unwesentlich beeinflußt wird. (Vergleiche Zahlentafel 4, Spalte 11 und 12.)

Die mit Hilfe des Ersatzbrenngesetzes gewonnenen Gleichraumgrade und die daraus weiter gefolgerten Kennzahlen des Wärmeübergangs ergeben neben den entsprechenden Kurven, für strömungsfreie Brennräume aufgetragen — obgleich sie weder den Verlauf der Wärmeentwicklung, noch den des Wärmeübergangs an die Wand streng erfassen —, einen guten Überblick über den Effekt eines abgeschnürten Brennraums bezogen auf Gleichraumgrad und Wärmeübergangs-Kennzahlen des strömungsfreien Brennraumes.

Es werden daher als allgemeine Kennzahlen des Motorverhaltens abgeschnürter Brennräume die mit dem Ersatzbrenngesetz berechneten Werte ein übersichtliches Bild für Vergleiche von Verbrennungsverfahren ergeben. Dagegen ist die genauere Erfassung des Strömungsvorganges, der Rückumströmung desselben in Wärme und der reinen Wandwirkung dort anzustreben, wo die Untersuchung sich nicht nur auf die schließlichen Auswirkungen des Verbrennungsverfahrens zu beschränken hat, sondern grundlegender auf die Vorgänge im abgeschnürten Brennraum eingeht. Eine solche genauere Erfassung der Strömungsvorgänge wird im folgenden Beispiel erläutert.

b) Beispiel. An einer Vorkammermaschine wurden folgende Maschinendaten und Meßergebnisse festgestellt:

Hubvolumen $v_h = 2035,8 \text{ cm}^3$ ,	Schubstangenverhältnis $\lambda = 1:4,42$ ,
Verdichtungsraumvolumen $v_c = 141,3 \text{ cm}^3$ ,	Nutzdruck $p_n = 4,0 \text{ kg/cm}^2$ ,
Vorkammervolumen $v_v = 48 \text{ cm}^3$ ,	Drehzahl $n = 1000 \text{ U/min}$ ,
Unterteilungsverhältnis des Brennraumes im oberen Totpunkt $\sigma = v_v/v_c = 0,34$ ,	Kraftstoffverbrauch $B_k = 2,33 \text{ kg/h}$ ,
Querschnitt der Überströmöffnung $f = 0,38 \text{ cm}^2$ ,	Luftverbrauch $l = 0,776 \text{ Nm}^3/\text{min}$ , $l_1 = 0,00155 \text{ Nm}^3/\text{Hub}$ ,
Verdichtungsverhältnis $\epsilon = (v_h + v_c)/v_c = 15,5$ ,	Kraftstoffheizwert $H_{st} = 10000 \text{ kcal/kg}$ .

Während der Messungen wurden bei konstant gehaltenem Betriebszustand Druck-Zeit-Diagramme sowohl vom Hauptbrennraum als auch von der Vorkammer aufgenommen.

Der Gang der Auswertung ist aus Zahlentafel 4 und Bild 13 bis 15 zu verfolgen.

13	14	15	16	17	18	19	20	21
$\delta U_{12}^*$ kcal/Mol	$\delta U_{12} - U_1$ kcal/Mol	$w_2$ m/s	$M_{res}$ Mol	$M[rs]$ Mol	$\frac{dM_2}{d\alpha} \cdot 10^{-3}$ Mol <sup>2</sup> /KW	$V_{2, bzw. V_1}$ m <sup>3</sup> /Mol	$w_1$ m/s	$d l_{12}$ d $\alpha$ mkg <sup>2</sup> /KW
1700	0					29,9		
1760	60					27,3		
1840	140					24,1		
1990	290			0,033		19,88		
2280	580			0,044		13,82		
2650	950	120	0,062	0,065	0,11	10,9	181	53
2960	1260	200	0,074	0,084	0,14	8,88	188	73
3310	1610	280	0,089	0,112	0,2	7,37	223	117
3720	2020	340	0,120	0,156	0,35	5,46	289	152
4100	2400	360	0,175	0,222	0,64	3,75	363	1218
4350	2650	370	0,204	0,261	0,87	3,21	422	2290
4480	2780	310	0,251	0,300	1,12	2,59	439	3190
4660	2960	250	0,302	0,327	0,88	2,17	289	1085
6880	5180			0,342	0,85			
7380	5680			0,332	0,12	2,03	37	2
7680	5980	110	0,322	0,306	0,50	2,22	168	208
8040	6340	170	0,284	0,267	0,75	2,56	290	932
8340	6640	210	0,247	0,227	0,77	3,02	351	1401
9020	7320	200	0,176	0,161	0,55	4,25	353	1014
9280	7580	180	0,129	0,116	0,38	5,93	341	652
8960	7260	200	0,100	0,087	0,24	7,94	288	295
8420	6720	150	0,079	0,067	0,17	10,21	262	173
6970	5270	210	0,055	0,035	0,10	15,18	229	78
6540	4840	140	0,0358	0,031	0,05	19,95	151	17
6160	4460	120	0,032	0,028	0,02	24,11	73	2
5660	3960	110	0,0287	0,025		27,3		
5480	3780			0,023		29,9		

Zahlentafel 4. Zur Auswertung des Diagramms in Abschnitt 12b.

In Spalte 1 der Zahlentafel 4 sind die Kurbelwinkel eingetragen, in Spalte 2 die auf gleiche Weise wie im Beispiel des Abschnitts 11 berechneten Molvolumina

$$\mathfrak{V}_s = \frac{\mathfrak{V}_1}{\epsilon_s}; (\mathfrak{V}_1 = 22,41 \frac{v_h + v_r}{l_1} = 29,9; l_1 = \frac{l_2}{1-\alpha} = \frac{0,00155}{0,95} = 0,00163 \text{ Nm}^3/\text{Hub}; \alpha = 5\% \text{ angenommen}).$$

Der Inhalt der Vorkammer bezogen auf das Molvolumen der Ladung wird, gleiche Zustände in Vorkammer und Hauptbrennraum vorausgesetzt,  $V_v = \frac{\mathfrak{V}_1}{\epsilon} \alpha = \frac{29,9}{15,5} \cdot 0,34 = 0,656 \text{ m}^3/\text{Mol}$ . Damit wird das Volumen des Zylinderraumes je Mol Ladung zu jedem Kurbelgrad

$$V_z = \mathfrak{V}_s - V_v \text{ [m}^3/\text{Mol]} \text{ (Spalte 3, Zahlentafel 4).}$$

Die Spalten 4 und 5 enthalten die aus dem Indikatorogramm entnommenen Drücke  $p_1$  im Hauptbrennraum und  $p_2$  in der Vorkammer. Die in den Intervallen zwischen den eingetragenen Kurbelwinkeln bestrichenen Volumen  $\Delta \mathfrak{V}$  [m<sup>3</sup> je Mol arbeitender Ladung] sind in Spalte 6 eingetragen. Die Mitteldrücke  $p_m$  der Intervalle (Spalte 7) sind aus den Drücken  $p_1$  über dem Kolben zu bestimmen. Spalte 8 enthält die je Intervall vom Kolben aufgenommenen bzw. abgegebenen Arbeiten. Es wieder algebraisch summiert die Werte  $AL_{1-2}$  in Spalte 9 und über dem Kurbelwinkel aufgetragen den Verlauf der geleisteten Arbeit in Bild 13 ergeben. Mit  $L = \frac{COI}{B_1} = 20,0 \text{ Nm}^3/\text{kg}$  und  $\alpha = 0,05$  wird der Heizwert je Mol Ladung

$$BH_n = \frac{22,41}{20,0} \cdot 0,95 \cdot 10000 = 10650 \text{ kcal}$$

und die in den ersten Hauptsatz der Wärmelehre nach Seite 11 einzusetzende Wärmemenge

$$Q_h = B[E + i_2] = 10750 \text{ kcal/Mol.}$$

Die Luftzahl ist  $\lambda = \frac{L}{L_n} = 1,755$ . Der Innenwirkungsgrad wird

$$\eta_i = \frac{AL_{1-2}}{BH_n} = \frac{4018}{10650} = 37,7\%$$

und der mittlere indizierte Druck

$$p_i = \frac{L_{1-2}}{\mathfrak{V}_s} = \frac{4018}{27,97} \cdot 127 = 6,14 \text{ kg/cm}^2$$
$$(\mathfrak{V}_s = \mathfrak{V}_{100} - \mathfrak{V}_v = 29,9 - 1,03 = 27,97 \text{ m}^3/\text{Mol}).$$

Das Molverhältnis nach der Verbrennung, nach Seite 2 und 3 berechnet, ist  $d = \frac{V_c}{L_n} = 1,01$ . Sein geschätzter Verlauf ist in Spalte 10 eingetragen. Die innere Energie der gesamten Ladung kann nach einer in [2] angegebenen Rechnung gefunden werden. Ihre Bestimmung wird einfacher, wenn man

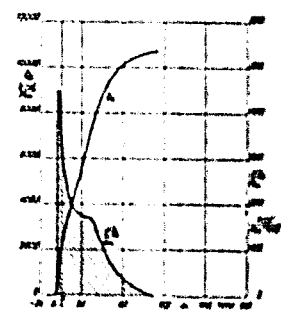
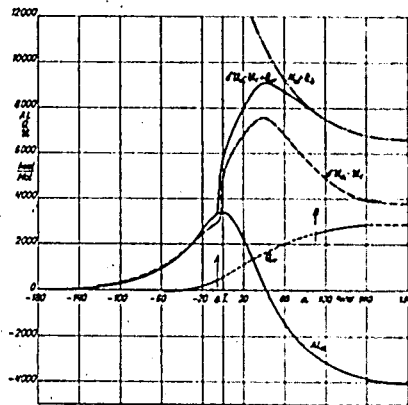


Bild 14. Wärmewicklung  $Q_2(t)$  und Bräutigewalt  $dQ_2, L_2(t)$  aus Beispiel des Abschnitts 11.

Bild 13. Graphische Auswertung des Beispiels des Abschnitts 12. Verlauf der von Kolben aufgenommenen bzw. abgegebenen Arbeit  $AL_{1-2}$ , der inneren Energie  $BH_n - U_1$  der Ladung, des angenommenen Wärmeübergang  $Q_{1-2}$ , die Summe  $BH_n - U_1 + Q_{1-2}$  aus innerer Energie der Ladung und dem Wärmeübergang sowie der Summe  $AL_{1-2} - Q_{1-2}$  aus Kolbenarbeit und gesamter zugeführter Wärme, aufgetragen über dem Kurbelwinkel.

3  
4

die dort gegebenen Beziehungen benutzend, eine mittlere Temperatur  $|T|$  der Gesamtladung, die ja in Vorkammer und Hauptbrennraum verschiedene Zustandsgrößen hat, nach der Gleichung

$$|T| = \frac{V_2 p_2 + V_1 p_1}{R \delta}$$

berechnet (Spalte 11) und damit im  $U(T)$ -Diagramm die innere Energie  $U'$  bestimmt. Als Vergleich sind in Spalte 12 die nach dem Verfahren für den ungeteilten Brennraum berechneten Temperaturen

$$T = \frac{Q_2 p_2}{R \delta}$$

eingetragen. Spalte 13 enthält die Werte  $\delta U'$ , und Spalte 14 die Werte  $\delta U' - U_1$ .

Die Energiebilanz im Punkt 5 ergibt, wenn man die Strömungsenergie bis zum Öffnen des Auslassventils als in Wärme umgesetzt annimmt, für den Wärmeübergang  $Q_w = Q_2 - AL_{1,2} - (\delta U' - U_1) = 10750 - 4018 - 3780 = 2952$  kcal/Mol. Der Anteil der übergegangenen Wärme an der im Kraftstoff zugeführten Wärme wird

$$\eta_w = \frac{Q_w}{BH_u} = \frac{2952}{10650} = 27,7\%$$

Zur Bestimmung des Verlaufs der Wärmeentwicklung wurde, wie bereits in Abschnitt 11 gezeigt, in Bild 13 die Kurve  $Q_w(\alpha)$  aufgezeichnet, damit die Linie  $(\delta U' - U_1) + Q_w$  und als Differenz  $(\delta U' - U_1) + Q_w - AL_{1,2}$  die Linie  $Q_b(\alpha)$  mit ihrer Ableitung  $dQ_b/d\alpha$  als Brenngesetz in Bild 14 gezeichnet. Der Gleichraumgrad dieses Brenngesetzes wurde nach den vereinfachten Verfahren in (2) mit  $\eta_{\mu} = 88,5\%$  bestimmt.

Der Luftüberschuß  $\lambda = 1,755$  ergibt eine Gasüberschusszahl  $\lambda' = \frac{\lambda}{1-\alpha} = \frac{1,755}{0,95} = 1,85$ . Damit erhält man aus Bild 5 den Wirkungsgrad  $\eta_v$  der vollkommenen Maschine mit  $T_1 = 293^\circ$  und  $p_1 = 1,0$  kg/cm<sup>2</sup>  $\eta_v = 57,5\%$ .

Den Anfangszustand des angeglichenen Diagramms erhält man mit genügender Annäherung aus folgenden Überlegungen:

Nach (2) ist im Augenblick des Druckausgleichs beim reinen Verdichtungsprozess ohne Rückumsetzung der Strömungsenergie die innere Energie der Ladung beim abgeschürten Brennraum gleich der inneren Energie einer Verdichtung im ungeteilten Brennraum bei gleichem Wärmeübergang. Der Punkt des Druckausgleichs liegt knapp nach o. T. Die innere Energie, die die bis dorthin verlängerte  $(U_2 - U_1)$ -Linie des Bildes 13 ergibt, ist demnach um den Betrag, des in Wärme rückumgesetzten Teils der Strömungsenergie größer als die entsprechende Energie  $[U_2]$  des angeglichene Diagramms. Berücksichtigt man, daß die gesamte Strömungsenergie je Mol Ladung im Verdichtungsprozess nach den später angestellten Berechnungen rd. 100 kcal/Mol beträgt, so erhält man aus  $U_2 - U_1 = 280$  kcal, wenn man diesen Betrag um rd. 50% der Strömungsenergie vermindert,  $[U_2] = 200$  kcal und daraus nach der im vorigen Beispiel (Abschnitt 11) angegebenen Rechnung den Anfangszustand des angeglichene Diagramms  $T_1' = 310^\circ$  und  $p_1' = 0,9$  kg/cm<sup>2</sup>.

Diesen Werten entsprechen nach Bild 6 bis 11 Korrekturen von  $\Delta\eta_{rs} = -0,25\%$ ,  $\Delta\eta_r = -0,05\%$  und  $\Delta\eta_w \approx 0,0\%$ , so daß der Wirkungsgrad des angeglichene Diagramms der vollkommenen Maschine

$$\eta_{rs} = \eta_v + \Delta\eta_{rs} + \Delta\eta_r + \Delta\eta_w = 57,5 - 0,3 = 57,2\%$$

Man erhält nun mit  $\Delta\eta_{rs} + \Delta\eta_{st} = \eta_w$   $\eta_{\mu} - \eta_{rs} = 57,2 - 0,885 = 37,7 = 12,9\%$  den Wirkungsgradverlust durch Wandwirkung und Strömung und

$$\eta_{\mu st} = \frac{\eta_{\mu}}{\eta_{rs}} = 74,5\%$$

als Vergleichszahl zum Wandwirkungsgrad  $\eta_w$  des strömungsfreien Brennraums.

Man kann die Summe der Wirkungsgradverluste durch Wandwirkung und Strömung  $\Delta\eta_{rs} + \Delta\eta_w$  ebenso wie  $\Delta\eta_w$  im vorigen Beispiel weiter zergliedern und erhält

$$\eta_{Q_w st} = \frac{\Delta\eta_{rs} + \Delta\eta_{st}}{\eta_w} = 46,6\%$$

als Vergleichszahl zum Wirkungsgrad der Wandwärme  $\eta_{Q_w}$  und schließlich

$$\eta_{\mu st} = \frac{\eta_{Q_w st}}{\eta_{rs}} = 82,4\%$$

als Vergleichszahl zum Gleichraumgrad  $\eta_{\mu w}$  des Wärmeübergangs.

Zur Bestimmung der Verminderung der inneren Energie der arbeitenden Ladung durch die kinetische Energie der Strömung, kurz der Strömungsarbeit, ist die Kenntnis der Gasgeschwindigkeit in der Brennraumabschnürung notwendig. Zur angenäherten Bestimmung dieser Geschwindigkeit stehen zwei Verfahren zur Verfügung.



1. Die Strömungsgeschwindigkeit aus der Ausflußgleichung

Nach der Ausflußgleichung wird nach [2, 16] für unterkritisches Druckverhältnis für die Verdichtungsströmung

$$w = \sqrt{\frac{2gm}{(m-1)m} R T_1} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}} \quad (\text{m/s})$$

und für überkritisches Druckverhältnis, also

$$\frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}}, \quad w = \sqrt{\frac{2gm}{(m+1)m} R T_1} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}} \quad (\text{m/s})$$

Darin ist  $m$  das Molekulargewicht. In den Gleichungen für  $w$  ist lediglich der Polytropenexponent  $m$  der Zustandsänderungen während des Verdichtungs Vorganges unbekannt. Schlorke [16] nimmt  $m = 1,4$  an und hat ein graphisches Verfahren zur Bestimmung von  $w$  gegeben. Danach wurden die in Spalte 15 der Zahlentafel 4 und in Bild 15 eingetragenen Werte von  $w$  erhalten.

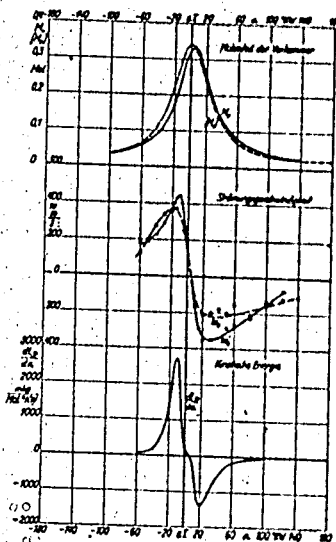


Bild 15. Verlauf des Gewichtanteiles  $M_2$  der Gasmenge in der Vorkammer der gesamten Ladung, der nach verschiedenen Verfahren ermittelten Strömungsgeschwindigkeit  $w$  und der je Grad Kurbelwinkel entstehenden kinetischen Energie  $dL_s/d\alpha$  der Strömung, abhängig vom Kurbelwinkel  $\alpha$  für das Beispiel des Abschnitts 12.

Bei der Berechnung von  $w$  aus den vorhin gegebenen Gleichungen ist für die Ausblasströmung  $p_1$  und  $p_2$  sinngemäß zu vertauschen, wobei jedoch während der Verbrennung die Unsicherheit in der Annahme von  $m$  bedeutend größer wird.

