

von 20 Volt nicht mehr erreicht, d.h. die Trübung des Quarzfensters zu weit fortgeschritten ist. Das Instrument zeigt dann beim Umlegen des Schalters einen größeren Wert an oder geht bis über Endausschlag.

Der Anschluß des Instruments an dem Kathodenkreis der Röhre erfolgt im Nebenschluß zum Kathodenwiderstand über ein Siebglied, bestehend aus zwei Längswiderständen von 1 und 0,5 k Ohm und einem Elektrolyt-Kondensator von 2000  $\mu$ F. Damit im Betrieb ein Meßbereich von 35 ° KW erreicht wird, die Eichung (Dauerstrom = 720 ° KW) jedoch mit Vollausschlag des Instruments durchgeführt werden kann, wird dieses beim Eichen an einem Abgriff des Nebenschwiderstands gelegt, so daß die Empfindlichkeit im Verhältnis 35/720 herabgesetzt ist.

Die Spannungsversorgung geschieht über einen normalen Vollweggleichrichter mit 500 Volt Ausgangsspannung. Die Spannungen für die Steuerröhre AL 4 sind durch einen Glühspannungsteiler STV 280 / 40 untereinander konstant gehalten.

#### 4. Zusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeiten war die Schaffung eines Geräts, das eine direkte und fortlaufende Bestimmung des Zündverzugs ermöglicht. Erreicht wurde dies unter Verwendung von Gebergeräten für Einspritz- und Verbrennungsbeginn, die einen elektrischen Stromkreis steuern, der seinerseits die Anzeige des Meßwerts an einem Drehspulzeigerinstrument ermöglicht. Unabhängigkeit der Anzeigegegenauigkeit vom Druckverlauf im Motor (also von der Wahl der Verdichtung und des Voreinspritzwinkels) wurde durch Verwendung einer Photozelle zur Anzeige des Verbrennungsbegins gewährleistet. Die Notwendigkeit, das zur Beobachtung im Motor eingesetzte Fenster öfters zu wechseln (Verrußung), konnte in Kauf genommen werden, da die Bestimmung eines Meßwerts nur 1 bis 3 Minuten dauert.

Die Streuung der Meßwerte kann bei sorgfältiger Versuchsdurchführung auf 1/4 ° Kurbelwinkel beschränkt werden und ist auch unter ungünstigeren Bedingungen nicht größer als 1°. Aus einer großen Zahl von Meßreihen ergab sich hieraus die Möglichkeit, die Cetanzahl eines Kraftstoffs auf  $\pm 1,5$  Cet. zu bestimmen.

Die Möglichkeit, ein schreibendes Meßinstrument mit dem Gerät zu verbinden, wird zur Zeit geprüft.

#### Schrifttum

1. Schweitzer und Hetzel: Cetane Rating of Diesel Fuels  
S-A-E Journal, May 1936

Abnahme über Kontakt an der Düse und Membran mit Kontakt.  
Anzeige über Stromtor durch Glühlampe auf dem Schwungrad.

2. T. B. Rendel: Report of the Volunteer Group for Compression-Ignition Fuel Research. SAE-Journal Juni 36.

Abänderung des Verfahrens nach Schweitzer und Hetzel. Düsenkontakt, Springstab. Anzeige über Glühlampe und Kippspiegel.

3. Kamm, Schmid: Das Versuchs- und Meßwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeugs. Übersicht.

Handhabung des Geräts in Verbindung mit  
dem Kraftstoffprüfmotor des FKFS (Abb. 7)

a) Anschließen der Leitungen am Netzgerät

Abb. 5 zeigt die Vorderansicht des Geräts. Links unten ist eine Buchse für den konzentrischen Stecker des Photozellenkabels zu sehen; rechts unten befinden sich zwei Buchsen zum Anschluß des Anzeigeelements, und zwar wird - Instrument mit der oberen Buchse verbunden. Daneben sind zwei Buchsen  $M_1$  und  $M_2$ , die mit den entsprechenden Klemmen am Verteilerbrett des Motors über zwei einfache oder eine Doppelleitung verbunden werden.

Auf der Rückseite befinden sich der Steckanschluß für die Netzleitung, die an ein Wechselstromnetz von 220 Volt Spannung anzuschließen ist, sowie eine Erdbuchse, die mit Masse der Maschine verbunden wird.

b) Einstellen der Geräte am Motor

Zunächst ist der an der Kurbelwelle sitzende Unterbrecher so einzustellen, daß seine Kontakte etwa  $30^\circ$  nach o. T. schließen. Am einfachsten geschieht dies mit einer Prüflampe. Es ist zu beachten, daß beide Pole des Unterbrechers gegen Erde isoliert sein müssen.

Ferner ist der Kontakt auf den Düsenadelhalter aufzusetzen. Man entfernt dazu den Kopf des Halters mit der Fühlnadel und schraubt an seiner Stelle den Kontaktkopf auf, wobei der Betätigungsstift des Kontakts unter die Düsenfeder zu liegen kommt (s. Abb. 1). Durch Unterlegen von dünnen Blättchen kann der Abspritzdruck richtig eingestellt werden.

Nach Einbau der Düse wird nun die Einstellung des Kontakts am laufenden Motor vorgenommen. Da am Schwungrad des Motors eine Glimmlampe zur Anzeige des Einspritzbeginns angebracht ist, gestaltet sich dies sehr einfach. Die Kontaktbuchse wird mit der Klemme D am Verteilerbrett verbunden und der kleine Kippschalter an der Schalttafel des Motors in Stellung "Glimmlampe" gelegt. Nun dreht man den Kontaktkopf bei leicht angezogenem Klemmring soweit herein, daß die Glimmlampe eben dauernd aufleuchtet. Aus dieser Stellung geht man einen halben bis einen Teilstrich ( $1/80$  mm bis  $1/40$  mm) zurück, wonach die Lampe nur noch ein kurzes Lichtband zeigt, dessen Beginn den Einspritzzeitpunkt und dessen Länge die Einspritzdauer ergibt. Nach Festziehen des Klemmrings ist die Einstellung beendet.

Wird nach Ausbau der Düse oder nach einer Reinigung des Kontakts eine Neueinstellung notwendig, so stellt man zweckmäßig den Kontaktabstand wieder gleich ein, damit der Vergleich mit früheren Messungen möglich wird.



#### c) Einsetzen des Quarzfensters

Das Fenster wird am besten erst nach dem Warmfahren der Maschine vor Beginn der Messungen eingesetzt. Zum Aufstecken des Photozellenhalters sind die kurzen Bolzen durch die lange Sonderausführung zu ersetzen, auf welcher der Halter nach dem Einschrauben des Fensters einfach aufgesteckt wird. Die Anordnung des Fensters am Prüfmotor geht aus Abb. 2 hervor. Eine Beobachtung des Fensters ist vor dem Aufsetzen der Photozelle leicht über einen Spiegel möglich.

#### d) Eichen und Messen

Nunmehr kann das Meßgerät durch Umlegen des Hauptschalters (rechter Drehknopf in Abb. 5) in Stellung "Eichen" in Betrieb genommen werden. Der Prüfschalter (linker Drehknopf in Abb. 5) bleibt in Stellung "Messen". Nach der Anheizzeit der Röhren (rd. 20 s) zeigt das Instrument einen Ausschlag, den man durch Drehen des Eichreglers (mittlerer Drehknopf) auf Vollausschlag bringt. Damit ist die Eichung beendet. Nach Umlegen des Hauptschalters in Stellung "Messen" ist das Gerät betriebsbereit. Das Instrument geht zunächst auf Null zurück, sobald man jedoch den Kippschalter für die Glimmlampe in Stellung "Gerät" bringt, zeigt es den Zündverzug an. Durch Betätigung des Kippschalters ist es möglich, wahlweise auf Zündverzugsmessung oder Bestimmung des Einspritzzeitpunkts mittels der Glimmlampe umzuschalten.

Zur Kontrolle der Quarzfenstertrübung wird der Prüfschalter in Stellung "Prüfen" umgelegt; hierbei soll sich die Anzeige des Zündverzugs um nicht mehr als  $1^\circ$  Kurbelwinkel vergrößern, andernfalls ist das Fenster auszuwechseln und zu reinigen.

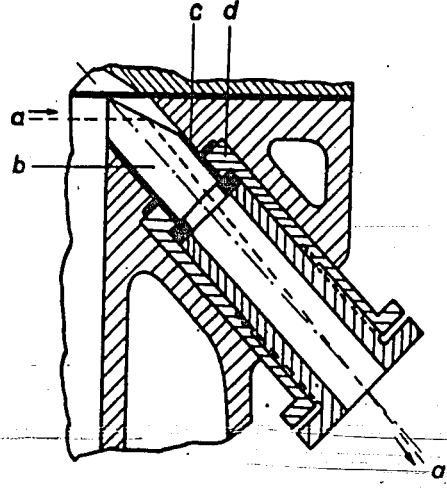
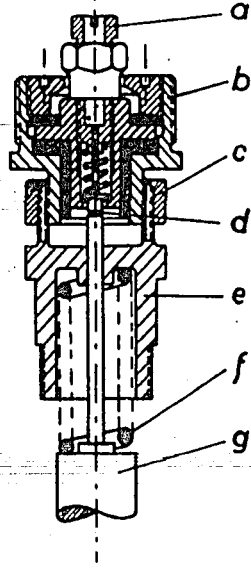


Abb. 1 Düsenkontakt

- a) Anschlussbuchse
- b) Kontaktkopf
- c) Klemmring
- d) Kontaktpunkt
- e) neuer Düsenhalterkopf
- f) Feder
- g) Verlängerungstift

Abb. 2 Quarzfenstereinsatz

- a) Strahlengang
- b) Quarz
- c) Kupferhülse
- d) Fassung

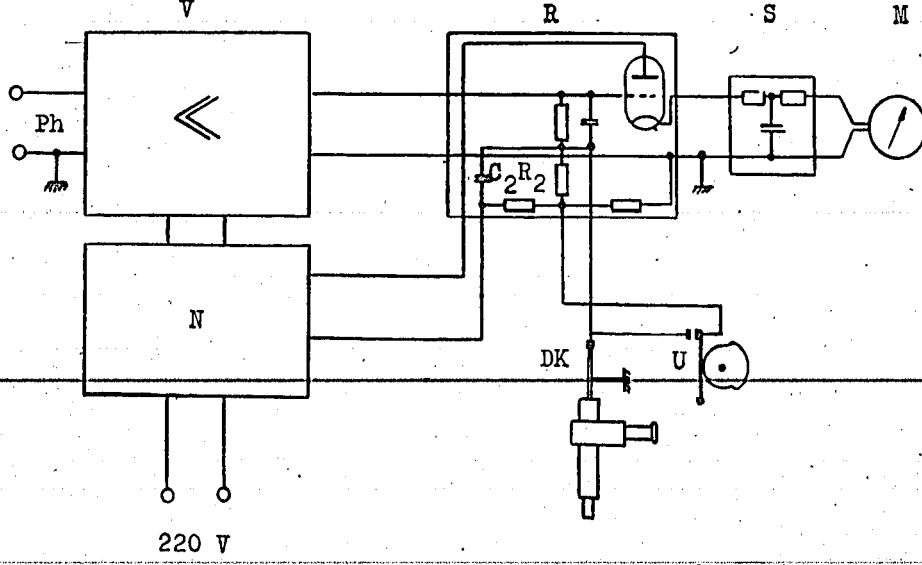


Abb. 3 Grundsätzliches Schaltbild

- |               |               |                 |                 |
|---------------|---------------|-----------------|-----------------|
| V Verstärker  | R Steuerröhre | S Siebkette     | M Meßinstrument |
| Ph Photozelle | N Netzteil    | DK Düsenkontakt | U Unterbrecher  |