2. Die Strömungsgeschwindigkeit aus der übergeschobenen Gasmenge

Mit der Temperatur  $T_1$  in der Vorkammer wird die darin befindliche Ladungsmenge bzw. die Molzahl

$$M_1 = \frac{p_1 V_1}{RT_1} \quad (\text{Mol})$$

Dazu muß nun die Temperatur  $T_2$  angenommen werden, wobei es sich als zweckmäßig erwiesen hat, im Bereich außerhalb des Zündbeginns in der Vorkammer die Mitteltemperatur der Gesamtladung  $T$  der Gleichung für  $M_2$  zugrunde zu legen, was einer isothermen Zustandsänderung während der Strömung entspricht. Damit erhält man die Werte der Spalte 16 und die Linie  $M_2$  in Bild 15. Neben der Kurve  $M_2$  wurde in

Bild 15 die Kurve  $M_2 / \alpha = \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{dM_2}{d\alpha}$  (Spalte 17) eingezeichnet.

die der Molzahl in der Vorkammer dann entsprechen würde, wenn bei jeder Kolbenstellung der Druckausgleich abgewartet worden wäre. Man erkennt aus dem Verlauf beider Kurven das Zurückbleiben des übergeschobenen Gewichts infolge Drosselung gegenüber dem Volumenverhältnis  $\alpha$  von Vorkammer und Hauptbrennraum. Nimmt man eine mittlere Durchflußzahl

der Einschnürung an, wofür sowohl rechnerische Grundlagen als auch Durchflußmessungen herangezogen werden können, so erhält man aus der allgemeinen Beziehung  $F_{\text{eff}} = \frac{dV}{dt}$  die Geschwindigkeit

$$w_s = 6 n \frac{dM_2}{d\alpha} \frac{V_2}{f \mu} \frac{v_2 + v_c}{V_1} \quad (\text{m/s}) \quad \text{für die Verdichtungsströmung und } w'_s = 6 n \frac{dM_2}{d\alpha} \frac{V_1}{f \mu} \frac{v_2 + v_c}{V_1} \quad (\text{m/s})$$

für die Ausblasströmung. Dazu wurde die Ableitung  $\frac{dM_2}{d\alpha}$  der Kurve  $M_2(\alpha)$  graphisch ermittelt

und in Spalte 18 der Zahlentafel 4 eingetragen.  $V_1 = \frac{T_1 R}{p_1}$  und  $V_2 = \frac{T_2 R}{p_2}$  (Spalte 19) sind die

Volumina eines Mols beim Zustand in der Vorkammer bzw. im Hauptbrennraum. In den Formeln für  $w_s$  bedeuten weiter:  $n$  die Drehzahl,  $f$  ( $\text{m}^2$ ) die Fläche des Einschnürungsquerschnitts,  $v_2 + v_c$  ( $\text{m}^3$ )

563

das Gesamtvolumen des Zylinderraums zu Verdichtungsanfang und  $\mu$  die Durchflußzahl der Einschnürung. Durchgeführte Vergleichsrechnungen haben ergeben, daß sich die Durchflußzahlen während des Strömungsvorganges in verhältnismäßig weiten Grenzen ändern. Für dieses Beispiel wurde ein Mittelwert von  $\mu=0,75$  angenommen.

Die damit berechneten Gasgeschwindigkeiten sind in Spalte 20 der Zahlentafel 4 und in Bild 15 über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

Die Abweichungen der Geschwindigkeiten  $w$  und  $w'$  sind naturgemäß in jenem Teil des Arbeitsspiels größer, wo die Temperaturverhältnisse in Vorkammer und Hauptbrennraum nicht nur strömungsbedingt sind, sondern von den in beiden Räumen verschiedenen Verbrennungsvorgängen beeinflusst werden.

Zur Weiterrechnung wird die Geschwindigkeit  $w'$  benutzt, deren Berechnung enger an den allgemeinen Auswertungsvorgang anschließt.

Die Strömungsenergie je Kurbelgrad wird nach der Gleichung

$$\frac{dL_S}{da} = m \frac{dM_s w^2}{da \cdot 2g} \text{ (kgm/°KW)}$$

berechnet, worin  $m$  das Molekulargewicht des Gases ist,  $m$  wurde für Luft und Abgas mit 29,0 angenommen. Der Verlauf der je Zeiteinheit (Grad Kurbelwinkel) entstehenden Strömungsenergie  $\frac{dL_S}{da}$  wurde in Spalte 22 und in Bild 15 eingetragen. Die graphische Integration der vor und nach dem Druckausgleich von  $\frac{dL_{S1}}{da}$  begrenzten Flächen ergibt

$$L_{S1-2} = 50400 \text{ mkg/Mol}; AL_{S1-2} = 118 \text{ kcal je Mol Ladung};$$

$$L_{S2-3} = 40400 \text{ mkg/Mol}; AL_{S2-3} = 95 \text{ kcal je Mol Ladung}.$$

Nach [2] und [17] wird der mittlere Strömungsdruck  $p_{m1} = \frac{L_{S1}}{Q_{s1}}$  (kg/cm<sup>2</sup>), für das vorliegende Beispiel

$$p_{m1-2} = 0,18 \text{ kg/cm}^2,$$

$$p_{m2-3} = 0,158 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Kennzahl des Brennraumes wird nach [17]

$$K = \frac{\mu f \sqrt{T_1}}{n v_h} = \frac{0,75 \cdot 0,385}{10^3 \cdot 2,034} \cdot \sqrt{342} = 2,63 \cdot 10^{-3}$$

und die Füllungszahl  $\varphi_{r1}$  der Vorkammer im °T. nach [17] und Bild 15

$$\varphi_{r1} = \frac{M_{s1}}{[M_s]_s} = \frac{0,324}{0,342} = 0,948.$$

Der mittlere Strömungsdruck der Verdichtung, sowie die Füllungszahl entsprechen mit guter Annäherung den Ergebnissen, die Pischinger [17] an Vorkammermaschinen erhält.

Nimmt man nun nach [2] den ungünstigsten Fall an, nach dem die Strömungsarbeit während der Verdichtung und Ausdehnung gänzlich für die Arbeitsleistung am Kolben verlorengeht, so ergibt sich eine maximale Wirkungsgradverminderung durch die Strömung von

$$\Delta \eta_{st \max} = \frac{AL_{S1-2}}{BH_s} = \frac{118+95}{10650} = 2\%.$$

In diesem Falle müßte die kinetische Energie im Punkt 5 (Bild 1) noch als solche vorhanden sein, so daß die an die Wand übergegangene Wärme  $Q_w^* = Q_s - AL_{1-2} - (du_2 - u_1) - AL_{2-3} = 2739 \text{ kcal}$  wird, demnach um die ganze Strömungsarbeit kleiner ist als  $Q_w$ , bei dessen Bestimmung die Strömungsenergie im Punkte 5 als in Wärme umgesetzt angenommen wurde.

Der Gleichraumgrad des Brenngesetzes bleibt durch diese Änderung von  $Q_w$ , die bei seiner Bestimmung zu berücksichtigen wäre, praktisch unbeeinflusst. Dagegen werden die Kennzahlen

$$\eta_w^* = \frac{Q_w^*}{BH_s} = \frac{2739}{10650} = 25,5\%.$$

$$\Delta \eta_w^* = \eta_{r1} \eta_{pl} - \eta_{r1} - \eta_{st} = 10,9\%.$$

$$\eta_{r1}^* = \frac{\eta_{r1} + \Delta \eta_{st}}{\eta_{r1} \eta_{pl}} = \frac{37,7+2,0}{50,6} = 78,5\%.$$

$$\eta_{Q_w}^* = \frac{\Delta \eta_w^*}{\eta_w^*} = \frac{10,9}{25,5} = 42,8\%.$$

$$\eta_{pl}^* = \frac{\eta^* Q_w}{\eta_{r1}} = \frac{42,8}{57,2} = 74,8\%$$

im Sinne des geringeren reinen Wandeinflusses verändert.

Diese Werte stellen, wie schon oben erwähnt, den extremen und ungünstigsten Fall dar, bei dem keinerlei Umisetzung der Verdichtungs-, Verbrennungs- und Expansionsströmung stattfindet.

Ein genaueres qualitatives Studium der Strömungsverhältnisse und ihrer Beständigkeit in unterteilten Brennräumen mit den üblichen Formen der Vorkammer ließ die Annahme immer mehr hervortreten, daß die Verdichtungsströmung mit dem Einsetzen der Verbrennung, die eine unmittelbare Umkehr der Strömungsrichtung hervorruft, fast gänzlich in Wärme umgesetzt wird und somit nur der Teil  $AL_{S1,2}(1-\eta_{in})$  als Verlust zu betrachten ist. Diese sofortige Rückumsetzung ergibt z. B.

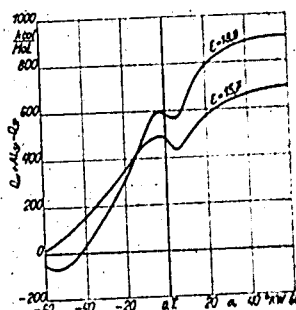


Bild 16. Verlauf des Verlustes an innerer Energie, beeinflusst durch die entstehende kinetische Energie  $AL_{S1,2}$ , den Wärmeverlust  $Q_w$  an die Wand und die rückumgesetzte Strömungswärme  $Q_{St}$  im Schlepptrieb einer Vorkammermaschine bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen  $\epsilon$ .

bei der Auswertung von Verdichtungsdiagrammen einer fremdangetriebenen Vorkammermaschine bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen knapp nach o. T. ein auffallendes Abinken der in Bild 16 über dem Kurbelwinkel aufgetragenen Werte von  $AL_{S1,2} - (W_2 - W_1) = Q_w + AL_{S1,2} - Q_{St}$ , worin  $Q_{St}$  die rückumgesetzte Wärmemenge bedeutet.

Eine größere Beständigkeit der kinetischen Energie ist nur bei Wirbelkammern zu erwarten, in denen die Gasbewegung durch die einsetzende Verbrennung nicht nur vollständigen Umkehr und Verwirbelung zu erwarten wird.

Auch die Strömungsenergie des Ablassens wird zu einem wesentlichen Anteil, allerdings zu einem wirkungsgradmäßig ungünstigen Zeitpunkt im späteren Teil des Ausdehnungshubes, wieder in Wärme umgesetzt.

Berücksichtigt man diese Rückumsetzung und summiert im Gegensatz zur Berechnung von  $\Delta r_{St,max}$  auf Seite 21, einen günstigsten Fall an, bei dem die Verdichtungsströmung im oberen Totpunkt mit einem Gleichraumgrad von 100% und die Expansionsströmung mit einem Gleichraumgrad von 50% einem Kurbelwinkel der Rückumsetzung von rd. 60° nach o. T. entsprechend, rückumgesetzt wird, so erhält man

$$\Delta r_{St,max} = \frac{AL_{S1,2}(1-\eta_{in}) + AL_{S1,2}(1-\eta_{in} \cdot 0.5)}{BII_0} = 1,1 \cdot \dots$$

Zwischen  $\Delta r_{St,max}$  und  $\Delta r_{St,min}$  wird jedenfalls der wirkliche Wirkungsgradeinfluß der Strömung im abgeschnürten Brennraum liegen. Eine genauere Festlegung ist zur Zeit nicht möglich, da hierzu eine erweiterte Kenntnis der Strömungsbeständigkeit in der Maschine notwendig ist.

Nachdem nun einerseits die Bestimmung der Strömungsenergie auf Annahmen aufbaut ist, die den wirklichen Verhältnissen nur annähernd entsprechen (der Polytropenexponent  $n$  und die Differenzdrücke zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum für die Berechnung von  $w$ , nach der Ausdehnungsgleichung und die Bestimmung der Temperatur in Vorkammer- und Hauptbrennraum sowie der Durchflußzahl  $\mu$  für die Berechnung von  $w'$  nach den übergeschobenen Mengen), andererseits eine Rückumsetzung der Strömungsenergie jedenfalls stattfindet, ihr Ausmaß jedoch nicht mit Sicherheit festgestellt werden kann, wird im folgenden auf eine besondere Erfassung des Strömungsgrades auf den Wirkungsgrad verzichtet. Die Meßergebnisse an Maschinen mit unterteilten Brennräumen werden so ausgewertet, wie wenn die Druckverläufe im Hauptbrennraum, also über den Kurbelwinkel der ganzen Zylinderladung mitgemacht würden. Man muß also bei der Beurteilung der thermodynamischen Kennwerte unterteilter Brennräume in Abschnitt IV berücksichtigen, daß die auf dem Wandeinfluß Bezug nehmenden Werte auch den Einfluß der Strömung enthalten. Dies erscheint berechtigt, da der Einfluß der Strömung auf diese Kennwerte bei unter Last laufenden Maschinen selbst im Grenzfall der nicht verwirbelten Strömung verhältnismäßig gering ist.

Die Auswirkung der Strömungsverhältnisse auf die Gemischbildung wurde in (2) und (17) ausführlich besprochen. Man ersieht die dort festgestellten Zusammenhänge ergänzend aus Bild 15: Der Großteil der Strömungsarbeit  $AL_{S1,2}$  addiert sich in der Nähe des Totpunktes zur Verdichtungsarbeit, so daß ein früherer Zündbeginn, mit dem fast gleichzeitig eine Umkehr der Strömung zu erwarten ist, die Strömungsarbeit wesentlich herabsetzt. Die ideale Molzahl  $M$ , in der Kammer wird knapp nach o. T. nur ohne einsetzende Verbrennung erreicht, während bei starker Frühzündung die Füllzahl der Vorkammer nach (17) einen erheblich unter 1,0 liegenden Wert hat. Da nun das Gasgewicht in der Vorkammer vom Augenblick der durch die erste Verbrennung in der Kammer hergestellten Druckgleichheit  $p_v = p_c$  an — abgesehen von allfälligen Schwingungen des Ablassens und Rückströmens, die übrigens bei den untersuchten Diagrammen praktisch nie auftraten und — nicht mehr zunehmen kann, steht bei starker Frühzündung in der Vorkammer ein weit geringeres  $\epsilon_{1,2}$

37

gewicht zur Verfügung, als es das Unterteilungsverhältnis des Brennraumes ergeben würde. Aus diesem Grunde kann angenommen werden, daß die starke Empfindlichkeit solcher Vorkammern in Hinblick auf den Zündzeitpunkt außer durch die zeitliche Lage desselben zum Höchstwert der zur Gemischbildung beitragenden Strömungsenergie  $\frac{dL_s}{da}$  auch durch die sich mit der steilen Druck- und  $M_s$ -Kurve rasch ändernde Luftbeaufschlagung der Vorkammer mit verursacht wird.

#### IV. Ergebnisse

##### 13. Allgemeines

Nach den vorstehend beschriebenen Verfahren wurden im Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Hochschule Graz eine Reihe von Motorversuchen durchgeführt und ausgewertet. Dazu wurde vor allem eine Einzylinder-Versuchsmaschine eigener Bauart „VM“ mit 2,036 l Hubraum verwendet, die mit den verschiedensten Brennraumformen gefahren werden konnte. Ferner wurden Versuche an einer Einzylinder-Deutz-Vorkammermaschine FIM 414 (1,1 l Hubvolumen), die als marktgängige Maschine das Ergebnis einer langen Entwicklungsarbeit darstellt, durchgeführt und schließlich wurden die an anderer Stelle [1] bereits veröffentlichten Untersuchungen an einem Sechszylinder-Deutz-Fahrzeugsdieselmotor mit Wirbelkammer neuester Ausführung mit aufgenommen.

Auf einen wertmäßigen Vergleich von Verbrennungssystemen wird an dieser Stelle bewußt nicht eingegangen, da hierzu Festlegungen über Triebwerksbeanspruchung und Ganghärte getroffen werden müssen und es außerdem nicht zu den Aufgaben dieser Art gehörte, die einzelnen Systeme auf Höchstleistung einzufahren.

Folgende Verbrennungsverfahren wurden untersucht (die davor gesetzten Zahlen sind für die Bezeichnung der entsprechenden Kurven in den Diagrammen beibehalten).

1. Direkte Einspritzung A/VM mit vierventiligem Kopf,  $\epsilon=12,55$ ;
2. Wirbelkammer VM ähnlich Bauart „Oberhäusli“,  $\epsilon=14,1$ ;
3. Vorkammer VM ähnlich Bauart „Deutz“,  $\epsilon=18$ ;
4. Luftspeicher VM ähnlich Bauart „Süddeutsche Bremse AG“,  $\epsilon=14,5$ ;
5. Vorkammer VM ähnlich Bauart „Daimler-Benz“,  $\epsilon=15,7$ ;
6. Vorkammermaschine Bauart Deutz FIM 414,  $\epsilon=23,6$ ;
7. Direkte Einspritzung B/VM mit vierventiligem Kopf,  $\epsilon=16,2$ ;
8. Wirbelkammermaschine Bauart Deutz GM 145,  $\epsilon=18,5$ .

Die einzelnen Verbrennungsverfahren sind in [1] und [17] ausführlich beschrieben.

Im Zuge der Auswertung wurden folgende thermodynamischen Kennzahlen bestimmt und in entsprechenden Diagrammen aufgetragen:

a) Der Innenwirkungsgrad  $\eta_i = \frac{AL_{1,5}}{BH_u}$ .

b) Der Absolutwert der je Mol arbeitender Ladung an die Wand übergegangenen Wärme  $Q_w = Q_1 - AL_{1,5} - (\delta u_2 - u_1)$ .

In diesem Wert ist bei strömungsbehafteten Vorgängen im Zylinder die kinetische Energie des Zylinderinhalts  $AL_{1,5}$  im Punkt 5 des Diagramms (Bild 1) mit enthalten. Ferner ist zu beachten, daß die nach Auslaßöffnung noch während des Ausdehnungshubes übergehende Wandwärme nicht darin aufscheint, da die Verlängerung der Ausdehnungslinie zum Punkt 5 adiabatisch vorgenommen wird. Der Wärmeübergang in diesem Teil der Ausdehnungslinie, der nach [1] beträchtliche Werte annehmen kann, ist ebenso wie der Druckabfall bei der Untersuchung der Ladungswechselvorgänge zu berücksichtigen.

c) Der mengenmäßige Anteil des Wärmeverlustes an die Wände (zusätzlich der allfälligen Strömungsenergie im Punkt 5) an der zugeführten Wärme  $\eta_w = \frac{Q_w}{BH_u}$ .

d) Der Wirkungsgrad des vollkommenen, an den Punkt 2 (Bild 1) angelegten Gleichraumdiagramms  $\eta_{cc}$ .

e) Der im Abschnitt „Verlustteilung“ (S. 1 und folgende) festgelegte Gleichraumgrad des wirklichen Brenngesetzes  $\eta_{\mu}$ .

f) Der Wirkungsgradverlust durch den Wand- und Strömungs-Einfluß

$$\Delta \eta_w + \Delta \eta_{st} = \eta_{cc} - \eta_{\mu} - \eta_i$$

g) Der Wandwirkungsgrad  $\eta_w = \frac{\eta_i}{\eta_{res} \eta_{st}}$ . Bei strömungsbehafteten Vorgängen im Verbrennungsraum stellt der Quotient  $\frac{\eta_i}{\eta_{res} \eta_{st}} = \eta_w \eta_{st}$  das Produkt von Wandwirkungsgrad und Strömungswirkungsgrad dar.

h) Der Arbeitswert der an die Wand übergegangenen Wärme, also der Wirkungsgrad der Verlustwärme  $\eta_{Q_w} = \Delta\eta_w / \eta_w$ .

i) Der Gleichraumgrad der Verlustwärme  $\eta_{p_w} = \eta_{Q_w} / \eta_{res}$ .

14. Kennwerte verschiedener Verbrennungsverfahren bei gleicher Drehzahl  $n=1000$  U/min

In den Diagrammen Bild 17 bis 34 sind die Kennwerte für verschiedene Verbrennungsverfahren bei  $n=1000$  U/min sowohl über dem mittleren Innendruck  $p_i$ , demnach der Leistung entsprechend, als auch über dem Luftgehalt  $v_1$  der Abgase, demnach dem Luftüberschuß und damit der gemischbildungsmäßigen Anstrengung des Verfahrens entsprechend, aufgetragen. Die Abszisse  $v_1$  wurde statt  $\lambda$  gewählt, um den Bereich der Vollast der einzelnen Maschinen anschaulich auseinanderrücken, was bei einer Darstellung über  $\lambda$  nur durch Verwendung eines logarithmischen Maßstabes möglich wäre.

Der Luftgehalt der Abgase rechnet sich nach [2]:

$$v_1 = \frac{L - L_w}{L + L_w (\delta - 1)} = \frac{\lambda - 1}{\lambda + \delta - 1}$$

darin ist für  $\delta$  das Molverhältnis bei  $\lambda=1$  einzusetzen. Dieses ergibt sich für den vorliegenden Kraftstoff zu  $\delta=1,071$ , so daß  $v_1 = \frac{\lambda - 1}{\lambda + 0,071}$  wird.