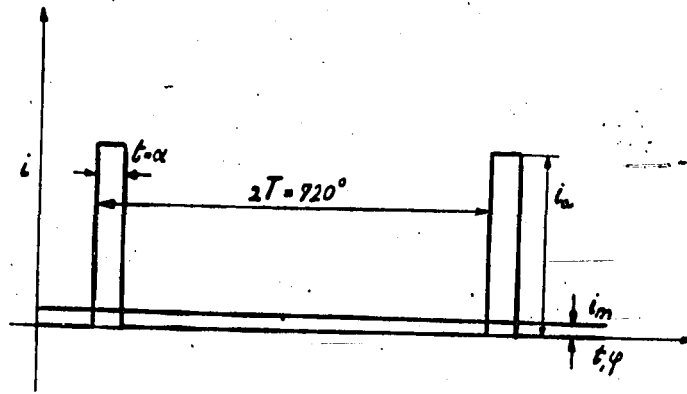


Abb. 4 Stromverlauf in der Steuerröhre  
 $i_a$  Arbeitsstrom  
 $i_m$  mittlerer Strom  
 $\alpha$  Zündverzögerung in Grad Kurbelwinkel  
 $T$  Umlaufsdauer

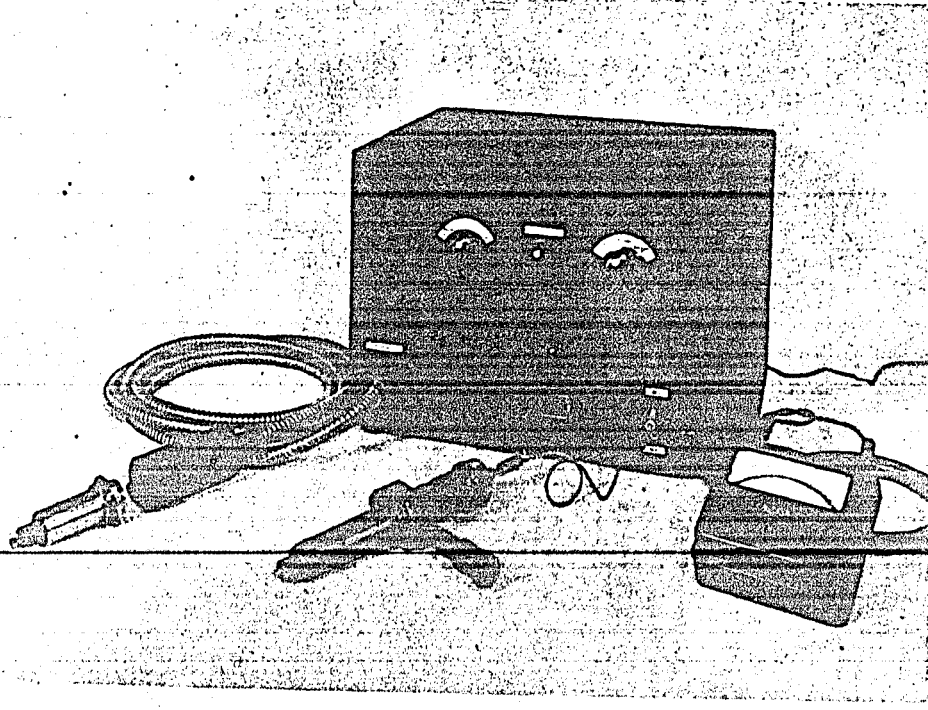


Abb. 5 Ansicht des Geräts





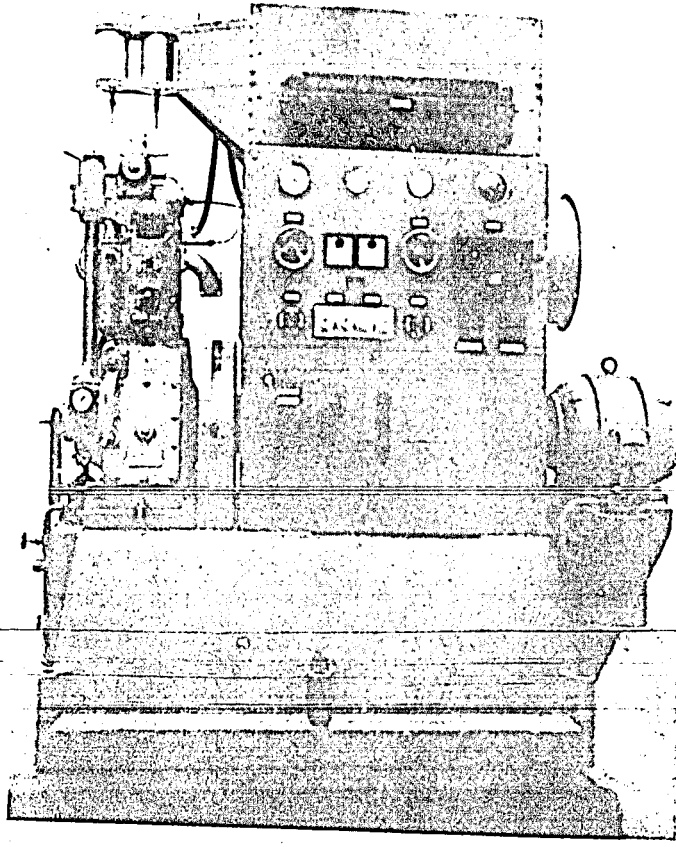


Abb. 7 Kraftstoffprüfmotor des FKFS

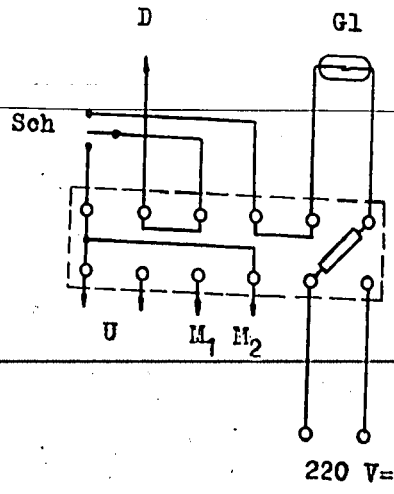


Abb. 8 Schaltkasten am FKFS-Kraftstoffprüfmotor

G1 = Glühlampe  
 D = zum Disennadelkontakt  
 U = zum Unterbrecher  
 M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub> = zu den Anschlüssen am Gerät  
 Sch = Kippschalter am Motor

19. Methods for the determination of the technical lubricating powers of lubricants. E. Heidebroek, 1941. 44 pages. (pp. 7 and 32 missing). - The purpose of the foregoing discussion was not to present numerous results concerning the technical lubricating power of this or that material, but rather to describe the technical methods and the data obtained by operating under conditions which approach as closely as possible those which prevail in a technical lubrication process. This object has been achieved to a considerable extent by cam and gear studies; the earlier wear tests have been brought to completion in order to facilitate the recognition of certain structural properties of lubricants. In order to convert directly the results of these tests to lubricating effect, a more thorough and fundamental physical investigation is necessary; for the time being, a statistical consideration of these results will yield certain relative values.

No exact or absolute definition - in the physical sense - of the concept of lubricating power is available at the present time, and there is little probability of one being found in the future. Furthermore, the technique of operation would not be greatly assisted by such a definition, even if the investigator could agree, in the course of further work, upon such a quantitative concept. A reference to the specific requirements of lubricants for practical use will always be necessary, however. Herein lies the importance of the methods described above.



# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des  
Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 104/1941

Methoden zur Bestimmung  
der technischen Schmierfähigkeit  
von Schmierstoffen

Bericht aus dem  
Laboratorium für Schmierforschung  
an der Technischen Hochschule Dresden

Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek VDI

## **Zur Beachtung!**

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

Die Untersuchungen wurden zu einem erheblichen Teil mit Unterstützung des "Forschungsrates für das Kraftfahrwesen" beim Reichsverkehrsministerium durchgeführt. Für diese Unterstützung spreche ich auch an dieser Stelle meinen Dank aus.

Dresden, im Oktober 1941.

E. Heidebroek VDI



Das Problem der exakten Bestimmung der mit "Schmierfähigkeit" bezeichneten Eigenschaften eines Öles oder Schmierstoffes anderer Art beschäftigt die Fachwelt in umso höherem Maße, je mehr es der chemischen Industrie gelingt, teils mit, teils ohne Verwendung naturgegebener Ölprodukte Schmierstoffe der verschiedensten Struktur, Zähigkeit, Beständigkeit usw. durch synthetischen Aufbau zu züchten und für bestimmte Anwendungsfälle besonders geeignet zu machen. Nachdem einmal die laboratoriumsmäßige und industrielle Möglichkeit dazu erkannt war, sich von der Vorherrschaft der natürlichen Ölvorkommen zu befreien und damit von dem Vorhandensein ihrer Erbeigenschaften, ergibt sich eine Fülle von neuen Stoffen, die zwar den allgemeinen physikalischen Eigenschaften an einen Schmierstoff entsprechen, deren Bewertung für die Brauchbarkeit im technischen Schmierprozeß aber erst noch festgestellt werden muß.

Ebenso groß ist die Fülle der physikalischen und chemischen Methoden, die geeignet sind, gewisse Eigenschaften herauszustellen bzw. zu entfernen, die sich nachweislich als wichtig erweisen. Darüber besteht ein so umfangreiches Schrifttum, daß eine Aufzählung auch nicht annähernd möglich ist. Die vollzählichste Übersicht darüber findet sich in dem zweibändigen Bericht der Institution of Mech. Engineers über die Schmierungs-Tagung in London 1937 (Lubricants and Lubrications). Hierzu sind inzwischen neuere, in Deutschland entwickelte Methoden getreten.

Mit allen diesen Verfahren werden zweifellos irgendwelche physikalischen Eigenschaften mehr oder weniger exakt gemessen; die Frage ist nur, wie weit die so gewonnenen Aussagen für den eigentlichen t e c h n i s c h e n Schmiereffekt Bedeutung haben oder auf ihn übertragbar sind.

#### I. Die technische Schmierfähigkeit.

Es darf nicht übersehen werden, daß Schmierung immer einen t e c h n i s c h e n Prozeß darstellt, der an die kinematischen, konstruktiven und technologischen Eigenheiten der davon betroffenen Maschinenteile und Apparate gebunden ist, gleichviel ob es sich um den winzigen Zapfen eines feinmechanischen Getriebes oder um die gewaltigen Wellen einer Großmaschine handelt. Immer handelt es sich ferner darum, Kräfte von einem bewegten auf einen ruhenden Maschinenteil durch die Schmier-schicht zu übertragen, d.h. um einen Energie-Wanderungsvorgang, der im Hinblick auf die geringen Mengen und Abmessungen des eigentlich tragenden Schmierfilms eine ganz außerordentliche Beanspruchung dieser kleinsten Elemente darstellt und daher zu stürmischen Reaktionen thermischer, chemischer oder sonstiger intermolekularer Art führen muß. Es stellt sich hier eine solche Fülle von schwierigen Problemen, die alle in den Begriff der "Schmierfähigkeit" einmünden, daß man, von der technischen Seite her gesehen, zunächst eine Ordnung der Fälle nach größeren Gebieten vornehmen muß, um in einer ersten Annäherung die am



meisten typischen zu erfassen, ohne daneben die Kleinarbeit an den Sondergebieten zu vernachlässigen. Die beiden am häufigsten vorkommenden Grundfälle sind einmal die Gleitreibung im zylindrischen Zapfen oder ebenen Gleitflächen, andererseits die Wälzreibung an rollenden Zylinderflächen, mit oder ohne Überlagerte Gleitreibung. Erstere sind ferner dadurch gekennzeichnet, daß sie vorwiegend kontinuierlichen Charakter haben, letztere durch einen solchen von ausgeprägt intermittierender, periodischer Art.

Greift man diese beiden Gebiete heraus, so überdeckt man damit den weitaus häufigsten Teil aller technischen Schmiervorgänge; werden die Prüfmethode dann der konstruktiven Form dieser beiden Gebiete nach Möglichkeit angepaßt, so erfaßt man mit Sicherheit den wichtigsten Komplex der betrieblichen Vorfälle und - was besonders wichtig ist - die Art der dabei ins Gewicht fallenden Stömvorgänge.

Es darf nicht übersehen werden, daß alle diese und insbesondere die wichtigsten beiden Anwendungsgruppen nämlich stets mit bestimmten Strömungsformen verbunden erscheinen, also auch hydrodynamisch definiert werden müssen; vielmehr ist die Art der jeweils vorliegenden hydrodynamischen Beanspruchung von großer Bedeutung für die Tragfähigkeit und Grenzbelastung der Schmierflüssigkeiten. Dies gilt insbesondere für das Gebiet der sog. Flüssigkeitsreibung, aber auch bis in das Gebiet der Grenzreibung hinein, wenn auch hier noch andere Einflüsse hinzutreten.

Entfernt man sich also mit der gewählten Versuchsmethode zu weit von der im wirklichen Betriebe vorliegenden Strömungsart, so ist die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Praxis nicht ohne weiteres gegeben. Dies ist der Grund, warum an sich interessante Verfahren wie z.B. die Vierkugelmethode nach Boerlage, die Versuche von Thoma-Voitländer, der P.T.R. von Vieweg und Kluge und viele andere Verfahren wohl interessante, nur für den betr. Apparat vergleichsfähige Ergebnisse liefern, aber eine allgemein brauchbare Bestimmung der t-e-c-h-n-i-s-c-h-e-n Schmierfähigkeit nicht gestatten. Sie sind vorerst nur für reine Forschungszwecke von Nutzen.

Die übliche Messung der Zähigkeit im Viskosimeter ist demgegenüber von weit größerer praktischer Bedeutung. Da diese in den hydrodynamischen Ansätzen die einzige dort vorkommende physikalische Größe darstellt, ist ihr Einfluß im Gebiet der hydrodynamischen Schwimmreibung, soweit deren Voraussetzungen erfüllt sind, bestimmend für die Schmierfähigkeit in diesem Strömungszustand. Leider wird aber dieser Faktor dadurch beeinträchtigt, daß die Zähigkeit nicht nur von der Temperatur, sondern auch vom Druck stark abhängig ist und die Einbeziehung dieser Anhängigkeiten in die Rechnung zu unüberwindlichen mathematischen Schwierigkeiten führt. Außerdem aber wird in sehr engen Spalten die hydrodynamische Druckbildung sehr stark überlagert durch Oberflächenwirkungen und Strukturänderungen im Ölfilm; Diese Zustände der G-r-e-n-z-r-e-i-b-u-n-g, die an der Grenze



der Tragfähigkeit des Schmierstoffes und seiner molekularen Beständigkeit liegen, sind aber, wie neuere Forschungen gezeigt haben, für die Betriebssicherheit der Schmierung häufig geradezu entscheidend. Genau so, wie man bei der Festigkeitsuntersuchung metallischer Werkstoffe an die Belastungsgrenzen gehen muß, um ihre charakteristischen Eigenschaften zu erkennen, ist dies auch bei der Untersuchung der Tragfähigkeit eines Schmierfilms notwendig.

Die hydrodynamische Schmiertheorie lehrt, daß die Annäherung zwischen 2 aufeinander gleitenden oder wälzenden Flächen umso enger, die Filmdicke also umso kleiner wird, je größer die Belastung und je kleiner die relative Geschwindigkeit. Für jeden Film gibt es also bei gegebener Belastung eine untere "Grenzgeschwindigkeit", bei der er zusammenbricht, d.h. seine Tragfähigkeit aufhört. Diesen Zustand gilt es möglichst genau zu erfassen. Er liegt meistens weit im Gebiet der Grenzreibung, d.h. in derjenigen Phase des Schmiervorgangs, bei der noch kein metallischer Verschleiß, wohl aber vielfach schon eine Verfestigung des Ölfilms und eine strukturelle Änderung im Ordnungszustand der Moleküle auftritt. Hier zeigen sich, wie die zahlreichen Versuche ergeben, die charakteristischen Unterschiede sowohl der Schmierstoffe wie der angrenzenden Metallflächen besonders deutlich.

Von Bedeutung ist ferner die Art der Schmie-  
gung zwischen den aufeinander gleitenden oder wälzenden

Flächen. Der zylindrische Zapfen im Gleitlager stellt das eine Extrem, die Zahnflanke und das Wälzlager das andere dar. Bei letzterem können sehr hohe spezifische Pressungen nach Hertz bis zu  $10000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$  und darüber auftreten, die aber örtlich betrachtet, nur periodisch auftreten, während beim Gleitlager, wo die Pressungen  $1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$  selten übersteigen, stets ein örtlicher Beharrungszustand eingeregelt werden kann.

## II. Maschinen zur wirklichkeitsgetreuen Prüfung der Schmierfähigkeit.

Die vorausgegangenen Überlegungen haben dazu geführt, folgende Prüfmaschinen einzusetzen, nämlich

- 1) die Lagerprüfmaschine
- 2) das Zahnradprüfgerät.

Beide, ursprünglich zu anderen Aufgaben entwickelt, haben sich bei richtiger Anwendung als ausgezeichnete Geräte zur Untersuchung der Schmierfähigkeit im wirklichkeitsgetreuen technischen Bereich erwiesen.

### 1) Der Gleitlager-Versuch.

Als Lagerprüfmaschine kommt eine Bauart zur Anwendung, wie sie bereits in der Arbeit von N u o k e r : "Über den Schmiervorgang im Gleitlager" (Forschungsheft 352) beschrieben ist, jedoch in einem kleineren Modell für Zapfen von 60 mm  $\varnothing$  und 40 mm Breite (Bild 1). Die Versuchswelle ist zwecks größter



geschwindigkeiten gefahren. In der Regel genügt es, mit einer oberen Zapfengeschwindigkeit von ca. 3,14 m/sec zu beginnen und dann die Geschwindigkeit bis auf den kleinsten erreichbaren Wert derselben herabzuregeln. Der Augenblick des Filmzusammenbruchs kündigt sich deutlich durch das Blocken der Maschine und plötzliches Hochschnellen des Reibungsmomentes an. Voraus geht häufig schon ein sog. unsicheres Gebiet, in dem an der Reibungswaage Unruhe zu spüren ist. Mit genügender Vorsicht gelingt es aber, auch dieses Gebiet noch zu durchfahren und den Punkt der kleinsten, bei der vorliegenden Belastung noch gerade tragfähigen Filmdicke aufzunehmen.

Der Verlauf der Temperaturkurven liefert die Begrenzung nach oben, d.h. nach dem Gebiet höherer Geschwindigkeiten. Als obere Grenzbelastung, d.h. größte Tragfähigkeit wird diejenige angesehen, bei der der Temperaturanstieg noch innerhalb des gemessenen Geschwindigkeitsbereiches deutlich einem Beharungswert zustrebt, der noch unter der als zweckmäßig befundenen oberen Temperaturgrenze von  $80^{\circ}$  bleibt. Wird die Geschwindigkeit darüber hinaus noch gesteigert, so muß die Belastung ohnehin gesenkt werden, weil die Reibungsarbeit dann verhältnismäßig mit der Geschwindigkeit zunimmt.

Das Diagramm Bild 2 zeigt ein typisches Bild einer solchen Aufnahme, die mit einer Metall-Lagerschale einer bestimmten Legierung und dem Normalöl des Laboratoriums, Marke BC 8 der Rhenania-Ossag, gewonnen wurde. Der Eintrittsdruck des Öles

wurde mit 3,5 at. an der Pumpe konstant gehalten und 5 Belastungsstufen von 44,4 - 86,2 - 127,5 - 169 - 210 kg/cm<sup>2</sup>, bezogen auf die Projektion der tragenden Schalenfläche, durchgemessen. Das Lagerspiel beträgt einheitlich 0,25 mm, auf den Durchmesser bezogen.

Bei der niedrigsten Belastung von 44 kg/cm<sup>2</sup> zeigt der Verlauf der  $\mu$ -Kurve sehr schön den typischen Verlauf, der nach hydrodynamischen Gesetzen zu erwarten ist, nämlich Abstieg bis zu einem Umkehrpunkt, dann in der Grenzreibung steilen Anstieg bis zu einer kleinsten Endgeschwindigkeit von 0,08 m/sec. Erhöht man die Belastungen, so verflachen sich die  $\mu$ -Kurven immer mehr; das Grenzreibungsgebiet dehnt sich immer weiter aus, und die Grenzggeschwindigkeiten werden immer größer; auch das unsichere Gebiet dehnt sich immer weiter aus; bei der Höchstlast von 210 kg/cm<sup>2</sup> so weit, daß hier die Verwendbarkeit der kleinen Geschwindigkeiten bereits fraglich wird.

Soll nun eine Gruppe von Ölen verglichen werden, so werden stets Temperatur am Eintritt, Öldruck und Lagerspiel genau konstant gehalten, nur die Öle werden gewechselt. Die Welle bleibt stets dieselbe; es wird streng darauf gehalten, daß kein Fressen, d.h. Verschleiß eintritt. Es wird stets die gleiche Lagerschale verwendet. Will man aber den Einfluß verschiedener Lagerschalen-Werkstoffe einbeziehen, so empfiehlt es sich, vielleicht zwei extrem verschiedene Arten zu wählen, also z.B. W.M.80 und Preßstoff-Lagerschalen.



Grundsätzlich ergibt jede Paarung von Öl und Lager-  
schalen-Werkstoff ein verschiedenes Diagramm; es läßt sich aber  
praktisch gar nicht durchführen, z.B. bei einer Gruppe von 8 Ölen  
diese mit der viel größeren Zahl von Lagerwerkstoffen zu kombinie-  
ren; man beschränkt sich daher zweckmäßig auf deren eine oder zwei.

Wichtig ist auch die Messung des Öldurchflusses, der  
sog. "Ölschlipfigkeit" der Paarung. Die gemessenen Ölmengen werden  
in einem besonderen Diagramm (vergl. Bild 2) aufgetragen; sie  
steigen etwa linear mit der Drehzahl und ergeben fast immer das  
charakteristische Bild, daß hochtragfähige Paarungen nur einen  
geringen Öldurchsatz, schlecht tragfähige dagegen einen großen  
Öldurchsatz aufweisen.

Die Ergebnisse der Versuche an einer Ölreihe werden in  
Zusammenstellungen ähnlich Bild 3 verglichen, und zwar sind hier  
die bei der geringsten erreichbaren Geschwindigkeit gemessenen  
 $\mu$ -Werte, Ölmengen und die Werte  $v_{\min}$  selbst gegenübergestellt.  
Schon eine solche Gegenüberstellung ergibt höchst charakteristi-  
sche Kennzeichen. In Bild 3 ist beispielsweise eine Gruppe von 8  
Ölen ähnlicher Struktur, aber sehr verschiedener Zähigkeit ver-  
glichen, so, daß die leichtflüssigen links, die zähflüssigen mit  
steigender Zähigkeit nach rechts angeordnet sind.<sup>†)</sup> Man erkennt,  
daß die Mindestgeschwindigkeiten und die Öl-mengen mit wachsender  
Zähigkeit abnehmen, die Reibungszahlen  $\mu$  aber relativ wenig ab-  
weichen. Hierbei ist zu beachten, daß es sich einmal um Messun-

<sup>†)</sup> Eine Kurve der Zähigkeiten findet sich in Bild 6.

gen in der Grenzreibung handelt, dann aber der zahlenmäßige Wert von  $\mu$  nicht immer sehr genau zu bestimmen ist, weil bei der vorliegenden Bauart der Lagerprüfmaschine die Empfindlichkeit der auf Schneiden gelagerten Reibungswaage stark von der Belastung abhängt. Führt man aber eine Versuchsreihe bei gleicher Belastung durch, so kann man sehr wohl die  $\mu$ -Werte untereinander vergleichen, ohne daß man den absoluten Zahlenwert zu irgendwelchen Rückschlüssen heranzieht. Hierauf ist besonders hinzuweisen, da häufig bei Versuchen und in der Rechnung der Zahlengröße von  $\mu$  übertriebene Bedeutung zugemessen wird, die ihr bei der mangelnden Vergleichsfähigkeit der Meßapparaturen, aber auch praktisch gar nicht zukommt.