Die Versuchsreihen mit den einzelnen Verbrennungsverfahren unterscheiden sich sowohl hinsichtlich des Verdichtungsverhältnisses als auch dem Zündbeginn nach. Dadurch sind, wie schon erwähnt, wertmäßige Vergleiche der Verfahren untereinander ausgeschlossen.

a) Der Innenwirkungsgrad  $\eta_i$  abhängig von  $p_i$  (Bild 17). Der Verlauf des Innenwirkungsgrades der Motoren 1, 2, 3 und 6 sowie im Teillastbereich auch von 4 (vgl. Abschnitt 13) liegt im selben Bereich, so daß keine Eigenheiten der betreffenden ganz unterschiedlichen Verfahren hervortreten.

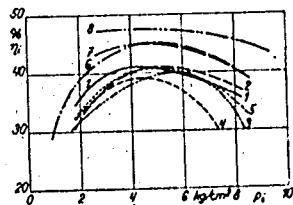


Bild 17. Innenwirkungsgrad  $\eta_i$ .

Bild 17 bis 19. Die Größen  $\eta_i$ ,  $Q_w$  und  $\eta_w$ , abhängig vom mittleren Innendruck  $p_i$ , für die Motoren 1 bis 6 bei  $n=1000$  U/min.

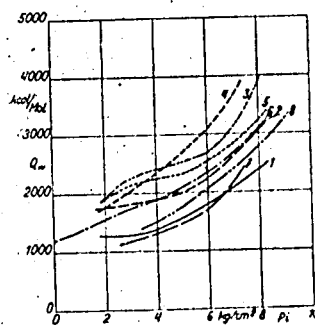


Bild 18 (links). Wärmeübergang  $Q_w$  an der Wand je Mol Ladung.

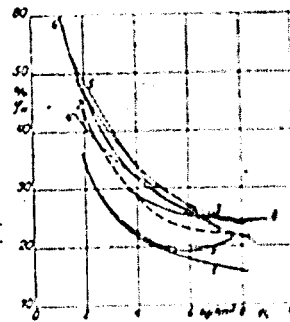


Bild 19 (rechts). Verhältnismäßiger Wärmeübergang  $\eta_w = \frac{Q_w}{BH_n} \cdot 100$  [%]

Die Gemischbildung im Luftspeicher (Kurve 4) war bei Vollast unzureichend und die Rauchgrenze lag nieder, so daß der Abfall der Wirkungsgradkurve im Vollastbereich entstand. Einen wesentlich höheren Innenwirkungsgrad ergab die Vorkammermaschine 6, die als Fabrikserzeugnis mit bester Abstimmung des Brennverfahrens untersucht wurde, sowie die durch Änderung der Düse und des Brennraums im Kolben hinsichtlich der Gemischbildung verbesserte und höher verdichtete direkte Einspritzung 7 an der VM-Maschine. Noch höhere Innenwirkungsgrade ergibt jedoch die neue Wirbelkammermaschine 8. Sie liegen rd. 20% höher als die Innenwirkungsgrade der an der VM-Maschine untersuchten Brennverfahren 1 bis 5.

b) Der absolute Wärmeübergang  $Q_w$  abhängig von  $p_1$  (Bild 18).  $Q_w$  als Absolutwert der je Mol Ladung übergegangenen Wärme ist weniger als thermodynamische Kennzahl des betreffenden Systems zu werten (als solche gibt  $q_w$  ein anschaulicheres Bild), sondern als Maß für die thermische Belastung der Maschine.

Nachdem die einzelnen Versuchsreihen nur unterhalb der Rauchgrenze ausgewertet wurden, wurde der Umsetzungsgrad  $\eta_w = 1$  angenommen. Es ist jedoch wahrscheinlich, daß in einzelnen Brennräumen (z. B. 3 und 4) bei höherem  $p_1$  unvollständige Verbrennung stattfand, in welchem Fall dann die chemische Energie des unverbrannten Kraftstoffes bei Annahme von  $\eta_w = 1$  in  $Q_w$  mit enthalten ist, woraus sich stärkere Abweichungen aller Kurven, die die Wandwirkung betreffen, im Bereich nahe der Rauchgrenze erklären. So neigte z. B. auch der Brennraum 7 infolge der kurzen freien Strahlängen in der gegenüber Brennraum 1 verkleinerten Kolbenmulde bei hoher Belastung zum Rauchen; die Kurve  $Q_w$  steigt in diesem Bereich unverhältnismäßig stark an.

Der Unterschied im Wärmeübergang zwischen den wenig zerklüfteten Brennräumen 1 und 7 und den übrigen Brennräumen mit mehr oder weniger starker Abschürfung und damit vergrößerter Oberfläche und erhöhter Gasbewegung ist augenfällig.

Bei der Beurteilung des Wärmeüberganges  $Q_w$  als Wärmebelastung der Maschine ist zu berücksichtigen, daß ein hoher Innenwirkungsgrad bei gleichem  $p_1$  einer kleineren zugeführten Wärme entspricht, so daß die den Wärmeübergang beeinflussende Gastemperatur tiefer liegt. Aus diesem Grunde liegen die  $Q_w$ -Kurven der Maschine 6 und 8 verhältnismäßig tief, trotzdem sie wegen der kleineren Hubräume ein im Hinblick auf den Wärmeverlust ungünstigeres Oberflächenverhältnis der Brennraumwände haben.

c) Der verhältnismäßige Wärmeübergang  $q_w$  abhängig von  $p_1$  (Bild 19).  $q_w = \frac{Q_w}{BH_0}$  gibt

den an die Wand übergegangenen Anteil der zugeführten Wärme an, stellt also die Größe des Wärmeverlustes im Gegensatz zu  $Q_w$  unabhängig von der im Brennraum entwickelten Wärme  $Q_1$  und damit vom Innenwirkungsgrad  $\eta_i$  dar.

In dem Maß, in dem die Zahl der durchgeführten Versuche zu allgemeinen Schlussfolgerungen berechtigt, kann aus Bild 19 folgendes festgestellt werden:

Im Vollastbereich gehen 15 bis 25% der dem Prozeß zugeführten Wärme an die Wand über; der Betrag von  $q_w$  steigt mit sinkender Belastung, was die Hauptursache für die Verschlechterung des Wirkungsgrades bei Teillasten ist. Um in der wirklichen Maschine einen Prozeß zu verwirklichen, der die Diagrammfläche Null ergibt, muß der Wärmeübergang an die Wand durch zugeführte Kraftstoffwärme gedeckt werden;  $q_w$  kann in diesem Falle größer als 100% werden, da der Wirkungsgrad von zugeführter und an die Wand abgegebener Wärme nicht derselbe ist bzw. ein Teil des Wärmeübergangs von der Kolbenarbeit bestritten wird.

Der verhältnismäßige Wärmeübergang in unterteilten Brennräumen liegt wesentlich höher als der in Brennräumen geschlossener Form.

Der Wärmeübergang der Wirbelkammer 2 mit ihrer, im Verhältnis zu den stark abgeschürften Brennräumen, geringeren Drosselung im Überströmquerschnitt liegt zwischen den Werten für Vorkammermaschinen und „direkter Einspritzung“. Dagegen liegt die  $q_w$ -Kurve der Wirbelkammermaschine 8 im Vollastbereich verhältnismäßig hoch, obgleich der Bereich bei  $p_1 = 8 \text{ kg/cm}^2$  noch weit von der Rauchgrenze entfernt war. Ein Vergleich der Kurve 8 im  $Q_w$ - und  $q_w$ -Diagramm weist darauf hin, daß die kleinere zugeführte Wärme beim höheren Innenwirkungsgrad sich nicht im selben Maß verträglich auf den verhältnismäßigen Wärmeübergang auswirkt.

d) Der Wirkungsgrad  $\eta_{12}$  des angeglichenen Diagramms abhängig von  $p_1$  (Bild 20). Die Kurven der Wirkungsgrade des angeglichenen Diagramms der vollkommenen Maschine zeigen ihrer Lage nach im wesentlichen den Einfluß des Verdichtungsverhältnisses und ihrem Verlauf nach den Einfluß der mit steigender Belastung kleiner werdenden Luftüberschußzahl. Die Korrekturen, die sich aus den verschiedenen Anfangszuständen der angeglichenen Diagramme ergeben, sind an sich geringfügig (siehe Bild 6 bis 11) und unterscheiden sich bei den einzelnen Brennverfahren, bzw. den dafür eingestellten Betriebszuständen nur wenig.

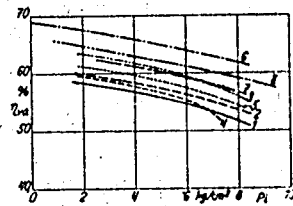


Bild 20. Wirkungsgrad  $\eta_{v0}$  des verlustlosen, an den Verdichtungsdruckzustand angeglichenen Diagramms.

Bild 20 und 21. Die Größen  $\eta_{v0}$  und  $\eta_{g0}$ , abhängig vom mittleren Innendruck  $p_1$ , für die Motoren 1 bis 3 bei  $n = 1000$  U/min.

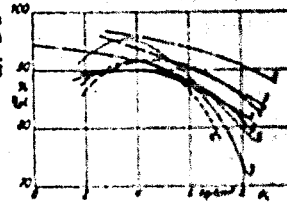


Bild 21. Gleichraumgrad  $\eta_{g0}$  des Brennraumes (Gleichraumgrad).

Ein stärkeres Absinken der  $\eta_{v0}$ -Kurve einiger Verbrennungsverfahren (Kurve 3 und 4 in Bild 17) bei hohen Belastungen macht sich wegen des geringeren Luftüberschusses bei der gleichen Belastung in einer Abwärtskrümmung der  $\eta_{v0}$ -Kurven bemerkbar. Man kann hieraus ersehen, daß ein ungünstig arbeitendes Verbrennungsverfahren nicht nur unmittelbar die inneren Verluste im Motor erhöht, sondern auch wegen der dadurch verursachten kleineren Luftüberschusszahl für dieselbe Belastung den Wirkungsgrad der vollkommenen Maschine und somit die theoretische Höchstgrenze für den Wirkungsgrad herabsetzt.

Man ersieht bereits aus den Bildern 17 und 20, daß die günstige  $\eta_{v0}$ -Kurve der Vorkammer 6 im wesentlichen auf das hohe Verdichtungsverhältnis zurückzuführen ist. Auch der Unterschied der  $\eta_{v0}$ -Kurven der beiden Brennräume mit direkter Einspritzung 1 und 7 ist im  $\eta_{v0}$ -Diagramm ausgeprägt.

e) Der Gleichraumgrad  $\eta_{g0}$  abhängig von  $p_1$  (Bild 21). Dieses Diagramm gibt einen Überblick über die Güte des Verbrennungsablaufs bei den einzelnen Verfahren, allerdings ohne Berücksichtigung der Ganghärte, des Zündbeginns und des erreichten Höchstdruckes.

Daraus ist folgendes zu erkennen: Der Gleichraumgrad sinkt mit zunehmender Belastung, da größere Kraftstoffmengen je Einheit der Luftmenge grundsätzlich eine längere Durchbrennzeit brauchen. Im Bereich hoher Innendrucke unterscheiden sich die Gleichraumgrade der verschiedenen Verbrennungsverfahren wesentlich. Der Verlauf der Kurven im Bereich kleiner Innendrucke weist darauf hin, daß selbst bei kleinsten eingespritzten Kraftstoffmengen keine plötzliche Verbrennung eintritt. Die Kurven sind auf einen Wert von  $\eta_{g0} < 100\%$  auf der Ordinate  $p_1 = 0$  hin gerichtet. Die Vorkammermaschine 6 hat im Hinblick auf kleine zu verarbeitende Kraftstoffmengen eine gute Gemischbildung und damit hohen Gleichraumgrad im Bereich niedriger Belastungen. Auf größere Kraftstoffmengen scheinen die Strömungsverhältnisse nicht abgestimmt zu sein; der Gleichraumgrad sinkt mit zunehmender Belastung stark ab. Andere Verfahren (3 und 4) haben im Hinblick auf hohes  $p_1$ , also kleinen Luftüberschuß, schlechte Gemischbildung, so daß ein Teil des Kraftstoffes im „Nachbrennanteil“ des Brenngesetzes nur langsam in Wärme umgesetzt wird, wobei der Gleichraumgrad abnimmt und die Rauchgrenze bald erreicht ist. Der hohe Innenwirkungsgrad der Wirbelkammermaschine 8 wird, wie ein Vergleich der Bilder 17, 19 und 21 zeigt, im wesentlichen auf den hohen erreichten Gleichraumgrad bzw. die zu seiner Verwirklichung notwendige günstige Gemischbildung zurückzuführen sein.

f) Der Wirkungsgradverlust  $\Delta\eta_w$  durch die Wandwirkung abhängig von  $p_1$  (Bild 22). In Bild 22 ist unter dem Verlauf des Wirkungsgrades  $\eta_{v0}$  des angeglichenen verlustlosen Diagramms der Vorkammermaschine 6 das Produkt  $\eta_{v0} \eta_{g0}$  aufgetragen. Der Abstand der Kurven für  $\eta_{v0}$  und  $\eta_{v0} \eta_{g0}$  entspricht der Wirkungsgradverminderung  $\Delta\eta_{g0}$ , die durch die zeitliche Ausdehnung des Brenngesetzes gegenüber der Gleichraumverbrennung hervorgerufen wird. Die weitere Wirkungsgradverminderung von  $\eta_{v0} \eta_{g0}$  auf die ebenfalls in Bild 22 eingezeichnete  $\eta_{v0}$ -Kurve ist durch den Wärmeübergang einschließlich der Strömungsverluste  $\Delta\eta_{s0}$  bzw.  $\Delta\eta_w + \Delta\eta_{s0}$  verursacht und wurde in Bild 23 für die verschiedenen Verbrennungsverfahren aufgetragen.

Ebenso wie der verhältnismäßige Wärmeübergang  $q_w$  steigt auch der Wirkungsgradverlust  $\Delta\eta_w$  durch den Wärmeübergang mit abnehmender Belastung stark an, da einerseits der Wärmeübergang während der Verdichtung wegen der geringeren Wandtemperaturen etwas erhöht wird und andererseits der Wärmeübergang während der Verbrennung und Ausdehnung nicht im selben Verhältnis wie die zugeführte Wärme abnimmt.

Die Wirkungsgradverluste durch die Wandwirkung sind bei den Verfahren mit unzerklüfteten Brennräumen (1 und 7) geringer als bei den übrigen Verfahren. Die stark abgewinkelten Brennräume 3, 5 und 6 haben die größten Werte von  $\Delta\eta_w$ .

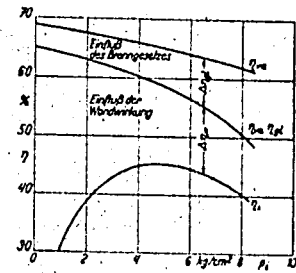


Bild 22 (links): Die inneren Verluste, dargestellt als Wirkungsgradifferenzen, abhängig vom mittleren Innendruck  $p_i$  der Vorkammermaschine 6.

Bild 23 bis 25 (rechts): Die Größen  $\Delta r_w$ ,  $r_w$  und  $r_{Qw}$ , abhängig vom mittleren Innendruck  $p_i$  für die Motoren 1 bis 8 bei  $n=1000$  U/min.

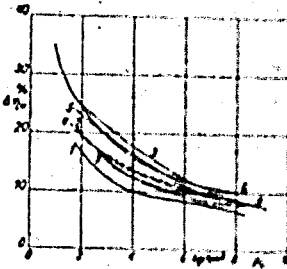


Bild 23. Wirkungsgradverminderung  $\Delta r_w$  hervorgerufen durch den Wärmeübergang

g) Der Wandwirkungsgrad  $\eta_w$  abhängig von  $p_i$  (Bild 24). Nach der Beziehung  $\eta_w = \frac{r_w}{r_{Qw}}$  erscheinen die Wandeinflüsse der einzelnen Verbrennungsverfahren in Bild 24 in anderer Darstellung wiederholt. Wegen der besseren Wirkungsgrade  $\eta_w$  der höher verdichteten Maschinen 6, 7 und 8 liegen ihre Wandwirkungsgrade im Vergleich zum  $\Delta r_w$ -Diagramm (Bild 23) günstiger.

Bei  $p_i=0$  (ein Zustand, der nicht dem geschleppten Motor entspricht, da in diesem Falle bereits wegen des Wärmeübergangs eine negative Diagrammfläche erscheinen würde) wird der Wandwirkungsgrad  $\eta_w=0$  und  $\Delta r_w=r_{Qw}$ .

Ganz allgemein ersieht man aus den Bildern 17, 21 und 24, daß die inneren Verluste im Leerlauf und Teillastbereich, bei leicht erreichbarem, hohem Gleichraumgrad der Verbrennung, vorwiegend durch die Wandwirkung hervorgerufen werden. Dagegen setzt bei Vollast bei verhältnismäßig hohem Wandwirkungsgrad das Absinken des Gleichraumgrades, verbunden mit der grundsätzlichen Wirkungsgradverminderung der verlustlosen Maschine mit kleinerem Luftüberschuß, die Leistung und Wirtschaftlichkeit der Maschine herab.

h) Der Wirkungsgrad  $r_{Qw}$  der Verlustwärme abhängig von  $p_i$  (Bild 25). Der Arbeitsverlust durch den Wärmeübergang ergibt sich als Differenz der  $p$ - $v$ -Diagrammflächen, die dem wirklichen Brenngesetz ohne Wärmeübergang und dem Indikatoridiagramm der wirklichen Maschine entsprechen:

$$AL_{Qw} = BH_w \eta_w \eta_{\lambda} - BH_w \eta_i = BH_w \Delta r_w$$

Der Wirkungsgrad der Wandwärme wird

$$r_{Qw} = \frac{AL_{Qw}}{Q_w} = \frac{BH_w \Delta r_w}{Q_w} = \frac{\Delta r_w}{r_w}$$

Die Kurven des Bildes 25 lassen keine Unterscheidungen über den Arbeitswert des Wärmeübergangs der einzelnen Verbrennungsverfahren zu, sie zeigen im Gegenteil einen auffallend einheitlichen Verlauf. Der Absolutbetrag von  $r_{Qw}$  erscheint darin, besonders im Bereich höherer Mittel- drücke, innerhalb verhältnismäßig enger Grenzen.

Es war daher naheliegend, in Bild 26 einen mittleren Verlauf der  $r_{Qw}$ -Werte einzuzichnen, der für die angenäherte Erfassung des Arbeitsverlustes durch einen angenommenen oder z. B. aus der herkömmlichen Wärmebilanz ermittelten Wärmeübergang sowohl für Vorausberechnungen als auch für Untersuchungen am Prüfstand verwendet werden kann. Der Abszissenmaßstab für  $\lambda$  in Bild 26 entspricht nach Bild 28 mittleren Innenwirkungsgraden der Maschinen 1 bis 8.

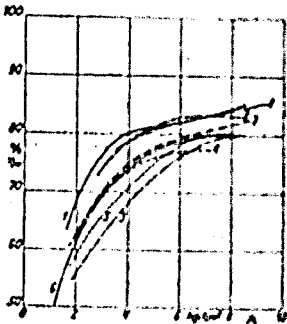


Bild 24. Wandwirkungsgrad  $\eta_w = \frac{r_w}{r_{Qw}}$



Bild 25. Arbeitswert  $r_{Qw} = \frac{AL_{Qw}}{Q_w}$  der Wandwärme.

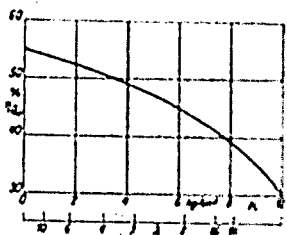


Bild 26. Mittlerer Verlauf (über die 231 Motoren) des Arbeitswertes  $r_{Qw}$  des Wärmeübergangs, abhängig vom Innendruck  $p_i$ , bzw. von der diesem entsprechenden mittleren Luftüberschußzahl  $\lambda$  für  $n=1000$  U/min.