Schon die in Bild 3 enthaltene Gegenüberstellung zeigt qualitative Vergleichswerte, aus denen man bei einiger Erfahrung die relativen Eigenschaften einer solchen Gruppe ohne weiteres entnehmen kann. Es lassen sich daraus aber auch quantitative Kennzahlen ermitteln.

#### Quantitative Öl-Kennziffern.

Geht man von der Annahme aus, daß die hydrodynamischen Gesetze der Reibungstheorie auch im Bereich der Grenzreibung gültig bleiben, sofern man nur die entsprechende, an den Meßpunkten herrschende Temperatur und die dadurch gegebene Zähigkeit in Rechnung stellt, so kann man die Weite des engsten Spaltes berechnen, der durch die Verlagerung des Zapfens ent-



steht, ebenso den Verlagerungswinkel  $\alpha_0$ . Ist  $f$  das Lagerspiel, so stehen beide durch die Gleichung

$$h_0 = f(1 - \cos \alpha_0)$$

in Beziehung. Bei den Grenzgesehwindigkeiten handelt es sich immer um sehr kleine Verlagerungswinkel; man muß dabei und bei der Berechnung des engsten Spaltes natürlich die Oberflächenrauigkeiten mikroskopischer Art vernachlässigen, ebenso, wenn der Meßpunkt bereits im ansteigenden Ast der  $u$ -Kurve liegt, die darin wahrscheinlich bereits zum Ausdruck kommende Struktur-Wandlung des Ölfilms in engsten Spalten, d.h. u.a. die Änderung der Zähigkeit mit dem Druck. Diese Einflüsse sind vorerst rechnerisch nicht erfaßbar; es scheint aber auch nicht notwendig, wie das Ergebnis später zeigen wird.

In Tafel I sind für eine Versuchsreihe von 8 Ölen bestimmter Struktur die gemessenen Werte  $n_{\min}$  und die errechneten Werte  $\alpha_0$  und  $h_0$  eingetragen ( $h_0$  = Weite des engsten Spaltes), dazu die kinematischen Zähigkeiten  $\eta$  bei  $30^\circ$ . Für die Berechnung von  $h_0$  und  $\alpha_0$  sind jeweils die Zähigkeiten eingesetzt; die den bei  $n_{\min}$  gemessenen Temperaturen im Diagramm entsprechen.

Die Berechnung von  $\alpha_0$  bzw.  $h_0$  erfolgt nach einer Beziehung

$$\alpha_0^3 \cos \alpha_0 = \frac{6\eta R_1^2 \cdot U \cdot (I - \text{const})}{c^2 \cdot P/b}$$

worin  $c$  die Schmiegunszahl =  $\frac{f}{2}$  und  $I$  das Integral einer geome-

trischen Funktion des Verlagerungswinkels bedeutet, das für den vorliegenden Bereich einen konstanten Wert annimmt. Statt des absoluten Spiels  $c = \frac{\delta}{2}$  kann natürlich auch das relative Lagerpiel  $c/R$  eingeführt werden. Dieser Ansatz ist aus der vom Verfasser im Heft 4 der "Forschung im Ingenieurwesen" 1935, S.161 u. ff. entwickelten Methode hervorgegangen und gestattet, mit einem verhältnismäßig geringen Rechenaufwand die Werte  $\alpha_0$  bzw.  $h_0$  mit hinreichender Genauigkeit zu berechnen.

Grundsätzlich müßten kleinen Werten von  $n_{\min}$  auch kleine Werte von  $\alpha_0$  und  $h_0$  entsprechen. In Wirklichkeit wachsen aber wegen der größeren  $\eta$ -Werte in der Ölreihe beide Werte in der Richtung auf die hochviskosen Öle, es werden also größere Spaltweiten durch die größere Zähigkeit erzwungen. Hier ist z.B. in der leichteren Belastungsreihe für W.M.80 bei  $p = 44,4$  die unterste Grenze der Filmtragfähigkeit noch nicht erreicht; meßtechnische Schwierigkeiten verhindern aber ein weiteres Herunterregeln der Geschwindigkeit bei dem vorliegenden Antriebsmechanismus.

Die Filmdicke erreicht auch bei  $v = 0$  und  $\alpha_0 = 0$  niemals den Wert 0, wie es die Theorie voraussetzt, sondern es bleibt immer eine endliche Filmdicke erhalten, namentlich bei hochmolekularen Stoffen von großer Kettenlänge.

Es läßt sich nunmehr die Tragfähigkeit des Ölfilms an der kritischen unteren Grenze durch die beiden Größen

$h_0$  = engste Spaltweite und

$n_{\min}$  = kleinste erreichbare Drehzahl



so ausdrücken, daß sie  $h_0$  direkt proportional,  $n_{\min}$  umgekehrt proportional, etwa nach der Formel

$$\text{Filmtragfähigkeit } F_t = \frac{\text{Const.} \cdot h_0}{n_{\min}}$$

gesetzt wird, wobei die Konstante auch eine Meßgröße darstellt, die nur für den vorliegenden Apparat Gültigkeit hat. Setzt man z.B.

$$F_t = \frac{1000 \cdot h_0}{n_{\min}}$$

so kann man dadurch die relative Tragfähigkeit der Öle untereinander zum Ausdruck bringen bzw. sie auf ein Eichöl beziehen.

In Tafel II sind die entsprechenden  $F_t$ -Werte für die vorliegende Ölreihe zusammengestellt; eine graphische Übersicht gibt das Diagramm Bild 5.

Indessen kommt in dieser Kennzahl noch nicht die weiter oben erwähnte Tatsache zum Ausdruck, daß die bei den einzelnen Paarungen gemessenen Ölmengen, die durch das Lager bei sonst gleichmäßigen geometrischen Abmessungen fließen, stark verschieden sind und umso mehr abnehmen, je höher die Viskosität bzw. das Molekulargewicht ist. Es liegt also nahe, in die Kennziffer auch noch den spezifischen Öldurchsatz einzubeziehen.

Nachdem oben bereits der engste Spalt  $h_0$  berechnet war, läßt sich durch eine einfache Umrechnung auch die Weite desjenigen Spaltes finden, in dem der Öldruck nach der Theorie sein Maximum erreicht und  $\frac{dp}{dy} = 0$  wird. In diesem kann man eine reine laminare Parallelströmung voraussetzen, die an der Welle =  $U$ , d.h. der Umfangsgeschwindigkeit der Welle ist und nach der Lagerschale

hin linear auf 0 abfällt. Demnach ist hier die in den eigentlichen Tragspalt eingepumpte Ölmenge zu setzen:

$$Q^x = \frac{h_o^x \cdot U \cdot b}{2}$$

wenn  $h_o^x$  die Spaltweite im Druckscheitel und  $b$  die Lagerbreite bedeuten. Mit  $h_o^x = 1,226 \cdot h_o$ ,  $b = 4 \text{ cm}$ ,  $U = \frac{6 \pi n_{\min}}{60} \text{ cm/sec}$  =  $0,314 \cdot n_{\min}$  (Zapfenabmessungen 60 mm  $\phi$ , 40 Breite) wird

$$Q^x = \frac{h_o^x \cdot 0,314 \cdot n_{\min} \cdot 4}{2} = 0,77 \cdot h_o \cdot n_{\min}$$

Bezieht man nun die frühere Kennziffer  $F_t$  auf diese, im eigentlichen Sinne tragende Ölmenge und bildet den Ausdruck:

$$F_q = \frac{F_t}{Q^x}, \text{ so wird}$$

$$F_q = \frac{1000 \cdot h_o}{n_{\min} \cdot Q^x} = \frac{1000 \cdot h_o}{0,77 \cdot h_o \cdot n_{\min}^2} = \frac{1300}{n_{\min}^2} = \frac{\text{Const}}{n_{\min}^2}$$

wenn man die Meßzahl 1000 beibehält.

Damit fällt der gerechnete Wert  $h_o$  heraus und die neue Kennzahl

$$F_q = \frac{1300}{n_{\min}^2} \text{ bezieht sich nun nur noch auf die gemessene Größe}$$

$n_{\min}$ ; sie ist ihrem Quadrat umgekehrt proportional. Sie drückt

die auf den spezifischen Ölverbrauch

reduzierte Tragfähigkeits-Kenn-

ziffer aus. Auch sie hat natürlich nur relative Bedeutung

im Vergleich zu einem bestimmten Ausgangsöl. Ihr Aufbau ist aber

außerordentlich einfach und sie beruht auf einem meßbaren Wert.

Es erhellt daraus die Bedeutung, die der dem Filmzusammenbruch



unmittelbar vorausgehenden, eben noch erreichbaren Mindestdrehzahl für die Bedeutung der Tragfähigkeit des Öles zukommt.

Sie ist daher auch unabhängig von der gesamten durch das Lager strömenden Ölmenge, die ja auch gemessen wird, aber wegen des dreidimensionalen Charakters der Strömung nur schwer rechnerisch zu den geometrischen Abmessungen in Beziehung zu bringen ist.

In Tafel III sind die so errechneten  $\bar{F}_q$ -Werte zusammengestellt. Die mit einem Stern versehenen Werte zeigen an, daß bei den hier vorliegenden niederen Belastungen die Tragfähigkeit nicht ausgeschöpft werden konnte, weil es meßtechnisch nicht möglich war, die Grenzggeschwindigkeiten noch weiter herabzuregeln. Dagegen kommen bei W.M.80 und  $p = 127 \text{ kg/cm}^2$  die Kennwerte voll zum Ausdruck.

In Tafel IV sind alle Werte für W.M.80,  $p = 127,5$  und Kunstharz-Preßstoff mit  $p = 52,5$  auf das Öl 2 als Eichöl bezogen; der Unterschied der Tragfähigkeit kommt hier noch deutlicher zum Ausdruck.

Daß die Werte bei der Paarung Weißmetall gegen Stahl anders ausfallen als bei der Paarung Kunstharz gegen Stahl, liegt an der grundsätzlich zu beachtenden Tatsache, daß jeder Lagerwerkstoff gegenüber der Welle eine andere "Affinität" besitzt, die sich nur molekular-physikalisch, aber nicht hydrodynamisch deuten läßt. Bei den Kunstharzwerkstoffen ist außerdem der Belastungshöhe infolge der schlechten Wärmeleitfähigkeit und Tempe-

ratur-Empfindlichkeit eine viel niedrigere Grenze gesetzt.

Wieviel höher z.B. die Ölschlüpfigkeit der Paarung Kunstharz - Stahl gegenüber Weißmetall - Stahl ausfällt, zeigt das Diagramm Bild 4. Bei Kunstharz mußte der Öldruck auf 1 at. gegenüber 3,5 at. bei Weißmetall verringert werden, um annähernd die gleichen Ölmengen bei gleichem Spiel und gleicher Temperatur zu erzielen. Da die im eigentlichen, tragenden Spalt, also zwischen  $h_0$  und  $h_0^x$  durchgepumpten Ölmengen nur einen kleinen Bruchteil der gesamten Ölmenge ausmachen, die durch das Lager überhaupt fließt, kann man annehmen, daß der Gesamt-Durchsatz etwa der Wurzel aus dem Eintritts-Druck proportional ist. Reduziert man demnach die Ölmenge für W.M.80 durch 3,5 bei  $p = 44,4$ , so ergibt sich die untere Kurve der  $Q_{min}$ , die zeigt, wie stark die Ölschlüpfigkeit der beiden Paarungen verschieden ist. Das gilt für alle Ölarten, aber ebenso auch für andere Metall-Legierungen als W.M.80. Diese bei zahlreichen Versuchen immer wieder beobachtete Tatsache ist hydrodynamisch nicht zu erklären. Sie hat mit großer Wahrscheinlichkeit ihren Grund darin, daß die beim Einpumpen in den engen Spalt unter Druck bewirkten Orientierungsvorgänge der Ölmoleküle viel weiter reichen und sich auswirken, als etwa der Einfluß der Grenzflächenkräfte (Haftkräfte) selbst, deren Wirkung - wenigstens in freier Strömung - bisher immer nur auf 1 bis 2 Moleküllängen reichend angenommen wurde.

Zusammengefaßt läßt sich sagen: die hier entwickelten Kennziffern  $F_t$  und  $F_q$  geben - als Vergleichswerte betrachtet -



ein getreues Abbild der Tragfähigkeit, gemessen an wirklichkeitsgetreuen und wirklichkeitsnahen Zuständen der Gleitreibung.

Trägt man die Werte  $F_t$  und  $F_q$ , unter entsprechender Angleichung der Maßstäbe, in einem Schaubild über den einzelnen Ölen auf (Diagr. Bild 5) und dazu die Zähigkeiten, so ergibt sich daß der Verlauf der Kennziffern bei dieser Art Beanspruchung den Zähigkeitswerten mit großer Annäherung folgt. (Die Zähigkeitswerte sind für  $30^\circ$ , d.h. die stets gleiche Eintrittstemperatur eingesetzt; von dieser weichen die bei  $n_{\min}$  festgestellten Temperaturen nur wenig ab.)

Diese Übereinstimmung ist ein Beweis sowohl für die Richtigkeit der angestellten Messungen wie für die angewandte Methode; sie ist auch ein Beweis dafür, daß qualitativ die Gesetze der hydrodynamischen Strömungstheorie sich bis weit in das Gebiet der sog. Grenzreibung durchzusetzen scheinen, jedoch wie später gezeigt wird, nur für den Zustand der typischen Gleitlagerströmung und, was nicht übersehen werden darf, für die vorliegende Ölgruppe, die, abgesehen von dem Normalöl 2, gleichen strukturellen Aufbau, jedoch mit verschiedenen Molekulargewichten besitzt.

Auffallend ist dagegen, daß trotzdem die bei der Grenzgeschwindigkeit gemessenen  $\mu$ -Werte nicht der Stufung der Zähigkeiten bzw. Molekulargewichte folgen, vielmehr wenig von einander abweichen (vergl. Diagr. B.3). Da der  $\mu$ -Wert ein Ausdruck

für die i n n e r e Flüssigkeitsreibung, d.h. den inneren Gleitwiderstand der im Strömungssinn orientierten, zwischen den haftenden Grenzketten sich entlang schiebenden Molekülketten ist, besteht die Möglichkeit, ja Wahrscheinlichkeit, daß die untersuchte Gruppe in demjenigen physikalischen Effekt gleichartig ist, auf den die Größenordnung der inneren Reibung zurückzuführen ist, der aber nicht mit der Zähigkeit identisch zu sein braucht. Diese Möglichkeit besteht bei der vorliegenden Ölgruppe durchaus, da aber eine Untersuchung nach dieser Richtung zu noch wenig geklärten Problemen der Physikalischen Chemie führt, soll hier nicht weiter darauf eingegangen werden. Es wird aber anschließend gezeigt werden, daß es auch noch andere technische Meßmethoden gibt, mit denen andere spezifische Eigenschaften der Öle zu bestimmen sind, deren Kenntnis zur vollständigen Beurteilung der Schmierfähigkeit unter anderen Betriebszuständen geboten ist.

Für den Bereich der typischen Gleitlagerbelastung ist jedoch die Methode durchaus fruchtbar. Sie läßt sich ebensowohl auf den Vergleich verschiedener Metallpaarungen anwenden, was bereits mit Erfolg unter Beibehaltung immer des gleichen Öles geschehen ist und bei größeren Reihen bekannter Austausch-Werkstoffe eine sehr schöne Übereinstimmung mit den Erfahrungen der Praxis ergeben hat. Hierüber wird später berichtet werden. Auch der Einfluß verschiedener Oberflächenzustände, Spaltweiten etc. läßt sich auf diese Weise verdeutlichen. Die Vielfältigkeit der



Kombinations-Möglichkeiten ist aber so groß, daß mit den z.Zt. vorhandenen wenigen Hilfskräften und Einrichtungen immer nur ein Teil der Probleme angefaßt werden kann.

Aus den vorstehend geschilderten Versuchen geht auch noch folgende Überlegung hervor. Bei vielen mehr physikalisch orientierten Apparaten zur Bestimmung der Schmierfähigkeit wird häufig eine Reibungsziffer  $\mu$  als kennzeichnend für die Öleigenschaften festgestellt und als Vergleichswert benutzt. Diese Reibungsziffer  $\mu$  stammt aus der alten Coulomb'schen Regel  $R = P \cdot \mu$  oder  $\mu = \frac{R}{P}$ , wenn R die tangential wirkende Reibungskraft und P die dazu senkrechte äußere Last darstellt.

Nun läßt sich aber R in Wirklichkeit immer nur als das Integral der über den Reibungsspalt auftretenden, stark veränderlichen Schubspannungen, einmal an der bewegten, einmal an der ruhenden Fläche deuten, wobei diese beiden noch verschieden ausfallen. Dieses Integral bezieht sich aber auf eine verwickelte Funktion von der Form

$$R = \frac{r \cdot \eta \cdot U}{\alpha_0 \cdot c} (f\varphi)$$

worin, wie eingangs angegeben,  $c$  den Schmiegungsfaktor und  $f(\varphi)$  eine nicht einfache trigonometrische Funktion des den eigentlichen Schmierpalt umfassenden Winkels, d.h. dessen Ausdehnung bedeutet. Ändern sich diese Werte, so ändert sich auch jedesmal der Wert von R bzw.  $\mu$ . Es ist also ein Unterschied, ob man etwa einen Gleitklotz oder eine Nadel gegen eine umlaufende Ebene

Scheibe drückt oder 2 Zylinder achsparallel oder mit gekreuzten Achsen aufeinander wälzen läßt oder welche geometrischen Beziehungen sonst vorliegen. Jedesmal entsteht ein anderer Wert von  $\mu$ . Alle diese Werte, so exakt sie auch gemessen werden können, sind also niemals untereinander vergleichsfähig. Sie können daher auch keine gleichen Ergebnisse über die Öleigenschaften liefern, ganz abgesehen davon, daß auch die Grenzreibungs-Erscheinungen dabei sich verschieden äußern können.

Die Reibungsziffer  $\mu$  darf also immer nur auf den jeweils vorliegenden Apparat bezogen werden, und es erhellt daraus deutlich die eingangs betonte Notwendigkeit, die Meßmethode strömungsmäßig möglichst genau den wirklichkeitsgetreuen, praktisch-technischen Verhältnissen anzupassen, Erst, wenn die Schichtdicke auf etwa einmolekulare Größe absinkt, also den Charakter eines Epilamens annimmt, gewinnt der Reibungswert wieder einen der Coulomb'schen Regel entsprechenden konstanten Charakter [5].

## 2. Die Tragfähigkeit im Zahnradprüfgerät.

Im Laboratorium des Verfassers wurde schon vor einigen Jahren ein Prüfgerät entwickelt, das gestattet, an laufenden Zahnradern unter Belastung den Ablauf der Reibungskräfte tangential zur Zahnflanke und die senkrecht dazu wirkenden Kräfte im Oszillographen aufzunehmen und abzubilden. Darüber ist in Heft 25 [1] und 59 [2] der "Deutschen Kraftfahrtforschung" ausführlich



berichtet worden. Ursprünglich zur Untersuchung der allgemeinen Kraftwirkungen an Zahnflanken und der Geräuschbildung entwickelt, erwies sich das Gerät sehr bald als ein ausgezeichnetes Mittel, nicht nur die Genauigkeit der Verzahnung, sondern auch die Wirkung verschiedenartiger Schmierstoffe zu prüfen. Hierauf hatte schon D i e t r i c h<sup>[1]</sup> hingewiesen und u.a. die bemerkenswerte Tatsache festgestellt, daß mit wachsender Zähigkeit die Reibungsausschläge abnehmen; im Gegensatz zu der verbreiteten Anschauung, daß sie mit s i n k e n d e r Zähigkeit abnehmen müßten. Diese Versuche wurden weiter ausgebaut durch Einbeziehung der dosierten Schmierung, worüber P i e t s c h<sup>[2]</sup> ausführlich berichtet hat. Verteilt man eine genau bemessene Schmierstoffmenge, in der Regel 1 bzw. 5 cm<sup>3</sup>, nach sorgfältiger Reinigung der Zahnflanken ganz gleichmäßig auf alle Zahnflanken, so kann man an dem Ablauf des Reibungsdiagrammes die im Laufe der Zeit eintretende "Abnutzung" des Schmierfilms zeitlich genau verfolgen. Im frisch geschmierten Zustand erhält man das gleiche Laufbild wie bei Tauchschmierung. Nach einer gewissen Zeit, d.h. eine entsprechenden Zahl von Lastwechseln zeigt das Oszillogramm an einzelnen, dann an allen Flanken starke unregelmäßige Reibungssprünge; diese machen sich außerdem durch das Auftreten von Reibrost an den Flanken bemerkbar. Da die so gemessenen Zeiten sich etwa zwischen 2 bis 60 Minuten bewegen, können sie hinreichend genau gemessen werden. Sie sind für jedes Öl charakteristisch und stellen gewissermaßen die "Dauerfestigkeit" des Ölfilms dar.

Die hier vorliegende Prüfung ist wiederum eine wirk-

lichkeitsgetreue, und zwar unter den der Zahnbelastung eigentümlichen Verhältnissen. Sie umfaßt damit wiederum ein weites Gebiet der praktischen Schmierungstechnik, und zwar ein sehr wichtiges. Die Beanspruchung ist einmal eine periodische, insofern jeder Zahn nur in kurzen Intervallen im Eingriff steht. Die auftretenden Pressungen, auf der Grundlage der Hertz'schen Spannungen berechnet, nehmen sehr große Werte an (bis zu  $10000 \text{ kg/cm}^2$ ), müssen also in sehr engen Spalten, d.h. im ausgesprochenen Grenzreibungsgebiet vom Schmierfilm aufgenommen werden. Wieweit in diesen engen Spalten von molekularer Größenordnung die hydrodynamischen Gesetze noch gelten, ist unsicher; darüber hat schon P e p - l e r [3] in einer früheren Arbeit Untersuchungen angestellt.

Kinematisch sind nun die relativen Bewegungsverhältnisse zwischen den Zahnflanken dadurch interessant, daß der Gleitbewegung immer eine Wälzbewegung überlagert ist; im Teilkreis liegt sogar nur eine reine Rollbewegung vor. Über die eigenartige Form der Wälzbahnen gibt die Arbeit von P i e t s c h [2] S.14 ein deutliches Bild. Danach findet beim Abwälzen ständig ein Losreißen der mit hoher Pressung angedrückten Schmierschichten statt da der Lastangriffspunkt ständig weiter wandert. Hierbei wird die Schmierschicht also auf eine Art von "Zugfestigkeit" beansprucht, die sich zweifellos auf den molekularen Zusammenhang der Schicht anders auswirken als eine reine Gleitbewegung.

Setzt man nun für eine Ölreihe die so gemessenen Lebensdauerzeiten in Beziehung zu einem Einheitsöl, so ergeben die so gefundenen  $\zeta$ -Werte eine neue Kennziffer, die für die hier vor-



liegende Art der Beanspruchung charakteristisch ist. Die Untersuchungen von P i e t s c h [2] haben bereits gezeigt, daß diese Werte quantitativ mit den  $\eta$ -Werten nicht mehr in Einklang zu bringen sind. Das wird bestätigt durch gleichartige Versuche an der neueren Ölreihe, die im ersten Teil bei Gleitlagerversuchen verwendet wurde. Zeigten dort die Kennziffern  $F_t$  bzw.  $F_q$  einen sehr deutlichen Zusammenhang mit der Zähigkeit, so zeigt die Gegenüberstellung der (absoluten) Lebensdauerwerte  $R_o$  mit der Zähigkeit (Bild 6) ein ziemlich unabhängiges Verhalten. Nur die beiden letzten, hochviskosen Öle 7 und 8 zeigen bei stärkerer Dosierung einen deutlicheren Anstieg; dabei ist aber zu beachten, daß dieselben natürlich eine größere Klebfähigkeit besitzen und dadurch nicht so leicht von der Flanke abgeschleudert werden können.