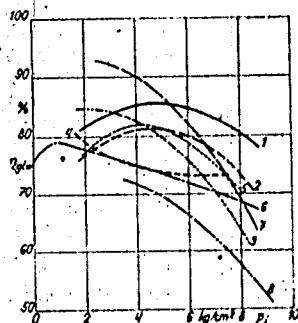


Bild 27. Gleichraumgrad  $\eta_{glw} = \frac{Q_{glw}}{Q_{glw} + Q_{wv}}$  des Wärmeübergangsgesetzes.

Bild 27 und 28.  
Die Größen  $\eta_{glw}$ ,  $\lambda$  und  $\gamma_2$  abhängig vom mittleren Innendruck  $p_i$  für die Motoren 1 bis 8 bei  $n = 1000$  U/min.

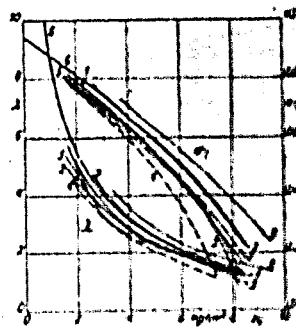


Bild 28. Luftüberschusszahl  $\lambda$  und Luftgehalt  $\gamma_2$  der Abgase.

i) Der Gleichraumgrad  $\eta_{glw}$  des Wandverlustes abhängig von  $p_i$  (Bild 27). Wie aus den auf Seite 15 gegebenen Beziehungen zu erwarten ist, zeigen die Werte von  $\eta_{glw}$  größere Streuungen als  $\eta_{glw}$  und lassen eine Unterscheidung der einzelnen Verbrennungsverfahren nicht zu. Genügend ausgeprägt ist jedoch ein Abnehmen des Gleichraumgrades des Wärmeübergangs im Vollastbetrieb mit steigendem  $p_i$ . Dies kann folgendermaßen erklärt werden: Während sich mit zunehmender Verbrennungswärme der Wärmeübergang während der Verdichtung — aber auch während der ersten Verbrennungsperiode, sobald diese voll zur Entwicklung kommt — nur wenig ändert, herrschen bei höheren Mitteldrücken gegen Ende des Ausdehnungshubes weit höhere Temperaturen als bei kleineren Belastungen. Begünstigt durch die in diesem Bereich des Kolbenweges große Oberfläche geht ein mit steigendem  $p_i$  zunehmender Anteil des Wärmeübergangs bei kleinen Gleichraumgraden über, wodurch der Gleichraumgrad des gesamten Wärmeübergangs im Sinne des Bildes 27 beeinträchtigt wird. Aus diesem Grund ist auch zwischen dem Gleichraumgrad der Verbrennung und dem des Wärmeübergangs ein gewisser Zusammenhang zu erkennen.

k) Kennwerte abhängig von  $\gamma_2$  und  $\lambda$ . In Bild 28 sind über dem mittleren Innendruck  $p_i$  die Luftüberschusszahlen  $\lambda$  und der Luftgehalt  $\gamma_2$  der Abgase der untersuchten Verbrennungsverfahren aufgetragen.

Während für allgemeinere Betrachtungen, die vor allem die Innenleistung der Maschine in den Vordergrund stellen, der mittlere Innendruck als Abszisse der Diagramme ein anschauliches Bild ergibt, ist es für das genauere Verfolgen der inneren Vorgänge im Motor vorteilhaft, die Kennwerte über dem Luftgehalt der Abgase aufzutragen, da in diesem Fall der Abszissenmaßstab unabhängig vom Wirkungsgrad des Verfahrens wird und daher die Umsetzung derselben Wärmemenge in den einzelnen Verbrennungsverfahren besser in Erscheinung tritt.

Die einzelnen Kennwerte sind in den Bildern 29 bis 34 über dem Luftgehalt  $\gamma_2$  der Abgase und der Luftüberschusszahl  $\lambda$  aufgetragen. Die in den Abschnitten 14a bis g dargestellten Zusammenhänge bestätigend und ergänzend kann daraus folgendes festgestellt werden:

Die stark abgeschnürten Brennräume unterliegen einem größeren Wandeinfluss als die weniger zerklüfteten Brennräume.

Die Verluste gegenüber der verlustlosen Maschine werden im Bereich größerer Luftüberschüsse vorwiegend durch den Wandwirkungsgrad, im Bereich der Höchstlast vorwiegend durch den Gleichraumgrad bestimmt.

Die thermische Belastung des Verbrennungsraumes als Motorbauteil steigt nach Bild 30 annähernd linear mit abnehmendem Luftgehalt der Abgase.

Die Höhe des vom Verdichtungsverhältnis abhängigen Wirkungsgrades der vollkommenen Maschine  $\eta_{glw}$  wirkte sich bei den untersuchten Verfahren, entgegen einer häufig vertretenen Ansicht, fast im selben Ausmaß auf eine Erhöhung des Innenwirkungsgrades aus. Die Vergrößerung von  $\eta_{glw}$  mit dem Verdichtungsverhältnis ist jedoch bei der direkten Einspritzung (1 und 7) von  $\eta_{glw}$  ausgehend keine unmittelbare, sondern so zu erklären, daß bei der höher verdichteten Maschine in dem Maß, in dem der Wandeinfluss zunahm, auch der Gleichraumgrad der Verbrennung in genügender Entfernung von der Rauchgrenze besser wurde, so daß der durch die höhere Verdichtung erzielte Gewinn von  $\eta_{glw}$  im  $\eta_{glw}$ -Diagramm wieder aufscheint. Die hochverdichtete Vorkammermaschine 6 zeigt weder eine

liche Verbesserung des Gleichraumgrades (wohl aber der Laufruhe!) noch, trotz der kleineren Abmessungen, eine Erhöhung des Wandeinflusses. Der näheren Untersuchung des Einflusses der Verdichtung ist ein späterer Abschnitt vorbehalten.

Der Arbeitswert  $\eta_{0,0}$  der an die Wand übergegangenen bzw. zum Teil in kinetische Energie umgesetzten Wärmemengen läßt sich für die vorliegende Versuchsreihe ( $n=1000$  U/min) mit guter Annäherung durch eine einzige Kurve über  $p_1$  bzw.  $\lambda$  darstellen (Bild 26).

Schleichende Verbrennung setzt mit der Rauchgrenze auch den Gleichraumgrad der Verbrennung und damit den Wirkungsgrad herab.

Bei der Beurteilung innerer Vorgänge im Motor soll man sich — bevor man daran geht, Mittel und Wege zu suchen, um diese vorteilhaft zu beeinflussen — die praktische Auswirkung einer solchen Verbesserung vergegenwärtigen. Dazu ist im Diagramm des Bildes 35 neben dem Wirkungsgrad  $\eta_{0,0}$  der vollkommenen Maschine (bei  $\lambda=23,6$ , dem höchsten Verdichtungsverhältnis der Reihe) die Einflüsse der höchsten Innenwirkungsgrade  $\eta_{i,max}$  sowie die der niedrigsten indizierten Kraftstoffverbräuche  $\lambda_{i,max}$

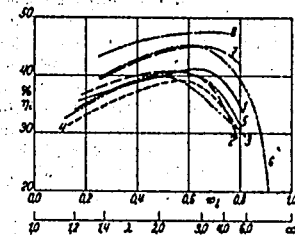


Bild 29.

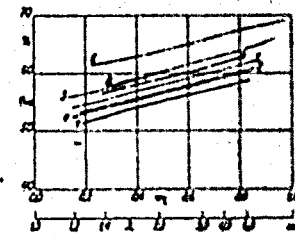


Bild 32.

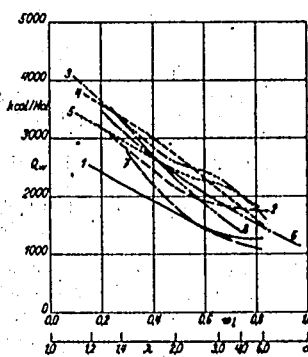


Bild 30.

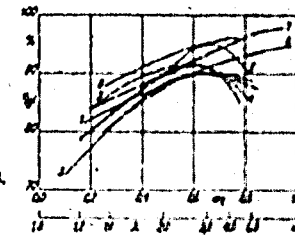


Bild 33.

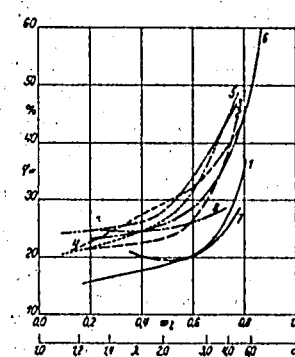


Bild 31.

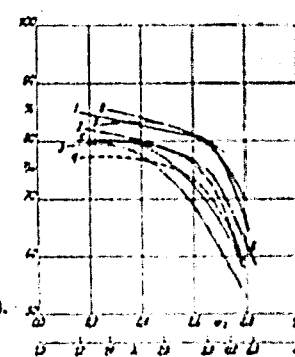


Bild 34.

Bild 29 bis 34. Die Größen  $\eta_0$ ,  $Q_w$ ,  $\gamma_w$ ,  $\gamma_{0,0}$  und  $\gamma_{0,0}$  abhängig vom Luftgehalt bei der Abgabe bzw. von der Luftüberschusszahl  $\lambda$ , für die Motoren 1 bis 4 bei  $n=1000$  U/min.

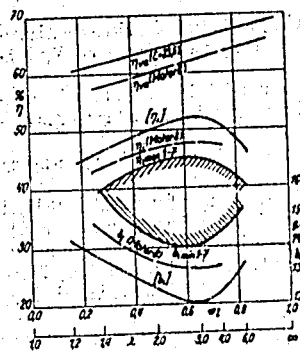


Bild 35. Einfluß verbesserter Gleichraumgrade  $\epsilon_w$  und Wandstärkegrade  $\epsilon_w$  auf den Innenwirkungsgrad  $\eta_i$  und des inneren spezifischen Kraftstoffverbrauch  $k_i$ . Nähere Beschreibung im Text.

der Maschinen 1 bis 7 jenem strichpunktiert gezeichneten Verlauf von  $\eta_i$  und  $k_i$  gegenübergestellt, der sich ergibt, wenn man der  $\eta_w$ -Kurve für  $\epsilon_w=23,6$  die höchsten Gleichraumgrade  $\epsilon_w$  und die höchsten Wandwirkungsgrade  $\eta_w$  der Maschinen 1 bis 7 nach Bild 33 und 34 zuordnet. Man ersieht daraus, daß durch eine Verbesserung hinsichtlich des Gleichraumgrades und des Wandeinflusses — die sehr wohl im Bereich des Möglichen liegt, da sie, unter anderen Betriebsverhältnissen zwar, bereits in den Auswertungen der Versuchsreihe 1 bis 7 aufscheint — der Innenwirkungsgrad wesentlich erhöht werden kann, wobei der Kraftstoffverbrauch um rd. 14% geringer wird. Die eingetragenen Kurven der Maschine 8 mit  $\epsilon=18,5$  dagegen zeigen, wie trotz des kleineren Verdichtungsverhältnisses und des daher kleineren  $\eta_w$  durch weitgehende Verbesserung der Gemischbildung und damit des Gleichraumgrades, sowie durch Verringerung der Wand- und Strömungsverluste der Kraftstoffverbrauch an einer Maschine neuerer Entwicklung gesenkt werden konnte.

15. Der Einfluß des Zündzeitpunktes

a) Allgemeines. Bei reiner Gleichraumverbrennung vor oder nach o. T. in einer veränderbaren Maschine sinkt der Wirkungsgrad nach in [2] gegebener Abhängigkeit mit zunehmendem Kurbelwinkel-Abstand der Verbrennung vom o.T. Hierbei ist es grundsätzlich gleichgültig, ob die Zündung im selben Abstand vor oder nach o.T. erfolgt.

Bei einem gegebenen Brenngesetz wird ohne Berücksichtigung des Wärmeüberganges durch eine Verschiebung des Zündbeginns der Schwerpunkt des Brenngesetzes im gleichen Maß verschoben, vorausgesetzt, daß das Brenngesetz seine Form beibehält. Nach [2] wird der günstigste Wert des Gleichraumgrades und damit des Wirkungsgrades dann erreicht, wenn der Schwerpunkt des Brenngesetzes im Totpunkt liegt.

Unter Zugrundelegung der Nußeltischen Wärmeübergangsformel wurde in [2] der Einfluß der Vorzündung auf die inneren Verluste für verschiedene Brenngesetze in Abhängigkeit vom Zündwinkel  $\alpha_z$  mit Berücksichtigung des Wärmeüberganges theoretisch untersucht. Danach wird durch die Verlegung der Zündung, oder richtiger gesagt des Brenngesetzes, einerseits der Gleichraumgrad verbessert, andererseits aber auch der Wärmeübergang erhöht, so daß der beste Wirkungsgrad dann zu erwarten ist, wenn der Schwerpunkt des Brenngesetzes nicht im Totpunkt, sondern in einem, dem Wandeinfluß entsprechenden, Abstand an Kurbelgraden gegen den Ausdehnungshub hin verschoben liegt.

b) Versuchsergebnisse. Die vorstehend angeführten theoretischen Überlegungen werden durch die in den Bildern 36 bis 39 aufgetragenen Ergebnisse der Auswertung einer Reihe von Motorversuchen mit verändertem Zündbeginn bestätigt. Alle Versuche wurden bei gleichem Nutzdruk, ungefähr einem Luftüberschuß von  $\lambda=1,4$  bis 1,6 entsprechend, durchgeführt. Die einzelnen Kurven beziehen sich hinsichtlich ihrer Zahlenbezeichnung auf dieselben Motoren bzw. Verbrennungsverfahren, die im vorigen Abschnitt 14 besprochen wurden.

Die Höchstwerte der Innenwirkungsgrade  $\eta_i$  in Bild 36 liegen bei Zündwinkeln, die nahe dem oberen Totpunkt liegen. Als Zündwinkel  $\alpha_z$  wurde jener Punkt des Indikatordiagramms festgelegt, an dem sich die Verlängerung des steilen Druckanstieges der ersten Verbrennungsperiode mit der Verlängerung der ungestört gedachten Verdichtungslineie schneidet.

Die Beeinflussung des Winkels  $\alpha_z$  durch Verstellen der Einspritzorgane erfolgt in der Regel nicht unmittelbar, da der Zündverzögerung, abgesehen von einer möglichen Unstetigkeit des Spritzstrahles, durch die, bei jeder Kolbenstellung verschiedenen Zustandsgrößen der Ladung sowie den damit bestehenden Strömungsverhältnissen meist in starkem Maße beeinflusst wird. So ergab z. B. bei der Deuts

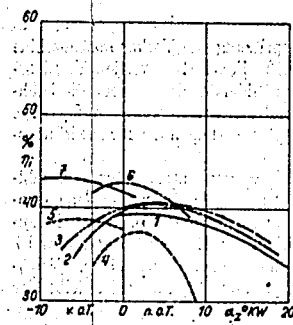


Bild 86.

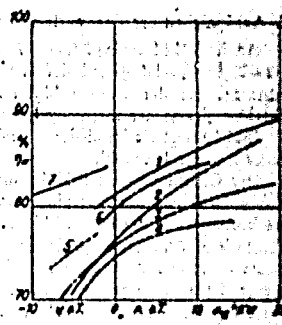


Bild 88.

Bild 88 bis 90. Die Größen  $\eta_i$ ,  $\eta_d$ ,  $\eta_w$  und  $\eta_m$  abhängig vom Zündzeitpunkt  $\alpha_i$  für die Motoren 1 bis 7 bei  $n = 1000$  U/min.

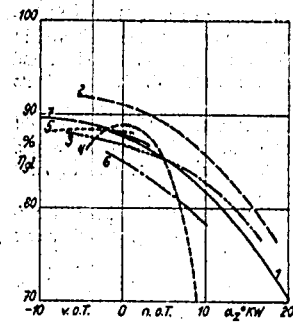


Bild 87.

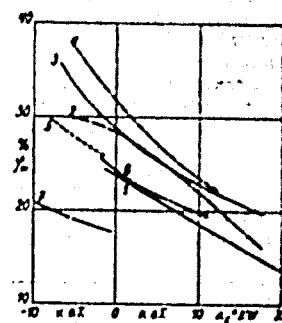


Bild 89.

FIM 414-Maschine ein Vorverlegen des Förderbeginns um 4°KW kaum eine Änderung von  $\alpha_i$ , während ein Späterstellen der Einspritzung um 2°KW nach der Fabrikeinstellung eine Verspätung des Druckanstieges bis zu 6°KW im Hauptbrennraum ergab. Die Hauptursache dafür dürfte in der schnelleren Änderung der Strömungszustände und damit der Zündbedingungen im Bereich der oberen Totpunkt-lage des Kolbens liegen.

Ebenso wie der Zündverzug ändert sich jedoch auch die gesamte Gemischbildung und Verbrennung mit dem Einspritzbeginn. Die Hauptursachen dafür sind für Verfahren mit direkter Einspritzung die vom Kurbelwinkel und dem Verdichtungsverhältnis abhängigen Zustandsgrößen der Ladung sowie die Anpassung des Strahlbildes an die sich mit der Kolbenbewegung ändernde Form des Verbrennungsraumes, für Verfahren mit abgeschürften Brennräumen hingegen vor allem die Strömungsverhältnisse und der dadurch beeinflusste Füllungsgrad der Vorkammer. Bei der wirklichen Maschine wird demnach mit einer Verschiebung des Zündbeginns nicht nur das Brenngesetz verschoben, sondern im allgemeinen auch seine Form verändert. Die Gleichraumgrade des Bildes 37 werden daher mit der Entfernung des Zündzeitpunktes vom verbrennungsmäßig günstigsten Wert nach beiden Richtungen hin stärker beeinflusst als dies den rechnerisch ermittelten Zusammenhängen in [2] für Brenngesetze gleichbleibender Form entsprechen würde.

Die Veränderung von Gemischbildung und Verbrennung mit dem Zündbeginn ist vor allem in der Wirkungskurve (Bild 36) und im Gleichraumgrad (Bild 37) der in dieser Hinsicht besonders empfindlichen Luftspeichermaschine 4 stark ausgeprägt.

Zusammenfassend kann auf Grund von Rechnung und Versuch über den Einfluß des Zündbeginns auf den Ablauf des Dieselprozesses folgendes ausgesagt werden:

Der günstigste Zündbeginn im Dieselmotor ergibt sich in erster Linie aus der Forderung nach guter Gemischbildung und Verbrennung, wogegen die Einflüsse des Wärmeübergangs und der rein zeitlichen Verlagerung des Brenngesetzes zurückstehen.

Im Bereich guter Gemischbildung wirkt der Erhöhung des Gleichraumgrades durch die Verlegung des Brenngesetzes die Erhöhung des Wärmeüberganges (Bild 39) entgegen, so daß der günstigste Zündbeginn, wie ein Vergleich der Bilder 37 und 38 zeigt, dort liegt, wo die Kurven des Gleichraumgrades und des Wandwirkungsgrades gleiche Steigung haben.

16. Abhängigkeit der Kennwerte von der Drehzahl

An der VM-Maschine 7 ( $\epsilon=16,2; V_A=2,303$  l) mit direkter Einspritzung, der Vorkammermaschine 6 ( $\epsilon=23,6; V_A=1,1$  l) und der Wirbelkammermaschine 8 ( $\epsilon=18,12; V_A=1,21$  l) wurden Versuchsreihen bei veränderter Drehzahl durchgeführt und ausgewertet. Die Bilder 40 bis 45 zeigen die Drehzahlabhängigkeit der thermodynamischen Kennwerte für annähernd gleichen Luftüberschuß  $\lambda=2,0$ .

Bild 40 zeigt ein im niederen Drehzahlbereich stärker ausgeprägtes Ansteigen des Innenwirkungsgrades mit der Drehzahl.