Ebenso ergeben die gemessenen Reibungsausschläge mit leicht fallender Tendenz ebensowenig eine Abhängigkeit von der Zähigkeit wie die des Vergleichs halber ebenfalls eingetragenen Werte  $\mu$  bei  $n_{min}$  der Gleitlagerversuche.

Hieraus ist zu folgern, daß mit dieser Versuchsmethode andere physikalische Eigenschaften der Prüföle betroffen werden als im Gleitversuch. Es kann also sehr wohl eine Ölgruppe bei Gleitbeanspruchung genau der Zähigkeit folgende Kennziffern ergeben, ohne daß sie die gleiche Bewertung bei der andersgearteten Beanspruchung im Abreißzustand ergibt, d.h. Rückschlüsse für die Tragfähigkeit im Zahnradgetriebe oder ähnlich liegenden Fällen zuläßt. Daraus, daß die hier vorliegenden Öle sich gegenüber der

Zahnflanken-Beanspruchung praktisch gleichartig verhalten, gegenüber der Gleitbeanspruchung aber gemäß ihrer Zähigkeits-Stufung, ist wiederum der Schluß erlaubt, daß sie einen gleichen strukturellen Effekt enthalten, der auf die Gleitbeanspruchung anspricht, auf die Wälzbeanspruchung aber nicht, obwohl ihre Molekulargewichte und Zähigkeiten stark verschieden sind.

Daß die Zähigkeit bzw. die damit gleichlaufenden Kennziffern der Gleitbeanspruchung nicht die gleiche Bedeutung für die Tragfähigkeit im Abreißzustand haben, geht besonders deutlich aus folgender Gegenüberstellung hervor. Bei einer Dosierung von  $1 \text{ cm}^3$ , 100 Umdreh. je Min. und 47 kg Zahnbelastung der gleichen Versuchsräder wurde ein Schmierstoff gänzlich anderer chemischer Struktur untersucht, dessen Zähigkeit etwa der des Öles 4 der Reihe entspricht (Schmierstoff X). Bei ihm betrug die Lebensdauerzeit  $R_0$  55 Minuten gegenüber 13 des Öles 4, die Reibungsamplitude  $T_{\max}$  3,5 mm gegenüber 13 mm bei Öl 4.

In Bild 6 ist der betr. Punkt für  $R_0$  bzw.  $T_{\max}$  bei dem Öl gleicher Zähigkeit eingetragen; der Unterschied bei vollkommen gleichen Betriebsbedingungen springt in die Augen. Noch deutlicher wird derselbe, wenn man die Oszillogramme selbst ins Auge faßt. Bei sämtlichen Ölen der Reihe 1 - 8 fallen die Oszillogramme, von deren Wiedergabe hier abgesehen ist, völlig gleichartig aus, ähnlich den Oszillogrammen 4 und 5 S. 18 der Arbeit P i e t s c h [2]. Nur die maximalen Amplituden  $T_{\max}$  unterscheiden sich in dem im Bild 6 gekennzeichneten geringfügigen Ausmaß. Das Öl X dagegen



liefert ein Oszillogramm ähnlich Osz. 15 auf S. 20 der genannten Arbeit, mit kleinen Aussohlagen und Abdämpfung der Schwingungen. Dies ist ein Beweis dafür, daß bei diesem Stoff ein Struktur-Effekt vorliegt, der gestattet, die verhältnismäßig geringe Zähigkeit mit der hohen Dauerfestigkeit eines Öles, dessen Zähigkeit etwa 10-mal so hoch ist, zu vereinigen.

Es ist bisher kein anderes technisches Verfahren gefunden worden, das gestattet, solche Effekte deutlich zu machen, und es leuchtet ein, daß daraus für den strukturellen Aufbau neuer, namentlich synthetischer Öle wertvolle Fingerzeige gewonnen werden können, und zwar, wie immer wieder betont werden muß, unter betriebsgetreuen Verhältnissen. Der Gedanke, Zahnradgetriebe auch zur Ölprüfung zu benutzen, ist wohl schon mehrfach ausgenutzt u.ä. von der Zahnradfabrik Friedrichshafen. Es handelt sich dabei aber immer um die Messung des Energie-Aufwandes ganzer Getriebegruppen. Dabei wird der eigentliche Schmiervorgang im tragenden Spalt an der Flanke aber stark überlagert von Planschwirkungen, Pumperscheinungen usw. Erst die Anwendung des Oszillographen gestattet, mit der hier verwandten Apparatur den eigentlichen Reibungsvorgang für sich herauszuschälen. Die Versuche stellen erst einen Anfang dar und können sicher noch verfeinert werden; insbesondere sollten sie auf höhere Belastungen und Drehzahlen ausgedehnt werden. Immerhin entspricht die hier aufgebrachte Belastung bei dem benutzten Räderpaar bereits einer Hertz'schen Pressung von ca.  $3000 \text{ kg/cm}^2$ .

Die gleiche Methode gestattet übrigens auch sehr schön, den Grad der Verschlechterung der Schmierfähigkeit zu bestimmen, wie er etwa in der Wanne eines Brennkraftmotors durch Verdünnung mit Benzindämpfen eintreten kann. Im Diagramm-Bild 7 sind ein normales Öl, etwa Öl 4 der Reihe 1 - 8 (obere Kurve) und ein anders aufgebauter Stoff (untere Kurve) neuer Art gegenübergestellt. Das Bild zeigt deutlich bei dem ersten Öl die starke Abhängigkeit vom Benzinzusatz, beim zweiten die fast völlige Unempfindlichkeit. Auch daraus können für die Ölsynthese wertvolle Richtlinien gewonnen werden.

### III. Versuche nach der Abreißmethode.

Da die hier bisher geschilderten Versuche noch ziemlich zeitraubend sind und namentlich bei den Gleitlager-Versuchen immer größere Mengen von Öl benötigt werden, liegt der Wunsch nahe, einfache Schnellprüfungsmethoden zu finden, die gestatten, im Laboratoriums-Versuch zunächst anfallende kleine Mengen der großen Vielzahl von möglichen Stoff-Kombinationen schnell im Groben zu prüfen. Diesem Zweck dient die im Heft 2 der Forschung 1941 S.74 beschriebene Methode [4]. Hierbei werden bekanntlich zwischen ebenen Platten die Prüföle nach vorherigem Andrücken (Kontaktzustand) durch Abreißen in senkrechter oder tangentialer Richtung auf Zug- bzw. Schubfestigkeit geprüft, indem bei gegebener Abreißspannung  $\sigma$  die Abreißzeit  $t$  gemessen wird. Hierbei ergab sich stets eine Gesetzmäßigkeit von der einfachen Form



$$\sigma_z \cdot t_z = \eta_z \text{ bzw. } \sigma_s \cdot t_s = \eta_s = \text{Const.}$$

Die sog. Abreißzähigkeit  $\eta_z$  bzw.  $\eta_s$  hat die Dimension der Zähigkeit ( $\frac{\text{kg sec}}{\text{cm}^2}$ ) und stellt eine der im Viskosimeter gemessenen üblichen Zähigkeit äquivalente Größe dar. Bezieht man sie aber auf die kinematische Zähigkeit  $\eta$  und bildet die Quotienten  $\psi_z = \frac{\eta_z}{\eta}$  bzw.  $\psi_s = \frac{\eta_s}{\eta}$ , so stellen diese eine für alle Temperaturen gleiche, dimensionslose Kennziffer dar, die für jedes Öl einen bestimmten Wert annimmt. Diese Werte stellen keine absolute physikalische Größe dar, da sie stark von der mikrogeometrischen Beschaffenheit der Platten-Oberflächen abhängen; sie können also auch vorerst bei gleichen Versuchsbedingungen nur als Vergleichswerte benutzt werden, namentlich auch in der Form, daß man ihren Quotienten  $\nu = \frac{\psi_z}{\psi_s}$  bildet, d.h. also das Verhältnis der Zugfestigkeit zur Scherfestigkeit bestimmt.

Die eigentliche physikalisch-chemische Bedeutung dieser Kennziffern unterliegt z.Zt. noch eingehenden Untersuchungen in einschlägigen Instituten, wobei insbesondere die Begriffe Haftfähigkeit, Oberflächenspannung und Kohäsionsdruck eine Rolle spielen, ebenso Orientierungs-Effekte.

Bei der hier wiederholten Ölreihe 1 - 8 liegen (mit Ausnahme des aus der Reihe fallenden Eichöles 2) bezeichnender Weise die  $\psi_z$ - und  $\psi_s$ -Werte praktisch auf fast gleicher Höhe, zeigen sich also unabhängig von der Viskositäts-Stufung, genau wie die Werte  $R_0$ ,  $\mu_{\min}$  und  $T_{\max}$ .

Sehr interessante Zusammenhänge dieser Art ergeben sich bei folgendem Beispiel. Ein chemisch genau definierter Schmier-

stoff, der in Wasser löslich ist, also keine Emulsion bildet, wurde zunächst in der Lagerprüfmaschine auf seine Schmierfähigkeit untersucht und diese als ausgezeichnet befunden mit Kennziffern, die seiner Zähigkeitslage etwa entsprechen, allerdings auch hier schon etwas höher liegen.

Verdünnt man nun den reinen Stoff in steigendem Verhältnis mit destilliertem Wasser, so ändern sich die im Zahnrad- bzw. Abreißversuch gewonnenen Kennwerte in der Art, wie es die folgenden Bilder zeigen. In Bild 8 sind einmal die Zähigkeiten bei  $30^\circ$  über dem volumetrischen Verdünnungsverhältnis aufgetragen sodann die Werte  $\psi_z$  und  $\psi_s$  sowie deren Quotient  $\psi = \frac{\psi_z}{\psi_s}$  und zwar bezogen auf den reinen Stoff als Einheitswert (= 1 gesetzt). Man sieht, daß, während die Zähigkeit mit wachsendem Wasserzusatz stetig abnimmt, die  $\psi_z$ -Werte ( $\psi_z = \frac{\eta_z}{\eta}$ ) und ebenfalls die  $\psi_s$ -Werte zunächst steil anwachsen, dann über einen gewissen Bereich konstant bleiben und dann mit deutlichen Knicken bei ca. 35 % bzw. 50 % Wasserzusatz wieder steil ansteigen. Da die  $\psi$ -Werte das Verhältnis der Abreißzähigkeit zur Viskosimeterzähigkeit  $\eta$  bedeuten, kommt darin im ersten Teil des Bereichs das Absinken von  $\eta$  zum Ausdruck, im mittleren und späteren Teil aber nicht mehr, da namentlich im Gebiet der Verdünnung von 35 bis 65 % Vol.-% Wasser die Zähigkeit nur noch geringfügig abnimmt.

Da nun jedes Mischungsverhältnis einen bestimmten definierten Schmierstoff für sich darstellt, erkennt man hieraus besonders deutlich, daß die Abreißzähigkeiten nicht eine einfache Funktion der viskosimetrischen Zähigkeit sein können, sondern



anderen, intermolekularen Effekten folgen.

Die gleichen Unstetigkeiten ergibt Bild 9, in dem die im Zahnradversuch gemessenen Lebensdauer-Zeiten  $R_0$  in absoluten Werten über dem Mischungsgrad aufgetragen sind. Auch hier zeigen sich deutliche Knicks bei 35 bzw. 50 % vol. Mischung.

In Bild 10 sind die Reibungsauslässe, die der mittleren Reibungsziffer entsprechen, für verschiedene Arten der Dosierung aufgetragen. Hier zeigt sich eine stetige Zunahme der Reibungswerte mit zunehmendem Wassergehalt, also *a b n e h m e n* - *d e r* Zähigkeit so deutlich, daß dadurch diese schon früher erwähnte Tatsache <sup>[1][2]</sup> hier noch einmal eine unzweideutige Bestätigung findet. Das ist wiederum ein Beweis dafür, daß bei der im Zahnradversuch vorliegenden Grenzreibung die hydrodynamischen Gültigkeiten sich umkehren; nebenbei bemerkt auch ein Beweis dafür, daß die Schmierstoffe hoher Zähigkeit im Zahnradbetrieb günstigere Reibungsverhältnisse ergeben als solche mit geringer, und zwar ganz abgesehen von der jeweiligen chemischen Struktur des Schmierstoffes.

Bei den gewöhnlichen naturgegebenen Ölen, deren chemische Zusammensetzung an sich schon außerordentlich verwickelt ist und durch Mischungen noch verwickelter wird, lassen sich solche vergleichenden Feststellungen schwer treffen; in Wasser sind sie nicht löslich und bilden Emulsionen. Dagegen gestattet das Verfahren der Zahnrad- und Abreißprüfung sehr wohl, bei der Schmierstoff-*S y n t h e s e*, wo es sich um definierte Abwandlungen in der chemischen Struktur handelt, schnell eine größere Reihe mit

verschiedenem, molekularem Aufbau untereinander zu vergleichen. Das wäre immerhin eine wesentliche Erleichterung in der Auswahl der großen Zahl von möglichen Kombinationen.

#### Zusammenfassung.

Der Zweck der vorstehenden Darlegungen war es nicht, zahlenmäßige Ergebnisse über die technische Schmierfähigkeit dieser oder jener Stoffe vorzulegen, sondern technische Methoden mit technischen Meßgrößen aufzuzeigen, mit denen derartige Werte unter solchen Versuchsbedingungen gewonnen werden können, die den wirklichen Verhältnissen eines technischen Schmiervorganges möglichst nahekommen. Dieser Zweck wurde bei den Lager- und Zahnradversuchen bereits in erheblichem Umfange erreicht; die ebenfalls herangezogenen Abreißversuche werden zur Ergänzung herangezogen, um gewisse strukturelle Eigenschaften der Schmierstoffe zu erkennen. Um sie unmittelbar auf den Schmiereffekt übertragen zu können, bedarf es noch eingehender physikalischer Grundlagenforschung; vorerst gibt ihre statistische Erfassung schon gewisse relative Vergleichsmöglichkeiten.

Eine - im physikalischen Sinne - exakte oder absolute Definition des Begriffes "Schmierfähigkeit" gibt es noch nicht und wird es wahrscheinlich nicht geben. Damit wäre der Technik auch an sich wenig geholfen, selbst wenn man sich im Verlauf der weiteren Forschung auf einen solchen Begriff quantitativer Art einigen sollte. Für die praktische Schmiertechnik wird eine Beziehung auf die besonderen Anforderungen der Anwendung immer notwendig bleiben. Hierin beruht die Besonderheit der vorstehend beschriebenen Methoden.



Tafel I.

Öl	1	2	3	4	5	6	7	8
WM 80 (p=44,4)								
$n_{\min}$ =	55	44	40	35	20	20	20	20
$h_o$ =	1,63	1,68	1,36	1,96	2,07	2,38	4,64	6,4 $\mu$
$\alpha_o$ =	9°13'	9°26'	8°29'	10°9'	10°26'	11°12'	15°40'	18°20'
WM 80 (p=127,5)								
$n_{\min}$ =	435	130	240	135	80	50	30	20
$h_o$ =	2,0	1,39	1,96	1,98	1,80	1,81	2,04	2,74 $\mu$
$\alpha_o$ =	10°20'	8°34'	10°10'	10°8'	9°45'	9°47'	10°20'	12°
Gerohlex (p=52,5)								
$n_{\min}$ =	275	150	175	90	55	35	20	20
$h_o$ =	2,64	2,5	2,4	2,93	3,26	3,26	3,5	6,0 $\mu$
$\alpha_o$ =	12°40'	12°30'	12°10'	12°35'	13°	13°	13°30'	17°50'

Tafel II.

 $F_t$  - Werte:

Öl	1	2	3	4	5	6	7	8
WM 80 p=44,4	29,5	38	39	56	103	119	230	330
WM 80 p=127,5	4,6	10,7	8,15	14,7	22,5	35,5	68	137
Gerohlex p=52,5	9,6	16,6	13,7	32,6	59	93	175	300

Tafel III.

1) WM 80,  $p = 44,4$ 

$\phi_1$	1	2	3	4	5	6	7	8
$n_{\min}$ =	55	44	40	35	20	20	20	20
$n_{\min}^2$ =	3025	1936	1600	1225	400	400	400	400
$F_q = \frac{1300}{n_{\min}^2} =$	0,43	0,67	0,81	1,06	3,25	3,25 <sup>+</sup>	3,25 <sup>+</sup>	3,25 <sup>+</sup>

2) WM 80,  $p = 127,5$ 

$\phi_1$	1	2	3	4	5	6	7	8
$n_{\min}$ =	435	130	240	135	80	50	30	20
$n_{\min}^2$ =	189225	16900	57600	18225	6400	2500	900	400
$F_q = \frac{1300}{n_{\min}^2} =$	0,0069	0,077	0,0225	0,071	0,203	0,517	1,44	3,23

3) Gerohlex,  $p = 52,5$ 

$\phi_1$	1	2	3	4	5	6	7	8
$n_{\min}$ =	275	150	175	90	55	35	20	20
$n_{\min}^2$ =	75625	22500	30625	8100	3025	1225	400	400
$F_q = \frac{1300}{n_{\min}^2} =$	0,017	0,0572	0,0423	0,16	0,397	1,05	3,23 <sup>+</sup>	3,23 <sup>+</sup>

(In der Gleichheit der letzten Werte <sup>+</sup>) kommt zum Ausdruck, daß die wirklich geringste Drehzahl aus mestechnischen Gründen nicht ausgeschöpft werden konnte.)



Tafel IV.

Relative Werte von  $F_Q$  bezogen auf Öl 2 = 1

Öl	1	2	3	4	5	6	7	8
WM 80 p = 44,4	0,635	1	1,18	1,57	4,82 <sup>+</sup> )	4,82 <sup>+</sup> )	4,82 <sup>+</sup> )	4,82 <sup>+</sup> )
WM 80 p = 127,5	0,09	1	0,292	0,92	2,64	6,7	18,7	42
Gerohlex p = 52,5	0,297	1	0,74	2,8	6,95	18,4	56,7	56,7 <sup>+</sup> )