Der Gleichraumgrad Bild 41 nimmt, selbst im verhältnismäßig großen untersuchten Drehzahlbereich der Vorkammermaschine 6 und der Wirbelkammer 8, nur wenig ab. Dies weist auf eine absolute Verbesserung der Gemischbildung und auf eine Beschleunigung der Verbrennung durch die zunehmende Strömungsenergie der Ladung bzw. des VerdichtungsWirbels hin. Bei den Motoren 6 und 7 konnte überdies mit steigender Drehzahl der günstigste Zündbeginn  $\alpha$ , vorverlegt und der Gleichraumgrad zusätzlich erhöht werden. Die Maschine 8 wurde nach (1) und (18) mit gleichbleibender Einspritzpumpeneinstellung gefahren.

Eine Klarstellung, inwieweit die Verbrennung, ebenso wie der Zündverzug, unter Ausschaltung einer „Makro“-Strömung im Verbrennungsraum durch die Drehzahl beeinflusst wird, muß genauere Untersuchungen vorbehalten bleiben. Es ist jedenfalls anzunehmen, daß bei einer weiteren Steigerung der Drehzahl über rd. 3000 U/min Grenzwerte der absoluten Verbrennungsgeschwindigkeit erreicht werden und der Gleichraumgrad stärker abnehmen wird, wenn das Verfahren der Gemischbildung und Verbrennung im Hinblick auf die hohe Drehzahl nicht besonders eingerichtet ist. Dies ist bereits aus dem Verlauf der Kurve 8 in Bild 41 zu entnehmen.

Der verhältnismäßige Zeitdauer des Arbeitspiels mit zunehmender Drehzahl. Im Flächenvermögen der  $\varphi_w$ -Kurve der Vorkammermaschine macht sich der, den Wärmeaustausch mit der Wand fördernde, Einfluß der zunehmenden Gasgeschwindigkeiten im Verbrennungsraum bemerkbar.

In Bild 43 ist die je Zeiteinheit übergehende Wandwärme  $Q_w$  [kcal/h] über der Drehzahl aufgetragen und gibt ein Maß für die mittlere Wärmeübergangszahl während des Arbeitspiels. (Die Werte

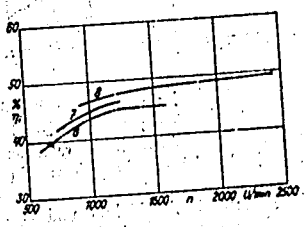


Bild 40.

Bild 40 bis 44. Die Größen  $\eta_i$ ,  $\eta_m$ ,  $\varphi_w$  ( $Q_w$ ) und  $\alpha$  sind abhängig von der Drehzahl  $n$ , für die Motoren 6, 7 und 8 bei  $\lambda=2,0$ .

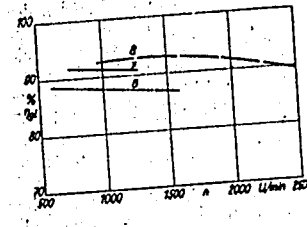


Bild 41.

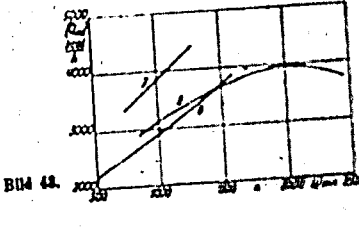


Bild 43.

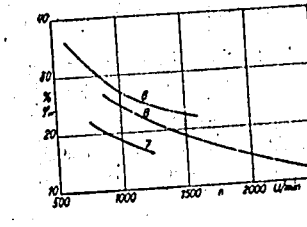


Bild 42.

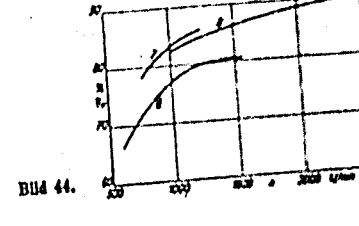


Bild 44.

44

der einzelnen Maschinen beziehen sich auf verschiedene Hubraumgrößen, so daß die Maschine mit direkter Einspritzung die höhere stündliche Wärmeabgabe erreicht.) Danach steigt zwar im unteren Drehzahlbereich erwartungsgemäß die Wärmebelastung, im oberen Drehzahlbereich der Maschine jedoch ergab sich keine weitere Steigerung des stündlichen Wärmeübergangs, wie sie etwa nach der Formel von Nußelt [15] anzunehmen wäre. Die Erhöhung der gesamten thermischen Belastung einer Viertaktmaschine auch im oberen Drehzahlbereich ergibt sich nach [4] im wesentlichen aus der starken Zunahme des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels.

Der Wandwirkungsgrad  $\eta_w$ , Bild 44, der auch die Strömungsverluste mit einschließt, steigt im untersuchten Bereich mit zunehmender Drehzahl. An der starken Abflachung der  $\eta_w$ -Kurve der Vorkammermaschine 6 ist der mit der Drehzahl zunehmende Strömungsverlust wesentlich beteiligt.

Der Wirkungsgradverlust  $\Delta\eta_{32}$  durch Strömung in der Wirbelkammermaschine 8 ist in Bild 45 aufgetragen [1]; er steigt mit zunehmender Drehzahl rasch an. Bei stärker abgeschnürten Brennräumen ergeben sich nach [17] wesentlich höhere Werte, die dort der Drehzahlsteigerung im Hinblick auf erträglichen Innenwirkungsgrad bald eine Grenze setzen.

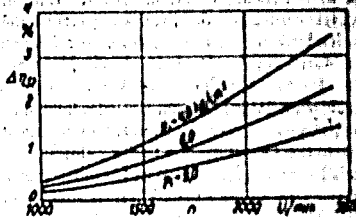


Bild 44. Wandwirkungsgrad  $\eta_w$  durch die innere Strömung im Brennraum einer Wirbelkammermaschine, abhängig von der Drehzahl  $n$  für verschiedene mittlere Innendrücke  $p$ .

#### 17. Kennwerte bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen

a) Allgemeines. Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses der vollkommenen Maschine erhöht grundsätzlich ihren Wirkungsgrad.

Durch die Änderung des Verdichtungsverhältnisses werden in der wirklichen Maschine mit dem Druck und der Temperatur am Verdichtungsende vor allem die Zündbedingungen im Motor und damit der Zündverzögerung wesentlich beeinflusst. Im allgemeinen wird der Zündverzögerung mit steigender Temperatur und Dichte der Ladung, also mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis, kleiner. Allgemeine gültige Angaben über Größe und Änderung des Zündverzuges zu machen, ist nicht möglich, da die bereits bei Messungen in der Bombe auftretenden Streuungen der Werte durch die nicht stationären Zustandsgrößen und die allfällige Luftbewegung beim Motorbetrieb noch vergrößert werden.

Die Änderung der Zündbedingungen mit der Verdichtung haben im weiteren zur Folge, daß bei hohen Verdichtungsverhältnissen der Zündzeitpunkt durch den Einspritzbeginn im größeren Maß beeinflusst werden kann als bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen. Das heißt, bei hohen Verdichtungsverhältnissen ist, abgesehen von gemischbildungswichtigen Strömungen, der Bereich des Kurbelwinkels, in dem der Kraftstoff günstige Zündbedingungen vorfindet, größer als bei niedrigen Temperaturen und Drücken zu Verdichtungsende. Bei besonders niedrigen Verdichtungsverhältnissen hat demnach der Einspritzbeginn auf den Zündbeginn wenig mittelbaren Einfluß, da dieser im wesentlichen nur vom Zeitpunkt abhängt, bei dem während des VerdichtungsHubes die zur Selbstzündung notwendigen Zustandsgrößen erreicht werden.

Ebenso wie der Zündverzögerung sind die Verbrennungsbedingungen nach Einsetzen der Zündung in ihrer Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis einer theoretischen Erfassung nur schwer zugänglich. Eine verhältnismäßige Abnahme der Durchbrennzeit mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis ist jedenfalls nicht zu erwarten. So hat sich z. B. bei Untersuchungen von Blume [19] u. a. eine Zunahme der Durchbrennzeit mit steigender Lufttemperatur zu Beginn der Verbrennung ergeben. Dies wird durch die abschirmende Wirkung der früher einsetzenden Flammenbildung auf den Sauerstoffzutritt zum Strahlkern zu erklären versucht. Die größere Luftdichte wird aber jedenfalls grundsätzlich die Reaktionsmöglichkeit von Luft und Kraftstoff begünstigen.

Bezüglich des Einflusses der Zustandsgrößen auf den flüssigen Kraftstoffstrahl muß auf die Veröffentlichungen über Einspritzversuche, z. B. [20], verwiesen werden. Danach sind die Auswirkungen der Zustandsgrößen in dem Bereich, in dem eine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses einer bestimmten Maschine in Frage kommt, gering.

Bei den höheren Temperaturen und Drücken des motorischen Prozesses bei hohen Verdichtungsverhältnissen wird grundsätzlich eine Erhöhung des Wärmeüberganges zu erwarten sein. Die im folgenden gebrachten Versuchsergebnisse geben eine solche Erhöhung des Wärmeüberganges mit dem Verdichtungsverhältnis augenfällig wieder. Aussagen über die Größenordnung dieser Veränderung der Wärmeübergangsverluste sind eingehenderen Untersuchungen vorbehalten.

b) Versuchsergebnisse. An der VM-Maschine wurde an einem Verbrennungsraum mit direkter Einspritzung das Verdichtungsverhältnis durch Ausdrehen der Kolbenmulde verändert. Dies, Einspritzdruck und die übrigen Betriebszustände wurden beibehalten. Der Zündbeginn wurde jeweils auf beste Leistung eingestellt. Auf die Einstellung eines gleichbleibenden Zündbeginns  $\alpha$ , mußte, rüchztet werden, da die Erreichung eines annähernd befriedigenden Verbrennungszustands, besonders im Hinblick auf die Rauchgrenze, über den ganzen Bereich der untersuchten Verdichtungsverhältnisse nur durch ein Anpassen des Zündbeginns an die verschiedenen Verbrennungsbedingungen möglich war. Da überdies durch das Ausdrehen der Kolbenmulde die Form des Verbrennungsraumes und damit seine Anpassung an das Stahlbild und die Strahlänge grundsätzlich verändert wurde, sind die Unterschiede der einzelnen Kennwerte nicht als vom Verdichtungsverhältnis allein abhängig aufzufassen. Die Kennwerte der Bilder 46 bis 51 sind aus diesem Grunde auch nicht über dem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ , sondern über dem Luftüberschuß  $\lambda$  bzw. dem Luftgehalt  $\gamma$  der Abgase mit  $\epsilon$  als Parameter aufgetragen. In die Bilder 46 bis 51 sind außerdem die Ergebnisse einer Änderung des Verdichtungsverhältnisses der Vorkammermaschine  $\delta$  aufgetragen (gestrichelt). Diese erfolgte durch Verkleinern der Vorkammer und Einbau verschiedener Kolben.

Die Innenwirkungsgrade  $\eta_i$  in Bild 46 lassen keinerlei Einfluß des Verdichtungsverhältnisses erkennen. Die Kennzahlen des Wärmeübergangs  $Q_w$  (Bild 47) und  $q_w$  (Bild 48) jedoch zeigen eine deutlich ausgeprägte Zunahme mit dem Verdichtungsverhältnis. Bild 49 zeigt in dem Wirkungsgraden  $\eta_{me}$  des angeglichenen Diagramms der vollkommenen Maschine die theoretische Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Verdichtungsverhältnis. Die theoretische Überlegenheit der hochverdichteten Maschine wird demnach im Fall der untersuchten Maschine durch den höheren Wärmeübergang zum Großteil aufgehoben. Der Gleichraumgrad  $\gamma_d$  der Brenngesetze in Bild 50 läßt keine Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis erkennen, was aus dem eingangs erwähnten Zusammenspiel

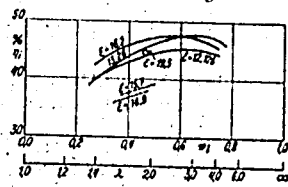


Bild 46.

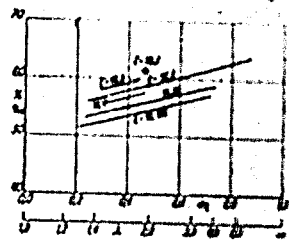


Bild 49.

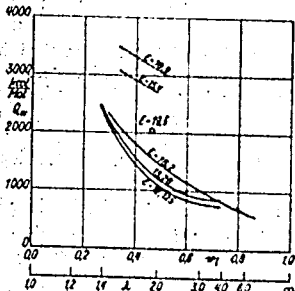


Bild 47.

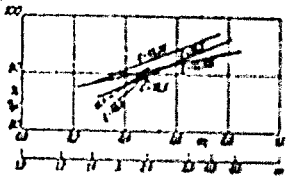


Bild 50.

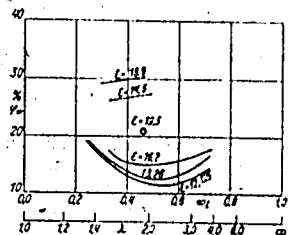


Bild 48.

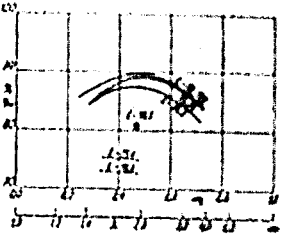


Bild 51.

Bild 46 bis 51. Die Größen  $\eta_i$ ,  $Q_w$ ,  $q_w$ ,  $\eta_{me}$  und  $\gamma_d$  sind abhängig vom Luftgehalt  $\gamma$  der Abgase bzw. von der Luftüberschußzahl  $\lambda$ , für verschiedene Verdichtungsverhältnisse  $\epsilon$ .  
 — direkte Einspritzung    - - - - - Vorkammer

577

mehrere, nicht unmittelbar mit dem Verdichtungsverhältnis verketteter Einflüsse zu erwarten war. Diese Folgerungen, verglichen mit den an den Bildern 17 und 20 festgestellten Zusammenhängen, weisen darauf hin, daß es der besonderen Beachtung des Verbrennungsablaufs und des Wärmeübergangs bedarf, wenn der Vorteil der höher verdichteten vollkommenen Maschine auf die wirkliche Maschine übertragen werden soll. Die Änderung des Wandwirkungsgrades  $\eta_w$  mit dem Verdichtungsverhältnis (Bild 51) entspricht der Änderung des Wärmeübergangs in Bild 47 und 48. Somit ist kein Einfluß des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad der Verlustwärme  $\eta_{p_1}$  und damit auf die Form des Wärmeübergangsgesetzes festzustellen.

Da bei der Vorkammermaschine 5 mit dem Verdichtungsverhältnis auch die Brennraumform geändert wurde, ist die Verschlechterung des Gleichraumgrades nicht vom höheren Verdichtungsverhältnis als solchem verursacht anzusehen. Kennzeichnend jedoch ist auch hier die Erhöhung des Wandverlustes. Die Erhöhung des Wärmeübergangs mit höherem Verdichtungsverhältnis bei der fremd angetriebenen Maschine 5 ist aus Bild 16 zu erkennen. Die Zunahme des Strömungsverlustes mit der Verdichtung ist nur gering (17).

Zusammenfassend kann der Einfluß des Verdichtungsverhältnisses auf die thermodynamischen Kennwerte folgendermaßen gekennzeichnet werden:

Der Wirkungsgrad  $\eta_e$  bzw.  $\eta_{p_1}$  der verlustlosen Maschine steigt nach Bild 5, 20, 32 und 49 mit dem Verdichtungsverhältnis.

Die unmittelbaren Einflüsse des Verdichtungsverhältnisses, also die Änderung der Temperatur- und Drucklage des Prozesses auf den Verbrennungsablauf, treten gegenüber den mittelbaren Einflüssen der geänderten Gemischbildung, der Brennraumform und der allfälligen Verdrängungswirkung des Muldenkolbens auf die Luftbewegung zu Verdichtungsende zurück.

Der Wärmeübergang und die durch ihn gegebenen Verluste steigen mit dem Verdichtungsverhältnis. Der Anstieg des Wirkungsgrades des angeglichenen vollkommenen Diagramms kann dadurch wesentlich verkleinert bzw. gänzlich aufgehoben werden. Im Bereich hoher Verdichtungsverhältnisse (über  $\epsilon=20$ ) verringert sich die Zunahme von  $\eta_{p_1}$  mit dem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ , so daß der Wirkungsgradverlust durch den Wärmeübergang den Wirkungsgradgewinn durch die Erhöhung von  $\epsilon$  wesentlich überschreiten kann.

18. Abhängigkeit der Kennwerte vom Anfangsdruck  $p_1$

Der Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine mit Gleichraumverbrennung ändert sich nach Bild 10 mit dem Anfangsdruck nur wenig. Auch die im allgemeinen durch die Verdichter-Anordnung verursachte Erhöhung der Temperatur der Ladung zu Beginn der Verdichtung im Zylinder beeinflusst nach Bild 6 bis 9 den Wirkungsgrad wenig; ihr Einfluß auf die Verbrauchszahlen wird jedoch bei besonders hohen Ladelufttemperaturen merkbar.

Die im folgenden gebrachten Ergebnisse einer Versuchsreihe mit verändertem Anfangsdruck sollen die Abhängigkeit des Gleichraumgrades der Verbrennung und der Wandwirkung vom Ladedruck darstellen. Dazu wurde die VM-Maschine mit einem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon=12,125$  mit Drücken im Saugrohr von 0,8 bis 1,4 kg/cm<sup>2</sup> bei verschiedenen Belastungen und einer Zündeinrichtung für annähernd gleichen Zündbeginn gefahren.

Um die Bestimmung des Gewichts der arbeitenden Ladung mit Hilfe der Luftmessung zu vereinfachen, wurde die Maschine ohne Ventilüberschneidung gefahren. Da die Ladeluft von einem von der Versuchsmaschine örtlich getrennten und unabhängigen Verdichter geliefert wurde, war die Ladelufttemperatur vom Ladedruck praktisch unabhängig.

Bild 52 zeigt die Innenwirkungsgrade  $\eta_i$  abhängig vom Druck  $p_1$  zu Beginn der Verdichtungsphase des Diagramms sowohl für verschiedene konstante Belastungen, als auch für einen konstanten Luftüberschuß von  $\lambda=1,8$ . Die mit diesem Luftüberschuß erreichten mittleren Innendrucke  $p_i$  sind in

Bild 52. Innenwirkungsgrad  $\eta_i$  einer Maschine mit direkter Einspritzung, abhängig vom Anfangsdruck  $p_1$  der Verdichtungsphase, für verschiedene mittlere Innendrucke  $p_i$  sowie bei konstanter Luftüberschußzahl  $\lambda=1,8$  bei  $n=1000$  U/min.

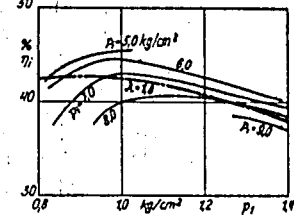
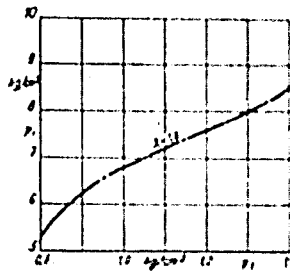


Bild 53. Mittlerer Innendruck  $p_i$  einer Maschine mit direkter Einspritzung bei konstanter Luftüberschußzahl  $\lambda=1,8$ , abhängig vom Anfangsdruck  $p_1$  der Verdichtungsphase.





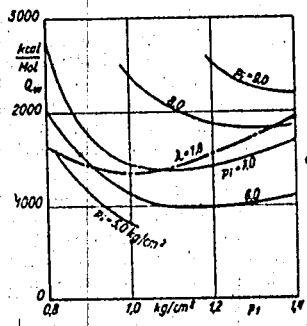


Bild 54.



Bild 58.

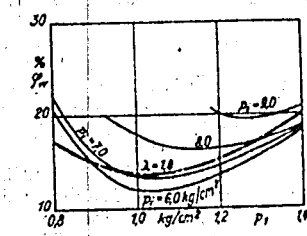


Bild 55.

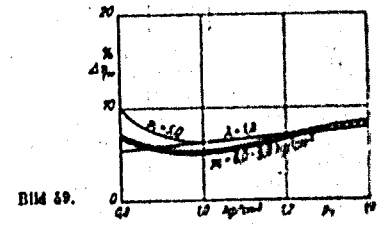


Bild 59.

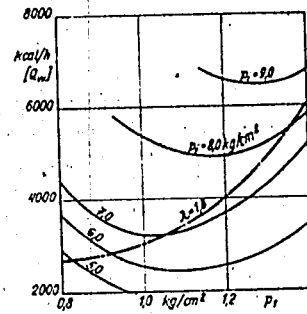


Bild 56.

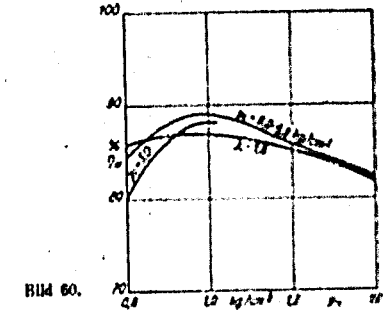


Bild 60.

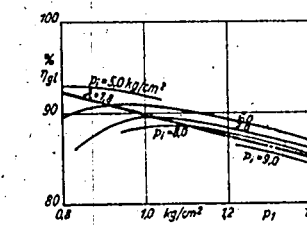


Bild 57.

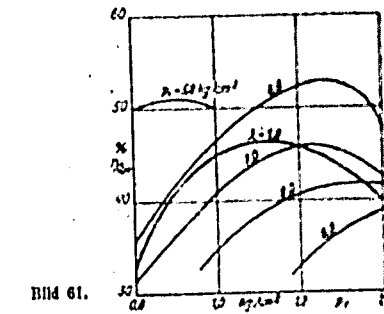


Bild 61.

Bild 54 bis 61. Die Größen  $Q_w$ ,  $\eta_w$ ,  $\eta_{gl}$ ,  $\eta_w$ ,  $\Delta p_w$ ,  $\eta_w$  und  $\eta_{gl}$  einer Maschine mit direkter Einspritzung, abhängig vom Anfangsdruck  $p_1$ , der Verdichtungsline, für verschiedene Verdichtungsdrücke  $p_1$  sowie bei konstanter Luftüberschusszahl  $\lambda = 1,8$  bei  $n = 1000$  U/min.

Bild 53 über dem Anfangsdruck  $p_1$  aufgetragen. Die Wirkungsgradkurven für  $p_1$ -konst haben in der Nähe des Anfangsdruckes der selbsttätigen ungedrosselten Maschine ein Maximum und fallen im Gebiet der Drosselung stark, im Gebiet der Überladung schwach ab. Die Wirkungsgradkurve für konstanten Luftüberschuss zeigt bei niedrigen Ladedrücken einen flacheren Verlauf.

Der Wärmeübergang  $Q_w$  je Mol Ladung (Bild 54) steigt, ebenso wie der verhältnismäßige Wärmeübergang  $\eta_w$  (Bild 55) für konstante Belastungen mit abnehmendem Ladedruck und hat für konstanten Luftüberschuss  $\lambda = 1,8$  in der Nähe des atmosphärischen Anfangszustandes ein Minimum. Dabei ist zu beachten, daß mit der Änderung des Anfangsdruckes das durch die Maschine je Zeiteinheit

durchgehendes Ladungsgewicht geändert wird. Der Anstieg der  $Q_w$ -Kurve (Bild 54) im Gebiet der Drosselung ist daher durch das Überwiegen des Einflusses des größeren Motvolumens auf den Wärmeübergang und der Anstieg im Gebiet der Überladung durch den Einfluß des zunehmenden Zylinderdruckes zu erklären. Der Verlauf des Wärmeüberganges  $[Q_w]$  je Zeiteinheit für  $\lambda = \text{konst}$  in Bild 56 steigt daher über den ganzen Bereich des Anfangsdruckes, mit diesem steiler werdend, an. Der Gleichraumgrad  $\eta_M$  für  $\lambda = 1,8$  in Bild 57 nimmt bei gleichem Zündbeginn mit zunehmendem Ladedruck ab.

Es ist eine bekannte Tatsache, daß durch Aufladung erstens kleinere Zündverzögerungen und zweitens ein weicherer Gang der Maschine erreicht wird. Da nun die Änderung des Zündverzuges durch das Aufrecht-erhalten eines gleichbleibenden Zündzeitpunktes ausgeglichen wurde, ergibt sich der weichere Gang der Maschine aus der Auseinanderziehung der ersten Verbrennungsperiode, wodurch der Gleichraumgrad verringert wird. Auf die Erscheinung, daß kleinere Zündverzögerungen längere Durchbrennzeiten verursachen können, wurde bereits im vorigen Abschnitt 17 über die Einflüsse des Verdichtungsverhältnisses hingewiesen.

Die Gleichraumgrade für konstante Belastungen zeigen auch mit sinkendem Anfangsdruck einen Abfall, da mit kleinerem  $p_1$  der Luftüberschuß für dasselbe  $p_1$  kleiner wird; ebenso liegt auch die Rauchgrenze bei einem niederen  $p_1$ .

Die Wirkungsgrade  $\eta_m$  des vollkommen ausgeglichenen Diagramms nehmen nach Bild 58 für gleiche Mitteldrücke  $p_1$  ( $p_{1m}$ ) mit sinkendem  $p_1$  wegen des kleiner werdenden Luftüberschusses ab. Der Wert  $\eta_m$  für konstanten Luftüberschuß ändert sich praktisch überhaupt nicht, da der Einfluß einer Änderung von  $p_1$  auf das Diagramm der vollkommenen Maschine nach Bild 10 äußerst gering ist.

Der Wirkungsgradverlust  $\Delta\eta_m$  durch den Wärmeübergang (Bild 59) zeigt für konstante Belastungen bei Drosselung, der größeren relativen Wärmeabfuhr entsprechend, einen starken Anstieg, während er im Gebiet der Überladung, für Belastungen von  $p_1 = 6,0$  bis  $9,0 \text{ kg/cm}^2$  nur wenig voneinander verschieden, sanft ansteigt. Der Wirkungsgradverlust  $\Delta\eta_m$  für gleichen Luftüberschuß zeigt bei einer Erhöhung des Anfangsdruckes von  $1,0$  auf  $1,4 \text{ kg/cm}^2$  einen geringen Anstieg von weniger als 2%. Dem entsprechend erreicht der Wandwirkungsgrad  $\eta_w$  in Bild 60 in der Nähe von  $p_1 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$  seinen Höchstwert.

Ein Vergleich der Bilder 54 und 56 mit den Bildern 59 und 60 zeigt, daß sowohl verschiedene absolute, wie auch verschiedene verhältnismäßige Wandwärmeverluste ergeben, die sich für die verschiedenen Mitteldrücke im Gebiet der Aufladung nur wenig voneinander unterscheiden. Daraus folgt, daß die Wärmeübergangsgesetze  $dQ_w/da$  und daher auch die Wirkungsgrade der Verlustwärmefür verschiedene Mitteldrücke nach Bild 61 wesentlich voneinander abweichen. Der grundsätzliche Verlauf der Mittelwertkurve in Bild 26 ist jedoch auch nach dieser Darstellung aufgeprägt.

Zusammenfassend können die Einflüsse einer Veränderung des Anfangsdruckes auf die thermodynamischen Kennwerte der Maschine folgendermaßen gekennzeichnet werden:

Eine Erhöhung des Anfangsdruckes ergibt geringere Zündverzögerungen und weicheren Gang der Maschine.

Bei gleichem Zündbeginn sinkt der Gleichraumgrad mit zunehmendem Anfangsdruck. Diese Abnahme des Gleichraumgrades kann jedoch ohne wesentliche Erhöhung des Wandverlustes durch ein Vorlegen des Zündbeginns ausgeglichen werden.

Die Wärmebelastung der Maschine je Zeiteinheit steigt für denselben Luftüberschuß mit dem Anfangsdruck. Für hohe Innendrücke, z. B.  $p_1 = 9,0 \text{ kg/cm}^2$  in Bild 56, ändert sich die Wärmebelastung der Maschine nur wenig. Beim betriebsreifen Motor mit Ventilüberschneidung wird die Wärmebelastung der Maschine durch die Spülung des Totraumes zusätzlich vermindert.

Die Gleichraumgrade für Mitteldrücke über  $p_1 = 5,0 \text{ kg/cm}^2$  nehmen bei Drosselung des Anfangszustandes ebenso wie die Rauchgrenze ab.

Mit zunehmendem Anfangsdruck verringert sich der Wandwirkungsgrad bzw. steigt der Wirkungsgradverlust durch die Wandwirkung. Die Erhöhung dieser Verluste ist jedoch gering.

Der Verlauf der Wirkungsgrade für hohe Belastungen im Gebiet der Drosselung ist wegen des niederen Luftüberschusses, des starken Nachbrennens bzw. der niedrigen Rauchgrenze und der erhöhten Wandwirkung auf das geringere Ladungsgewicht ungünstig.

#### 19. Einfluß einer Änderung der Motortemperatur

Um den Einfluß der Änderung der Maschinenkühlung dem Wesen nach an einem Beispiel zu zeigen, wurde die Vorkammermaschine 6 bei gleichem Luftüberschuß  $\lambda = 1,56$  und gleicher Drehzahl  $n = 1500 \text{ U/min}$  mit verschiedenen Kühlwasserablauf-Temperaturen  $t_{wz} = 60^\circ \text{ C}$  und  $24^\circ \text{ C}$  gefahren. Die ausgewerteten Meßergebnisse sind im folgenden zusammengestellt:

$T_{\text{ind}}$	$\eta_i$	$Q_w$	$q_w$	$\epsilon_{\mu}$	$\epsilon_{\text{m}}$	$\Delta \epsilon_{\text{m}}$	$\epsilon_{\text{v}}$	$\epsilon_{\text{p}}$	$\epsilon_{\text{a}}$
80°	43,0	2460	20,8	83,2	61,8	1,6	83,4	11,8	69,4
24°	38,8	3100	26,0	81,7	62,15	2,0	74,1	14,1	74,3

Man ersieht daraus eine empfindliche Verschlechterung des Innenwirkungsgrades  $\eta_i$  bei kalter Maschine, die sowohl durch die Zunahme des Wärmeübergangs  $Q_w$  und  $q_w$ , als auch durch eine Verschlechterung des Gleichraumgrades  $\eta_{\text{g}}$  der Verbrennung verursacht erscheint.

Der Wirkungsgrad  $\eta_{\text{m}}$  des angeglichenen vollkommenen Diagramms erfährt bei kalter Maschine eine geringfügige Erhöhung, da infolge des erhöhten Wärmeüberganges während der Verdichtung der Punkt 2 des angeglichenen Diagramms (Bild 1) und damit nach Seite 14 auch  $T_2$  niedriger liegt, wobei nach Bild 6 bis 9  $\Delta \eta_{\text{T}}$  zunimmt.

Die Veränderung des Wärmeüberganges wird bei Vorkammermaschinen im allgemeinen stärker sein als bei anderen Verbrennungsverfahren, da wegen der größeren Oberfläche und der starken Gombewegung der Wärmeübergang durch die Maschinentemperatur leichter beeinflussbar ist. Die Veränderung des Gleichraumgrades hingegen kann bei kalten Maschinen mit direkter Einspritzung dann größer sein, wenn unmittelbares Aufspritzen von Kraftstoffstrahlen auf kältere Wandteile zu erwarten ist.

Da beim Dieselmotor die Verbrennung bei höheren Temperaturen grundsätzlich nicht verschlechtert wird oder einer solchen durch die Anpassung der äußeren Gemischbildung begegnet werden kann, sind die besten Wirkungsgrade dann zu erwarten, wenn die Maschinenkühlung bis an die Grenze der thermischen Belastbarkeit der Konstruktion herabgesetzt wird, vorausgesetzt, daß dabei eine stärkere Aufheizung der Ladung im Zylinder während des Ladungswechsels vermieden wird.

Die geringsten inneren Verluste werden bei „heißer Maschine mit kalter Ladung“ auftreten.

#### V. Zusammenfassung

Die Erfassung des Einflusses von Form und Lage des Brenngesetzes sowie der Größe und Wirkung des Wärmeübergangs und der inneren Strömung gestalten eine vergleichende Beurteilung von Verbrennungsverfahren und ihrer Betriebszustände hinsichtlich Kraftstoffausnutzung, Leistung sowie thermische und festigkeitsmäßige Beanspruchung.

Die Verlustteilung gibt weiter Hinweise zur Weiterentwicklung, da die Faktoren einzeln betrachtet, die sich im Gesamtverhalten der Maschine am Prüfstand nicht ausprägen und teilweise einander entgegenwirken.

In Abschnitt II der vorliegenden Arbeit sind die rechnerischen und versuchsartigen Verfahren zur thermodynamischen Verlustteilung an schnelllaufenden Dieselmotoren beschrieben. Die Erfahrungen mit dem Indiziergerät der DVL sind in Abschnitt 8 ausführlich niedergelegt.

Der Gang der Auswertung der Meßergebnisse wurde an Hand von zwei Beispielen für einen strömungsfreien und einen strömungsbehafteten Brennraum in Abschnitt III beschrieben.

Eine Reihe von Motoren mit verschiedenen Verbrennungsverfahren wurden thermodynamisch untersucht und die gefundenen Zusammenhänge — vor allem des Verbrennungsablaufs und des Wärmeübergangs — mit der Belastung, dem Luftüberschuß, der Drehzahl, dem Verdichtungsverhältnis und der Motortemperatur in Abschnitt IV dargestellt.

Der Innenwirkungsgrad, die Teilwirkungsgrade sowie weitere Kennwerte von 8 verschiedenen Verbrennungsverfahren sind in Abschnitt 14 in den Bildern 17 bis 35 abhängig von der Belastung und dem Luftüberschuß dargestellt. Die sich im allgemeinen entgegenwirkenden Einflüsse des Verbrennungsverfahrens auf den Innenwirkungsgrad sind erst nach Erfassung der einzelnen inneren Verluste, vor allem des Wandwirkungsgrades und des Verbrennungsablaufs, zu übersehen.

Der Einfluß des Zündzeitpunkts auf die inneren Vorgänge in der Maschine ist im Abschnitt 15 in den Bildern 36 bis 39 dargestellt, woraus das Zusammenwirken der Veränderung der inneren Verluste auf die Lage des Bestwertes für den Innenwirkungsgrad hervorgeht.

Der Einfluß der Drehzahl auf die Kennwerte der Maschine ist in Abschnitt 16 und an Hand der Bilder 40 bis 45 erläutert. Der geringe Einfluß der Drehzahl auf den Verbrennungsablauf und der größere Einfluß im Sinne eines abnehmenden Wandverlustes ergeben grundsätzlich im unteren Drehzahlbereich unter 2500 U/min eine Zunahme des Innenwirkungsgrades mit der Drehzahl.

Der Einfluß des Verdichtungsverhältnisses auf die Diagrammgestaltung ist in Abschnitt 17 theoretisch besprochen. Diese Überlegungen werden an Hand der Meßergebnisse (Bilder 46 bis 51) kritisch überprüft. Während eindeutig eine Zunahme des Wärmeübergangs mit dem Verdichtungs-

verhältnis festzustellen ist, sind die Einflüsse — vor allem der Brennraumform auf den Verbrennungsablauf — wegen der großen Zahl der zusammenwirkenden Faktoren nicht in allgemeiner Form darzustellen. Der theoretische Gewinn durch Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses kann nur unter besonderer Beachtung von Gemischbildung und Verbrennung an der wirklichen Maschine messbar werden.

Die Versuchsergebnisse mit geändertem Ladedruck werden in Abschnitt 18 besprochen und die Verlustteilung in den Bildern 52 bis 61 dargestellt. Der Einfluß des Anfangsdrucks auf den Innenwirkungsgrad ist verhältnismäßig gering.

Eine Untersuchung über den Einfluß der Motortemperatur auf die Teilwirkungsgrade ergibt, das Arbeitsspiel allein betrachtet, eindeutige Vorteile der heißen Brennraumwände hinsichtlich Wärmeübergang und Verbrennungsablauf.

#### VI. Schriftumsverzeichnis

- [1] List, H.: Untersuchungen an einem Wirbelkammermotor. — Motortechn. Z. Bd. 4 (1942) S. 25/84.
- [2] List, H.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. — Wien: Springer-Verlag 1939.
- [3] Schmidt, F. A. F.: Verbrennungsmotoren. — Berlin: Springer-Verlag 1939.
- [4] Niedermayer, E.: Untersuchung des Spülvorgangs an Zweitakt Dieselmotoren. — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 7 (1936) S. 227/39.
- [5] Justi, E.: Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie, Dissoziation technischer Gase. — Berlin: Springer-Verlag 1938.
- [6] Cordier, O.: Der indizierte Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschinen. — Diss. T.H. Graz 1936.
- [7] Krause, W.: Der indizierte Wirkungsgrad der Gasmaschine. — Diss. T.H. Graz 1937.
- [8] List, H. und E. Egger: Selbsttätig arbeitende Waage für Kraftstoffverbrauchsmessung. — Techn. Berichte der Z. W. B. Bd. 9 (1942), II. 1 S. 23.
- [9] Christoph, K.: Unvollkommene Verbrennung im Motor. — Diss. T.H. Graz 1937.
- [10] Krefß, W.: Untersuchungen über die mechanischen Reibungsverluste von Verbrennungsmotoren. — Motortechn. Z. Bd. 3 (1941) S. 73/77.
- [11] Schwarz, A.: Abhängigkeit des Liefergrades der Viertaktmaschine vom Außenzustand und der Drehzahl. — Diss. T.H. Graz 1942.
- [12] Mehlig, H. u. R. Schütz: Tafeln für Kolbenweg und -geschwindigkeit beim Kurbeltrieb. — ATZ Bd. 36 (1933) S. 556/61.
- [13] K&A, H.: Dissoziation von Verbrennungsgasen und ihr Einfluß auf den Wirkungsgrad von Vergasermaschinen. — VDI-Forsch.-Heft 272, Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [14] Wentzel, W.: Zur Berechnung der Verbrennungsvorgänge im Verbrennungsmotor. — Z. VDI Bd. 77 (1933) S. 908/10.
- [15] Nußelt, W.: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. — VDI-Forsch.-Heft 264, Berlin: VDI-Verlag 1933.
- [16] Schläpke, K.: Vorgänge beim Verdichtungsablauf von Vorkammer-Dieselmotoren. — Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 1043/46.
- [17] Fischinger, A. und O. Cordier: Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. — Wien: Springer-Verlag 1939.
- [18] Fischinger, A.: Gesichtspunkte zur Beurteilung der Arbeitserfahren von Fahrzeugdieselmotoren. — ATZ Bd. 44 (1941) S. 469/77.
- [19] Blume, K.: Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor. — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 53, Berlin: VDI-Verlag 1941.
- [20] Ockats: Neueste Erkenntnisse über Strahlbildung und Strahlerfall. — Dtsch. Kraftf.-Forsch., Zwischenber. 91, 1940.
- [21] Krefß, W.: Untersuchungen über den Oberrand überladener Dieselmotoren. — Motortechn. Z. Bd. 3 (1941) S. 263/64.
- [22] Ullmann, K.: Die mechanischen Verluste des schnelllaufenden Dieselmotors. — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 34, Berlin: VDI-Verlag 1939.