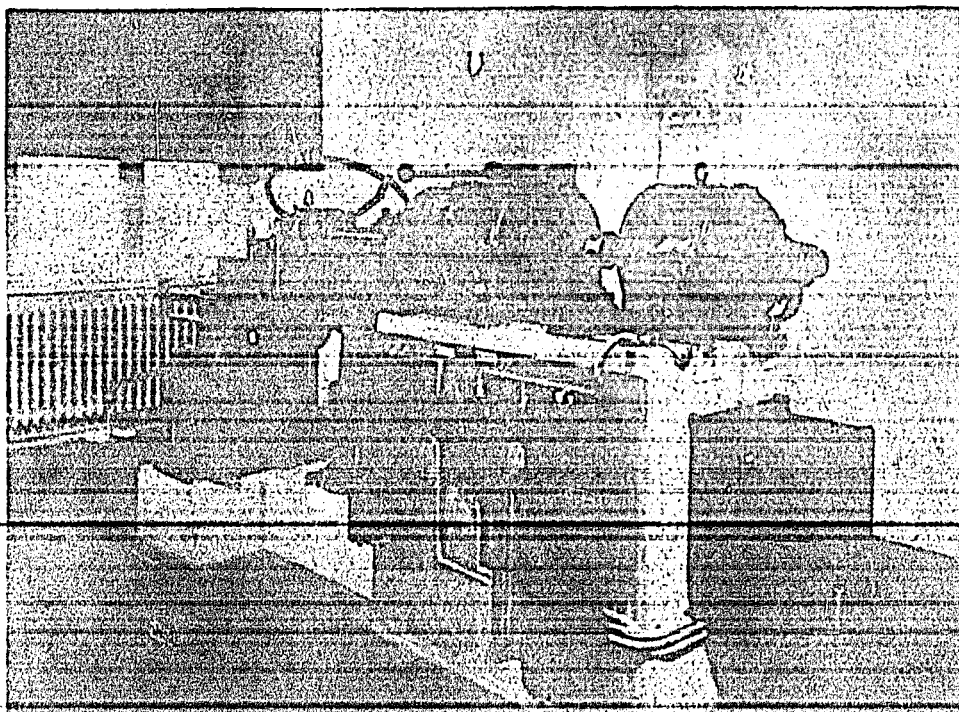


Bild 1. Lagerprüfmaschine Prof. Heidebroek

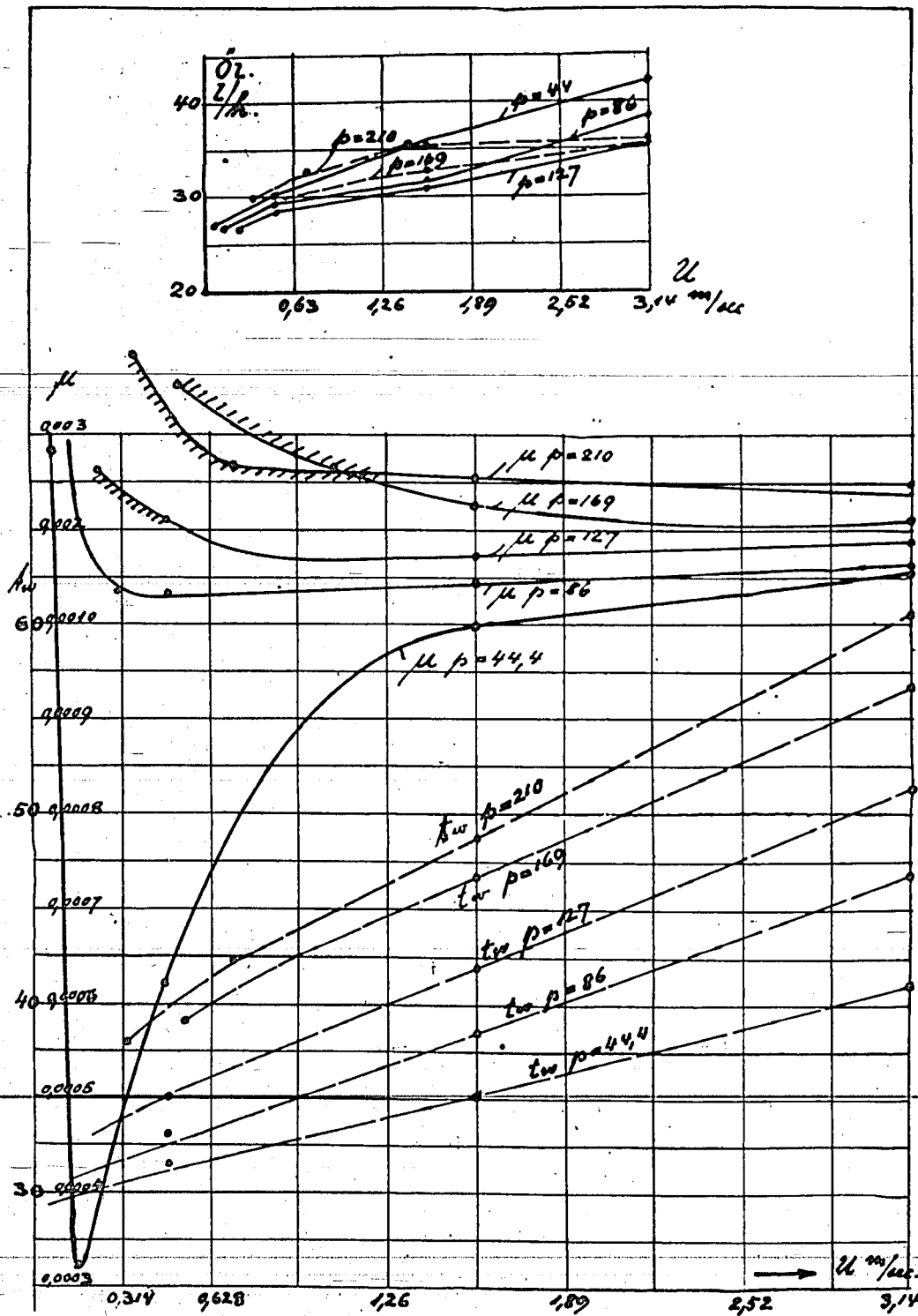
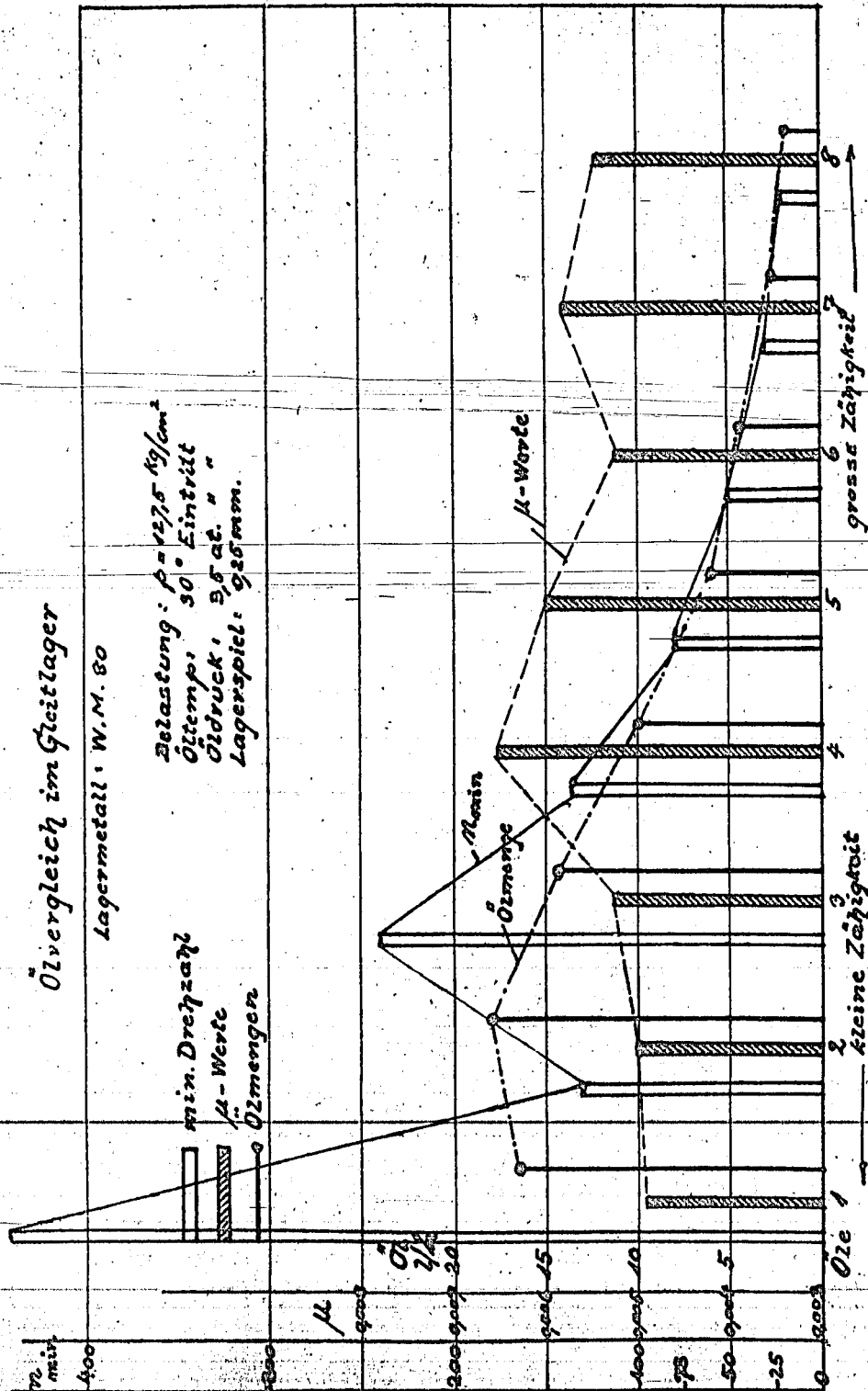


Bild 2.





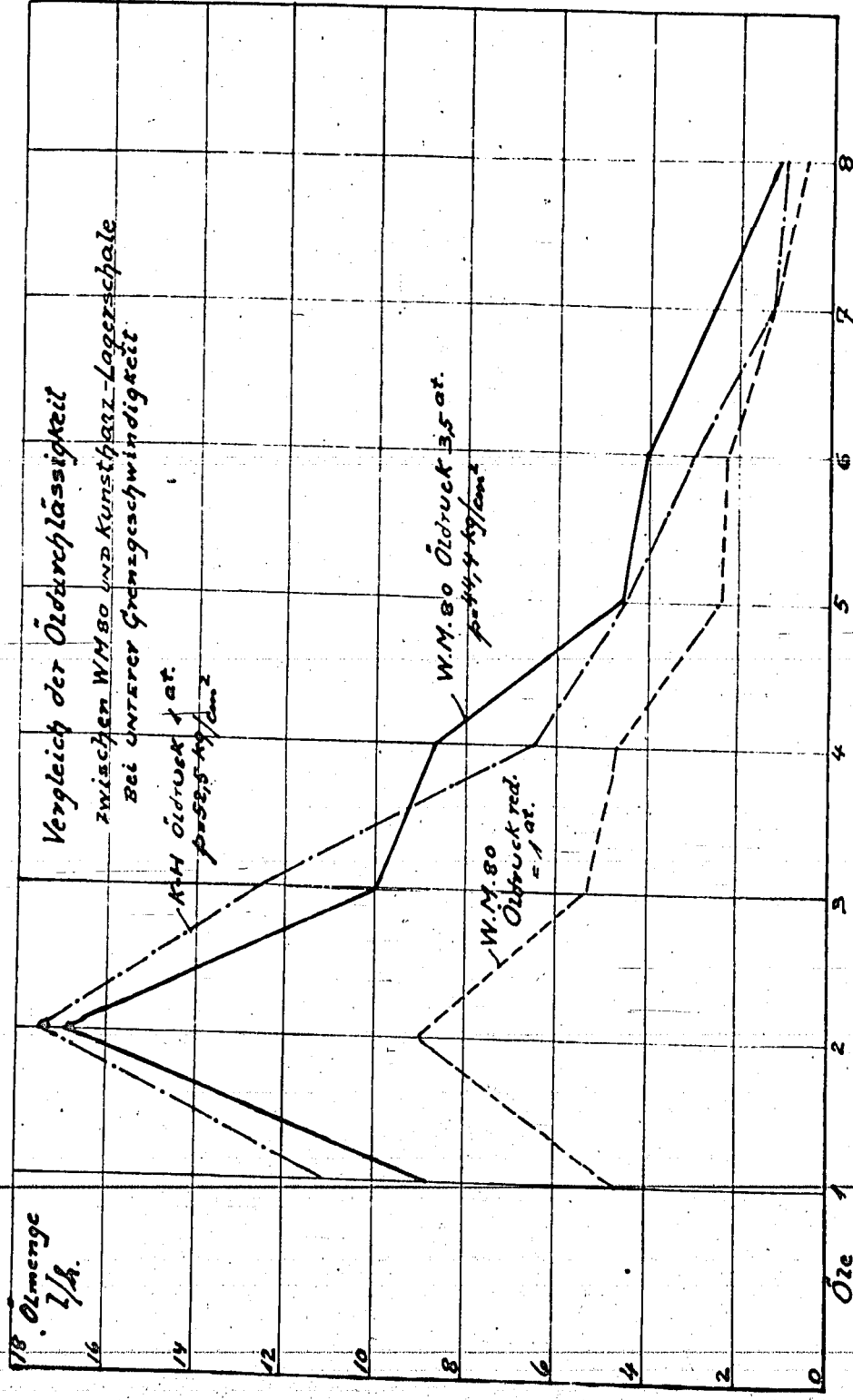


Bild 4



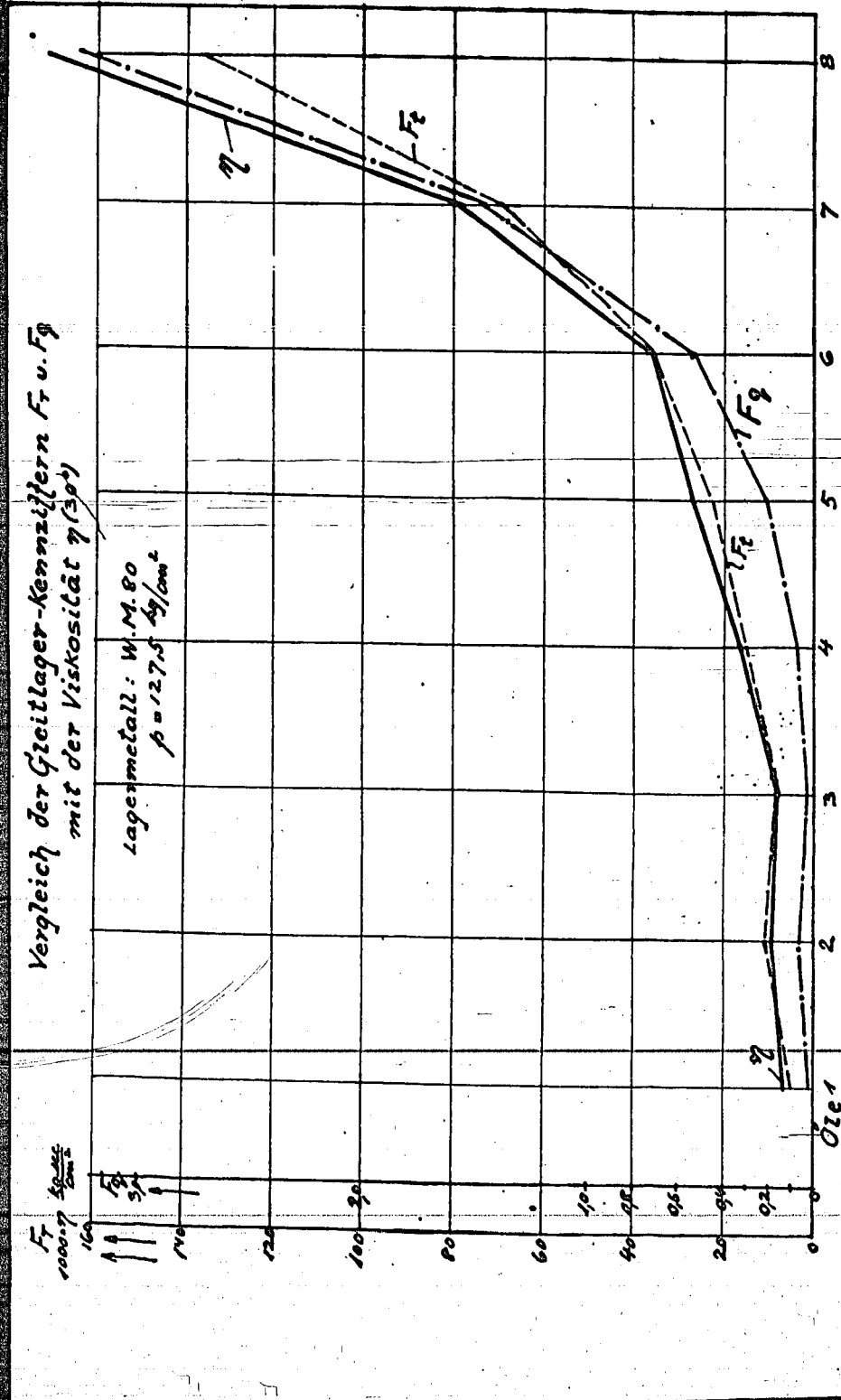


Bild 5