Neue Hefte: **Deutsche Kraftfahrtforschung**  
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

- Heft 70 **Dynamische Triebwerksbeanspruchungen von Kraftfahrzeugen, insbesondere bei Kupplungsbedätigung.** Von M. Ulrich VDI und H. Glaubitz VDI. DIN A 4, 31 Seiten mit 47 Bildern. 1942. Brosch. 3,— RM.
- Heft 71 **Die Verformungs- und Beanspruchungsverhältnisse an Bauelementen des Fahrzeugchassis.** Von A. Thum VDI und O. Svenson VDI. DIN A 4, 28 Seiten mit 58 Bildern. 1942. Brosch. 3,55 RM.
- Heft 72 **Sparstoffarme Einsatz- und Vergütungsstähle.** Mit folgenden Beiträgen: Chrom-Silizium-Vergütungsstähle. Von W. Eilender VDI, H. Arend und H. E. Barth. Chrom-Mangan-Einsatzstähle. Von W. Eilender VDI, H. Arend und K. Feldmann. DIN A 4, 14 Seiten mit 14 Bildern. 1942. Brosch. 1,30 RM.
- Heft 73 **Beanspruchungsmechanismus und Gestaltfestigkeit von Nabezähnen.** Von A. Thum VDI. DIN A 4, 40 Seiten mit 41 Bildern. 1942. Brosch. 3,75 RM.
- Heft 74 **Untersuchungen an Saugrohren. I. Teil: Rechnerische und graphische Behandlung der Strömungsvorgänge in Saugrohren.** Von G. Rey L. DIN A 4, 75 Seiten mit 61 Bildern. 1943. Brosch. 7,— RM.
- Heft 75 **Dynamische Vorgänge bei klopfender Verbrennung.** Von A. Köchling. DIN A 4, 40 Seiten mit 39 Bildern. 1943. Brosch. 3,75 RM.
- Heft 76 **Einfluß der Luftbewegung auf die Ausbildung des Kraftstoffstrahles in der Wirbelkammer.** Von K. F. Säuberlich. DIN A 4, 27 Seiten mit 31 Bildern. 1943. Brosch. 2,50 RM.
- Heft 77 **Entwicklung und Erprobung einer Einsatzbereifung für Lastkraftwagen und Anhänger.** Von H. P. Zoepfritz VDI. DIN A 4, 15 Seiten mit 64 Bildern. 1943. Brosch. 1,50 RM.
- Heft 78 **Entwicklung von Prüfeinrichtungen und Verfahren zur Bestimmung der Belastbarkeit von Lagerwerkstoffen.** Von R. Strohauser.
- Heft 79 **Thermodynamische Untersuchungen an schnelllaufenden Dieselmotoren.** Von H. List und S. Pachernegg.
- Heft 80 **Ein pneumatisches Längenmeßverfahren. Kritische Untersuchung des Soler-Verfahrens.** Von E. Göthel VDI.
- Heft 81 **Zweitaktwertungsgrößen und die Grundlagen ihrer Bestimmung.** Von E. Zeman.
- Heft 82 **Untersuchungen an Saugrohren. Gemischbildung in Mehrzylinder-Otto-Motoren mit Vergaserantrieb.** Von F. Mramor.

*Verzeichnis der früher erschienenen Hefte steht kostenlos zur Verfügung*

Bezug durch jede Buchhandlung!



**VDI-VERLAG GMBH · BERLIN NW 7**

523

Nur für den Dienstgebrauch!

MITTEILUNGEN  
DER DEUTSCHEN AKADEMIE  
DER LUFTFAHRTFORSCHUNG



HEFT 6

ST4

Neue Erkenntnisse über die Schmierfähigkeit und ihre Messung  
von Johannes Kluge

Molekularphysikalische Vorgänge bei der Schmierung  
von Lothar Wolf

**Zur Beachtung!**

Diese Schrift ist bestimmt für die Arbeiten im Dienstgebrauch des Empfängers. Sie darf innerhalb dieses Dienstgebrauchs nur an Persönlichkeiten angehängt 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.

Die Schrift ist unter Verschluss zu halten. Panzerverschluss ist nicht erforderlich.

Kommissionsverlag von R. Oldenbourg, München und Berlin  
Copyright 1942 by R. Oldenbourg, München and Berlin  
Printed in Germany

Den Druck führte die Reichsdruckerei in Berlin aus

## Neue Erkenntnisse über die Schmierfähigkeit und ihre Messung

Von Johannes Kluge, Berlin

(vorgetragen von A. Esau)

Die Aufgaben der Schmierung bestehen so lange, wie überhaupt technische Einrichtungen bekannt sind. In jedem Fall sollen durch die Schmierung Reibungsverluste und Materialverluste herabgesetzt werden. Hierbei bedeutet Reibungsverlust Energieverlust, er ist von besonderer Bedeutung bei der Instrumentenschmierung. Der Materialverlust (Verschleiß) dagegen ist vor allem für die Maschinenschmierung wichtig. Er führt zur Zerstörung der Lauffläche und damit zur Gefährdung der Maschine.

Es ist nun grundsätzlich festzuhalten, daß die Schmierung nicht allein vom Schmiermittel, sondern auch vom Lagerwerkstoff und den Eigenschaften der Schmierstelle (Konstruktion und Betriebsbedingungen des Lagers) abhängig ist. Dementsprechend müssen bei der Lösung einschlägiger Fragen Ölsachverständiger, Werkstoffachtmann und Konstrukteur in engster Weise zusammenarbeiten. Die Physikalisch-Technische Reichsanstalt ist stets bemüht gewesen, sich bei einer solchen Zusammenarbeit als Mittler und Helfer einzuschalten. Es sei nur in diesem Zusammenhang auf die in der Reichsanstalt durchgeführten hydrodynamischen Arbeiten über die Filmbildung an Gleit- und Wälslagern verwiesen. Aus diesen Arbeiten konnten unter anderem wichtige Erkenntnisse über die Konstruktion von Gleitlagern gewonnen werden. Andererseits fanden die Vorstellungen und Folgerungen der hydrodynamischen Lagerschmierung durch diese Arbeiten eine wesentliche Bestätigung. Die hydrodynamische Lagertheorie hatte insofern eine große Bedeutung, als damit die Schmiermittellbewertung für Vorgänge der reinen Flüssigkeitsreibung auf eine Zähigkeitsmessung zurückgeführt werden konnte.

Für die Schmierung von hochbeanspruchten Gleitflächen ist jedoch die Auswahl eines Schmiermittels allein auf Grund seiner Zähigkeit nicht ausreichend. Es sei nur auf das grundsätzlich verschiedene Verhalten eines



Fettöls und eines reinen Mineralöls bei der Motoren- und Getriebe-schmierung verwiesen. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Lager-flächen bei hoher Belastung oder bei Mangelschmierung (z. B. Kolben-ringschmierung) ganz bzw. teilweise in fester Berührung aufeinander gleiten. Es wirken hierbei molekulare Grenzflächenkräfte zwischen Schmiermittel und Lagerwerkstoff, die in der Zähigkeit nicht mit zum Ausdruck kommen. Die moderne Schmiermittelforschung faßt die Wir-kung dieser Grenzflächenkräfte in dem Begriff der Schmier-fähigkeit zusammen, ohne daß damit zunächst eine Lösung der in Frage kommenden Aufgaben möglich war. In den meisten Fällen konnte die richtige Auswahl eines Schmiermittels nach wie vor nur auf Grund eines kostspieligen Betriebsversuchs getroffen werden. Es lag daher ein dringendes Bedürfnis vor, für die Auswahl eines Schmiermittels hin-sichtlich des erwähnten Grenzflächenverhaltens und damit hinsichtlich der Schmierfähigkeit zuverlässige Meßverfahren und Bewertungsgrund-lagen zu schaffen. Die neueren Arbeiten der Reichsanstalt, die mit Rück-sicht auf die besondere Bedeutung der Kolbenringschmierung zunächst nur an dem Werkstoffpaar Stahl-Guß Eisen durchgeführt wurden, geben hierfür einen entscheidenden Beitrag.

Bevor hierüber Näheres berichtet wird, sei zur grundsätzlichen Klar-stellung festgehalten, daß man bei geschmierten Gleitflächen mehrere Be-triebszustände unterscheiden muß. Wenn beispielsweise die Gleitflächen durch einen hydrodynamisch gebildeten Film getrennt sind, spricht man von der bereits erwähnten hydrodynamischen Schmierung oder Voll-schmierung. Die Belastung steht mit hydrodynamisch gebildeten Drucken im Gleichgewicht, und die Zähigkeit ist die einzig ausschlag-gebende Kenngröße des Schmiermittels. Ist die Belastung zu hoch oder die Drehzahl zu klein, so daß sich ein hydrodynamischer Film nicht bilden kann, so wirkt das Schmiermittel nur in dünnen, an den Grenz-flächen haftenden Schichten, dementsprechend bezeichnet man diesen Zustand als Grenzschmierung. Die Schmierung wird hierbei von der Zähigkeit nicht beeinflusst. An technischen Gleitflächen bestehen nun häufig Grenzschmierung und Vollschrnerung nebeneinander, man spricht dann von Teilschmierung. Abbildung 1 zeigt zur weiteren Klar-stellung dieser Begriffe die Reibungszahl eines Gleitlagers in Abhängig-keit von der Geschwindigkeit  $\omega$  bzw. von der dimensionlosen Größe  $\eta \cdot \omega / p$ . Wie man aus der Abbildung 1 beispielsweise erkennt, ist die Reibungszahl in der Teilschmierung im Gegensatz zur Vollschrnerung um

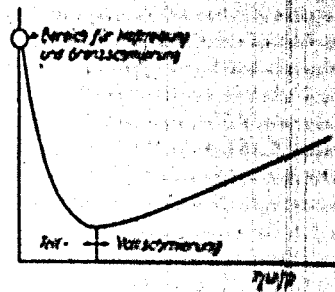


Abb. 1  
Reibungskurve nach Stribeck

so kleiner, je größer die Zähigkeit ist; ebenso ist die Geschwindigkeit abhängig in der Teilschmierung und Vollschrnerung grundsätzlich verschieden. Es ist also unzulässig, Meßwerte und Erfahrungen eines weiteren von einem Schmierzustand auf einen anderen Schmierzustand zu übertragen. Man sollte daher in Zukunft z. B. von einer Schmier-eignung der Vollschrnerung, Schmier-eignung der Grenzschmierung auf-sprechen, wobei für die Schmier-eignung der Vollschrnerung die Zähig-keit als Bewertungsgröße dient, während in der Schmier-eignung der Grenzschmierung die Grenzflächenkräfte zwischen Schmiermittel und Lagerwerkstoff erfaßt werden. Die Schmier-eignung der Grenzschmierung ist somit am ehesten mit dem bisher als Schmierfähigkeit bezeich-neten Begriff identisch. In diesem Sinn können die bisher bekann- gewordenen Ölprüfmaschinen nicht zur Schmierfähigkeitbewertung her-angezogen werden, da sie mehr oder weniger mit Teilschmierung arbei-ten, d. h. die mit solchen Maschinen ermittelten Meßwerte für die Rei-bung und Abnutzung sind noch zähigkeitsbedingt und nur teilweise von den für die Schmierfähigkeit verantwortlichen Grenzflächenkräften be- einflußt. Hierbei ist noch zu beachten, daß der hydrodynamische Anteil der Schmierung bei diesen Prüfmaschinen nicht angegeben werden kann. Er wird vielmehr bei einzelnen Wiederholungs- und Vergleichsversuchen sehr verschieden sein, so daß Messungen im Zustand der Teilschmierung außerdem mangelhaft reproduzierbar sind, was ebenfalls eine Schmier-fähigkeitsbewertung auf Grund von Untersuchungen im Zustand der Teilschmierung ausschließt.

Die in der Reichsanstalt entwickelten neuen Meßverfahren dagegen arbeiten streng im Zustand der Grenzschmierung, so daß der Gleitvorgang als reiner Grenzflächenvorgang untersucht werden kann. Die hierbei ermittelten Werte für die Reibungszahl, Erwärmung und Abnutzung können daher einwandfrei zu einer Schmierfähigkeitsbewertung herangezogen werden. Nachdem die Meßanordnung zum Teil schon an anderer Stelle ausführlich beschrieben ist, sollen hier nur ihre wichtigsten Merkmale zusammengestellt werden. Als Gleitanordnung dient eine umlaufende ebene Scheibe, gegen die ein stiftförmiger Prüfkörper gedrückt wird, wobei außerdem ein definiertes, wiederholbares Feinläppverfahren der Gleitflächen zur Anwendung kommt. Hierdurch lassen sich die geometrischen Verhältnisse der Gleitanordnung einwandfrei beherrschen, andererseits erzielt man eine gleichmäßige Druckverteilung. Reibungs- und Erwärmungsmessungen können unter diesen Bedingungen mit einer Meßgenauigkeit von etwa 2% durchgeführt werden. Die kleinen Abmessungen des stiftförmigen Prüfkörpers bedingen außerdem kleine Erwärmungen, die sich in wenigen Sekunden entsprechend dem jeweiligen Gleitzustand einstellen. Die Meßzeit ist daher kurz, und der ursprünglich vorhandene Bearbeitungszustand wird während der Messung kaum verändert. Im Gegensatz hierzu ergibt z. B. ein Lager eine große Erwärmung, d. h. die Versuchstemperatur wird bei den jeweiligen Messungen wesentlich verändert. Außerdem stellt sich ein stationärer Erwärmungszustand erst nach wesentlich längerer Zeit ein, was eine dauernde Veränderung des Bearbeitungszustands in der Gleitfläche bedingt.

Für die eigentliche Messung der den Gleitvorgang bestimmenden Reibungs-, Erwärmungs- und Abnutzungswerte werden bei den Versuchen der Reichsanstalt grundsätzlich neuartige elektrische und elektromechanische Meßverfahren verwendet. Hierbei ist besonders darauf geachtet, daß keine Rückwirkungen von der Meßanordnung auf die eigentliche Gleitanordnung erfolgen. So arbeitet die Kraftmeßeinrichtung nur mit einem Meßweg von wenigen  $\mu$ , d. h. die gegenseitige Stellung der beiden Gleitkörper wird während der Messung kaum verändert. Entsprechend arbeitet die Meßeinrichtung für die Abnutzung (Wegmessung!) nur mit einem genau beherrschbaren Meßdruck von wenigen Gramm. Wesentlich ist ferner, daß keine Resonanzlage zwischen Gleitanordnung und Meßanordnung besteht. Es ist weiterhin ein großer Vor-

zug der neuen Meßverfahren, daß die verhältnismäßig kleinen Meßwerte für die Reibung, Erwärmung und Abnutzung unabhängig von den mechanischen Verhältnissen durch elektrische Verstärkung in beliebigem Maße vergrößert werden können. Die Ableseung der Meßwerte ist so mit einem handelsüblichen Galvanometer oder elektrischen Regelmessgerät möglich. Im folgenden seien zunächst einige Messungen an dem Wellenpaar Stahl-Guß Eisen beschrieben, die zeigen, in welcher Weise eine Schmiermittelbewertung durch Grenzreibungsmessungen möglich ist.

#### Schmiermittelbewertung durch Grenzreibungsmessungen

Aus den in Abbildung 2 dargestellten Messungen ist zunächst zu erkennen, welche Bedingungen bezüglich Druck, Reibigkeit und Drehgeschwindigkeit eingehalten werden müssen, damit die Reibung auch bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten nicht von der Zähigkeit beeinflusst wird, d. h. damit

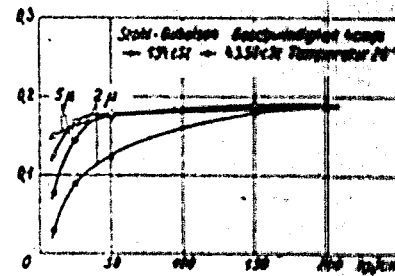


Abb. 2  
Reibungszahl in Abhängigkeit von Druck und Reibigkeit

reine Grenzschmierung vorliegt. Es wurden zwei reine Kohlenwasserstofföle mit sehr großem Zähigkeitunterschied untersucht. Man erkennt, daß sich die Reibungszahl mit zunehmendem Druck einem gleichbleibenden Endwert annähert. Dieser Endwert für die Reibungszahl ist im folgenden mit Grenzreibungszahl bezeichnet, die ist bei den beiden Ölen infolge ihrer gleichen Grenzschmierungseigenschaften gleich groß. Bei kleineren Drücken dagegen ist eine teilweise hydrodynamische Flüssigkeit vorhanden, die die Reibungszahl herabsetzt. Man erkennt weiterhin, daß sich dieser hydrodynamische Einfluß um so mehr auswirkt, je

größer die Zähigkeit und je kleiner die Rauigkeit ist. Bemerkenswert ist die Feststellung, daß die Grenzreibungszahl selbst weder von der Zähigkeit noch vom Druck und der Rauigkeit abhängt. Wie die Messungen in Abbildung 3 zeigen, ist die Grenzreibungszahl außerdem in weiten Grenzen von der Gleitgeschwindigkeit unabhängig. Die Grenzreibungszahl ist also auch insofern für die Bewertung eines Schmiermittels sehr geeignet, als sie für ein gegebenes Werkstoffpaar nur von der Temperatur beeinflusst wird. Daß sich diese Bewertung im übrigen mit

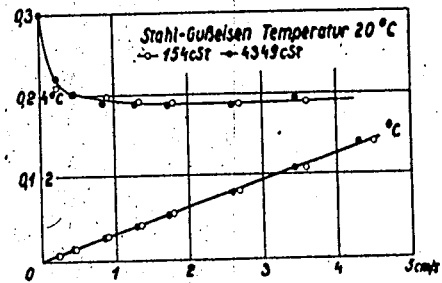


Abb. 3  
Grenzreibungszahl und Erwärmung bei verschiedener Ölviskosität

der praktischen Erfahrung deckt, konnte durch vergleichende Reibungsmessungen an einem reinen Mineralöl und einem fetten Öl nachgewiesen werden. Man erkennt aus der Abbildung 4, daß die Grenzreibungszahl für das Fettöl wesentlich kleiner ist als für das Mineralöl. Besonders deutlich ist das unterschiedliche Reibungsverhalten bei kleinsten Gleitgeschwindigkeiten und bei Haftreibung. Und zwar ist bei dem Mineralöl die Haftreibung größer als die Gleitreibung, während sie bei dem fetten Öl kleiner als die Gleitreibung ist. Es wurde in diesem Zusammenhang der Begriff der fallenden Grenzreibungscharakteristik bzw. steigenden Grenzreibungscharakteristik geprägt, wobei nach den Erfahrungen der Reichsanstalt die steigende Charakteristik der Grenzreibungszahl bei Untersuchungen an dem Werkstoffpaar Stahl-Guß Eisen stets ein besonderes Kennzeichen für ein Schmiermittel guter Schmierfähigkeit ist.

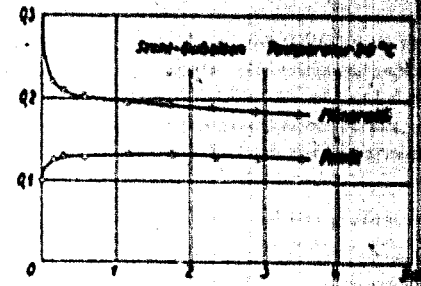


Abb. 4  
Grenzreibungszahl von Mineralöl und Fettöl

Von den zahlreichen in diesem Zusammenhang durchgeführten Messungen seien noch Vergleichsmessungen an einer Vaseline und einem Wollfett (Lanolin) erwähnt. Die in Abbildung 5 dargestellten Messwerte ergeben in Übereinstimmung mit den vorstehenden Überlegungen für die Vaseline, die bezüglich ihres Grenzflächenverhaltens und ihrer Schmierfähigkeit einem reinen Mineralöl entspricht, eine fallende Charakteristik der Grenzreibung, während das Wollfett als Schmiermittel deutscher Herkunft mit bekanntlich guter Schmierfähigkeit eine steigende Charakteristik ergibt. Außerdem hat das Wollfett eine im Mittel kleinere Reibungszahl als die Vaseline. Bemerkenswert ist ferner, daß sowohl an der

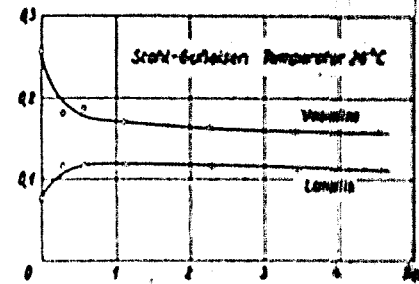


Abb. 5  
Grenzreibungszahl von Vaseline und Lanolin

Versuchseinrichtung der Reichsanstalt auch Grenzreibungsmessungen an konsistenten Stoffen durchführbar sind. Um einen weiteren Einblick über den gesetzmäßigen Zusammenhang zwischen der Grenzreibung und der Schmierfähigkeit bzw. der die Schmierfähigkeit bestimmenden Einflüsse zu gewinnen, wurden Grenzreibungsuntersuchungen an verschiedenen chemisch definierten Stoffen durchgeführt.

#### Grenzreibung und Konstitution des Schmiermittels

Es ist seit längerem bekannt, daß die Schmierfähigkeit eines rein mineralischen Schmiermittels durch Zusatz von grenzflächenaktiven Stoffen verbessert werden kann. Es sei auf das bei dem »Germ-Prozeß« übliche Verfahren verwiesen, als Zusatz Spuren von freier Ölsäure zu verwenden. In Abbildung 6 sind als Beispiel die Grenzreibungszahlen für reines

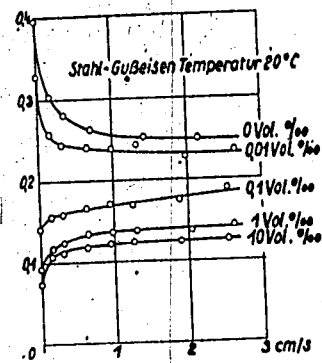


Abb. 6  
Grenzreibungszahl von Cetan mit Zusatz von Ölsäure

Cetan und für Cetan mit verschieden großem Zusatz von Ölsäure dargestellt. In Übereinstimmung mit der praktischen Erfahrung (»Germ-Prozeß«) ergibt schon ein sehr kleiner Zusatz von Ölsäure eine wesentlich kleinere Reibungszahl als reines Cetan. Außerdem geht die Grenzreibungscharakteristik mit wachsendem Säurezusatz vom fallenden Verlauf in einen steigenden Verlauf über. Bemerkenswert ist die Tatsache,

daß schon außerordentlich kleine Mengen von Ölsäure, wie 1 Vol.-%, ein wesentlich anderes Grenzreibungsverhalten bedingen, wobei zu beachten ist, daß 1 Vol.-% freie Ölsäure einer Neutralisationszahl von nur 20 entspricht. Dieser große Einfluß der Ölsäure ist offenbar auf die starke Polarität der endständigen Gruppe zurückzuführen. Zum weiteren Beweis hierfür wurden vergleichende Untersuchungen an homologen Alkoholen und Säuren durchgeführt. In Abbildung 7 sind vergleichsweise

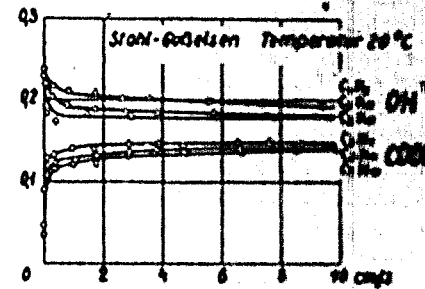


Abb. 7  
Grenzreibungszahl homologer Alkohole und Säuren

die Grenzreibungszahlen homologer Alkohole und Säuren dargestellt. Die stärkere Polarität der endständigen Sauerstoffgruppe bedingt in jedem Fall im Vergleich zur entsprechenden Alkoholgruppe eine steigende Grenzreibungscharakteristik mit im Mittel kleinerer Reibungszahl. Außerdem ist die Reibungszahl innerhalb einer homologen Reihe um so kleiner, je größer die Kettenlänge ist. Im übrigen haben Alkohole nahezu das gleiche Grenzreibungsverhalten (fallende Charakteristik) wie die gesättigten Verbindungen.

Der Einfluß der endständigen Gruppe konnte auch durch Reibungsuntersuchungen an verschiedenen Butylderivaten nachgewiesen werden. In Abbildung 8 sind Grenzreibungswerte für die Halogenverbindungen der Buttersäure eingetragen. Das Jodid ergibt deutlich einen steigenden Verlauf der Grenzreibungscharakteristik, was offenbar auf seine größere Polarität zurückzuführen ist, während das Chlorid eine steigend-fallende Charakteristik zeigt.

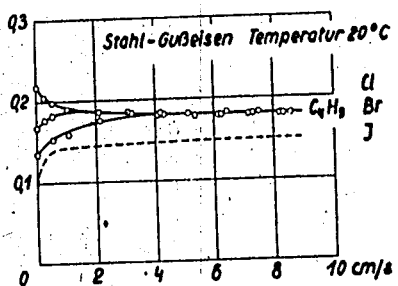


Abb. 8  
Grenzreibungszahl der Butyl-derivate

Zusammenfassend gelangt man zu der Feststellung, daß der an dem Werkstoffpaar Stahl-Guß Eisen beobachtete steigende oder fallende Verlauf der Grenzreibungscharakteristik eines Schmiermittels auf die mehr oder weniger starke Polarität seiner Bestandteile zurückzuführen ist. Die Grenzreibungszahl bei höheren Gleitgeschwindigkeiten dagegen ist sowohl von der Polarität dieser Bestandteile als auch von der Molekülgröße (Kettenlänge) abhängig. Da alle technisch üblichen Schmiermittel im Mittel nahezu das gleiche Molekulargewicht haben, wird der Einfluß polarer Gruppen auf die Grenzreibungszahl technischer Schmiermittel auch im Bereich größerer Gleitgeschwindigkeiten vorherrschen. Insbesondere wird das Grenzreibungsverhalten eines fetten Öls im Gegensatz zu einem reinen Mineralöl überwiegend durch die polaren Moleküle freier Fettsäure oder durch sonstige Bestandteile größerer Polarität bedingt.

Schmiermittelbewertung durch Abnutzungsmessungen im Zustand der Grenzschmierung

Wie eingangs bereits erwähnt wurde, ist das Verhalten eines Schmiermittels nicht nur für die Reibung, sondern auch für den Verschleiß an der Schmierstelle maßgebend. In den weitaus meisten Fällen dürfte jedoch der Verschleiß von größerer Bedeutung sein. Auf Grund der Reibungsmessungen war nun zu vermuten, daß der Verschleiß in den einzelnen Schmierzuständen ebenso wie die Reibung grundsätzlich ver-

schiedene Gesetzmäßigkeiten ergibt. So ist im Zustand der Vollschmierung keinerlei Verschleiß vorhanden, da die Lagerflächen durch einen Flüssigkeitsfilm getrennt sind. Für eine Verschleißmessung verbleibt also nur der Zustand der Teilschmierung oder der Zustand der Grenzschmierung. Solange es nun aber nicht gelingt, den hydrodynamischen Anteil bei Untersuchungen in der Teilschmierung exakt zu bestimmen, kommt für genaue Verschleißuntersuchungen ebenso wie bei den Reibungsuntersuchungen nur der Zustand der Grenzschmierung in Frage.

Wie die Untersuchungen der Reibkontakt ergeben, ist die allgemein als Verschleiß bezeichnete Werkstoffabtragung in der Tat bei Grenzschmierung und bei Teilschmierung so grundsätzlich verschieden, daß der Begriff Verschleiß in Zukunft nur für eine Werkstoffabtragung im Zustand der Teilschmierung verwendet werden soll. Diese Forderung ergibt sich insbesondere aus Untersuchungen von Motorverschleißmitteln mit bekanntem Verschleißverhalten. Abbildung 9 zeigt den typischen

Stahl-Guß Eisen Temperatur 20°C

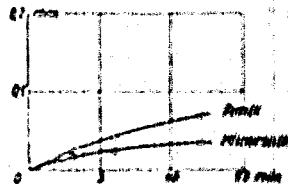


Abb. 9

Abnutzung der Grenzschmierung mit Mineralöl und Fettöl

Verlauf der Werkstoffabtragung für ein fettes Öl und für ein reines Mineralöl, wie sie aus der Abnutzung des stofflosen Prüfkörpers in der Versuchsanordnung der Reibkontakt bei reiner Grenzschmierung ermittelt wurde.

Grundsätzlich neu ist die Beobachtung, daß das fette Öl mit bekannter guter Schmierfähigkeit und besonders günstigem Verhältnißverhältnis im Motor bei Untersuchungen im Zustand der Grenzschmierung eine nahezu doppelt so große Abnutzung ergibt als das reine Mineralöl. Eine Beobachtung konnte auch an zahlreichen anderen Schmiermitteln ganz

Schmierfähigkeit gemacht werden. In jedem Fall ergab ein Schmiermittel guter Schmierfähigkeit im Zustand der Grenzschmierung eine größere Abnutzung als ein Schmiermittel schlechterer Schmierfähigkeit. Abbildung 10 zeigt als weiteres Beispiel entsprechende Vergleichsuntersuchungen an einer Vaseline und an dem bereits erwähnten Wollfett (Lanolin). Eine Deutung der vorstehenden Beobachtung über die Werkstoffabtragung im Zustand der Grenzschmierung und ihre Übertragung auf den im Motor vorherrschenden Zustand der Teilschmierung ergibt sich offenbar dadurch, daß es sich bei der Werkstoffabtragung im Zu-

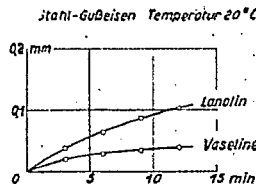


Abb. 10  
Abnutzung bei Grenzschmierung mit Vaseline und Lanolin

stand der Grenzschmierung um ein mehr oder weniger gutes Einlaufverhalten des Schmiermittels handelt, wie es für die Herstellung und Erhaltung einer guten Lauffläche und damit für den sicheren Betrieb z. B. eines Flugmotors von größter Bedeutung ist. Oder anders ausgedrückt, das Schmiermittel mit gutem Einlaufverhalten sorgt durch eine schnelle, aber gleichmäßige Werkstoffabtragung an den Lagerstellen hoher Druckbeanspruchung für eine Glättung dieser Stellen und für eine Abflachung der Druckspitzen, die sonst bei dauernder Einwirkung auf den Werkstoff zu einer Zerstörung der Laufflächen führen.

Grundsätzlich ist festzuhalten, daß die Werkstoffabtragung im Zustand der Teilschmierung überwiegend durch Überbeanspruchung des Lagerwerkstoffs an den Stellen mit hohen Druckspitzen bedingt ist. Hierfür allein ist die weitere Anwendung des Begriffs Verschleiß sinnvoll und zulässig. Im Zustand der reinen Grenzschmierung dagegen überwiegt

die dem Einlaufverhalten entsprechende Werkstoffabtragung. Sie bedingt eine zusätzliche selbsttätige Feinstbearbeitung der Lauffläche, während der Verschleiß zur Zerstörung der Laufflächen führt.

Beide Formen der Werkstoffabtragung treten nun im Zustand der Teilschmierung nebeneinander auf, wobei jedoch zahlenmäßig die Werkstoffabtragung durch Verschleiß größer ist als die dem Einlaufverhalten entsprechende Werkstoffabtragung. Letztergenannt beeinflusst jedoch den Verschleiß entscheidend, indem sie, wie bereits erwähnt, die verschleißgefährdeten Stellen glättet und damit die hohen Druckspitzen abflacht.

Die im Zustand der Grenzschmierung beobachtete Werkstoffabtragung dagegen läßt das erwähnte Einlaufverhalten des Schmiermittels in reiner Form erkennen, da die Belastung hierbei von allen Stellen der Gleitfläche gleichmäßig aufgenommen wird. Die tatsächliche Druckbeanspruchung ist in der Größenordnung des für die gesamte Gleitfläche errechneten mittleren Drucks. Verschleißgefährdete Druckstellen mit hohen Druckspitzen, wie sie besonders für die Teilschmierung kennzeichnend sind, treten bei reiner Grenzschmierung nicht auf bzw. lassen sich vermeiden.

#### Zusammenfassung

Es wird gezeigt, daß es zweckmäßig ist, zwischen einer Schmiereignung der Vollschmierung, der Grenzschmierung oder Teilschmierung zu unterscheiden. Während die Schmiereignung der Vollschmierung allein durch die Zähigkeit bestimmt ist, hängt die Schmiereignung der Grenzschmierung von den Grenzflächenkräften zwischen der Schmierschicht und dem Lagerwerkstoff ab. Sie ist von der Zähigkeit unabhängig und im übrigen mit dem bisher üblichen Begriff der Schmierfähigkeit identisch. Entsprechend ist der Zustand der Grenzschmierung durch hydrodynamische Zähigkeitswirkungen nicht beeinflusst, es handelt sich hierbei vielmehr um einen reinen Grenzflächenvorgang. Bei der Teilschmierung sind Grenzflächenkräfte und Zähigkeit nebeneinander wirksam.

Die für Schmierfähigkeitsuntersuchungen entwickelte Meßeinrichtung der Reichsanstalt arbeitet streng im Zustand der Grenzschmierung. Die unterschiedliche Schmierfähigkeit eines technischen Schmiermittels äußert sich bei Gleituntersuchungen an dem Werkstoffpaar Stahl-Gußeisen in dem Verlauf der sogenannten Grenzreibungcharakte-

ristik. Durch Untersuchungen an chemisch definierten Stoffen konnten gesetzmäßige Zusammenhänge zwischen den die Schmierfähigkeit bestimmenden Schmiermitteleigenschaften und der Grenzreibungskarakteristik ermittelt werden. Die Meßgenauigkeit für Grenzreibungsmessungen ist mit etwa 2% verhältnismäßig groß.

Besonders deutlich kommt die Schmierfähigkeit bei Abnutzungsmessungen im Zustand der Grenzschmierung zum Ausdruck. In jedem Fall ergibt ein Schmiermittel besserer Schmierfähigkeit im Zustand der Grenzschmierung eine größere Abnutzung als ein Schmiermittel schlechterer Schmierfähigkeit. Es handelt sich hierbei um ein mehr oder weniger gutes Einlaufverhalten des Schmiermittels, das zu einer zusätzlichen chemisch-mechanischen Feinstbearbeitung der Gleitfläche führt. Es wird gezeigt, daß die dem Einlaufverhalten entsprechende Werkstoffabtragung nicht mit dem Verschleiß zu verwechseln ist. Zwischen beiden besteht jedoch ein innerer Zusammenhang.

Auf Grund der neuen Erkenntnisse über die Schmierfähigkeit konnten wertvolle Richtlinien für die zweckmäßige Auswahl eines Schmiermittels und für den Aufbau eines synthetischen Schmiermittels gewonnen werden. So führten unter anderem die Versuche der Reichsanstalt zu einer Deutung für das Verhalten von hochwertigen Waffenölen synthetischer Herkunft. Auch Fragen des Kolbenringverschleißes konnten wesentlich geklärt werden. Nach den bisher vorliegenden Erfahrungen führt eine Vergleichsbewertung von Schmiermitteln nach den neuen Meßverfahren der Reichsanstalt zu einer Einordnung bezüglich der Schmierfähigkeit, die sich in jedem Falle mit der technischen Erfahrung deckt. Bezüglich genauerer Einzelheiten über die neuen Meßverfahren der Reichsanstalt wird auf die unter Schrifttum angegebenen Berichte und Vorträge verwiesen.

## Schrifttum

1. Thermoelektrisches Meßverfahren zu vergleichenden Reibungsuntersuchungen von Schmiermitteln im Zustand der Grenzschmierung.  
Vieweg, Kluge, Maske.  
Deutsche Luftfahrtforschung, Forschungsberichte Nr. 1622.
2. Elektromechanisches Verfahren zur Messung der Reibungskraft im Zustand der Grenzschmierung.  
Vieweg, Kluge.  
Deutsche Luftfahrtforschung, Forschungsberichte Nr. 1623.
3. Erwärmung, Reibung und Abnutzung im Zustand der Grenzschmierung und ihre Beziehung zur Schmierfähigkeit.  
Kluge. Vortrag bei der Tagung über Schmierstoffe und Schmierung bei der DVL am 11. und 12. 12. 1941.
4. Grenzreibung chemisch dotierter Stoffe.  
Ecke. Vortrag bei der DVL am 11. und 12. 12. 1941.
5. Grenzschmierung und Coolantbecken-Gewinn.  
Bochmann. Vortrag bei der DVL am 11. und 12. 12. 1941.
6. Ein weiterer ausführlicher Bericht über das Verfahren zur Messung der Abnutzung im Zustand der Grenzschmierung ist in Vorbereitung.

Der Deutschen Akademie der Luftfahrtforschung  
vorgelegt am 7. Mai 1942

## Aussprache

Hondremont: Ich danke Herrn Esau für den interessanten Einblick, den er uns gegeben hat in die z. Z. bei der Reichsanstalt laufenden Untersuchungen, auf diesem so schwierigen, aber auch so außerordentlich wichtigen Gebiet und stelle den Vortrag zur Erörterung.

Hossow, Dessau (als Gast): Besonders an dem Vortrag interessiert mich, daß als Vergleichs paar die Werkstoffe Stahl und Gußeisen verwendet wurden. Wir sind ja gezwungen, von den früher verwendeten Werkstoffen abzugehen und Gußeisen im Motorenbau jetzt auch an Stellen einzusetzen, an denen es früher nicht verwendet wurde. Früher haben wir in erster Linie nur das Beispiel des Kolbenrings für die Verwendung Stahl gegenüber Gußeisen gehabt. Heute versuchen wir Gußeisen selbst als Kolbenbolzenbuchsen. Bei allen diesen Werkstücken haben wir im Betrieb Umkehrpunkte der Geschwindigkeit, so daß also ähnliche Verhältnisse, wie hier untersucht, auftreten können. Das, was wir bisher praktisch festgestellt haben, ist, daß durchaus nicht jeder Stahl mit jedem Gußeisen geht, sondern daß die Änderung eines Stahls u. U. auch die Änderung des Gußwerkstoffes bedingt. Ich verweise auf die bekannte Tatsache, daß Kolbenringe für einen weichen Zylinderstahl anders aufgebaut sind als für Laufbüchsen aus Nitrierstahl. Ebenso hat sich bei den Kolbenbolzenbuchsen gezeigt, daß verschiedene Gußeisensorten durchaus verschiedenes Verhalten im Betrieb ergeben. Mich würde daher an diesen Untersuchungen besonders interessieren, welcher Stahl und welches Gußeisen wurden genommen, oder wurden verschiedene Sorten untersucht? Wenn die Untersuchung auf ein einziges Gußeisen beschränkt war, würde mich besonders interessieren, ob in Übereinstimmung mit unseren praktischen Erfahrungen ein perlitischer unlegierter Guß oder ein schwachlegierter Guß, bei dem der perlitische Zustand mit noch größerer Sicherheit erreicht werden kann, genommen wurde oder ob hierauf nicht besonders geachtet wurde.

Klinge, Berlin (als Gast): Bei dem verwendeten Gußeisen handelt es sich um einen Büchsen Guß der Firma Coetse. Wir haben auch andere Gußeisensorten verwendet und konnten da bei der Grenzreibung keinen großen Einfluß des Werkstoffes feststellen. Bei den Abnutzungsversuchen dagegen ist der Werkstoffeinfluß wesentlich größer. Der verwendete Stahl war ein Federstahl mit 0,9% Kohlenstoff, 0,15% Silicium und 0,50% Mangan. Der Büchsen Guß enthält 3,3% Kohlenstoff, 0,9% Mangan und 1,8% Silicium.

Heidebrock, Dresden (als Gast): Das von der PTR entwickelte Verfahren zur Messung der Reibungskräfte stellt durch die Exaktheit der Messungen und ihre zuverlässige Reproduzierbarkeit eine wesentliche Bereicherung der Methoden zur Untersuchung der physikalischen Eigenschaften der Schmierstoffe dar. Um aber eine erfolgreiche Auswertung der Versuchsergebnisse zu erzielen, ist eine Diskussion über folgende Fragen erforderlich: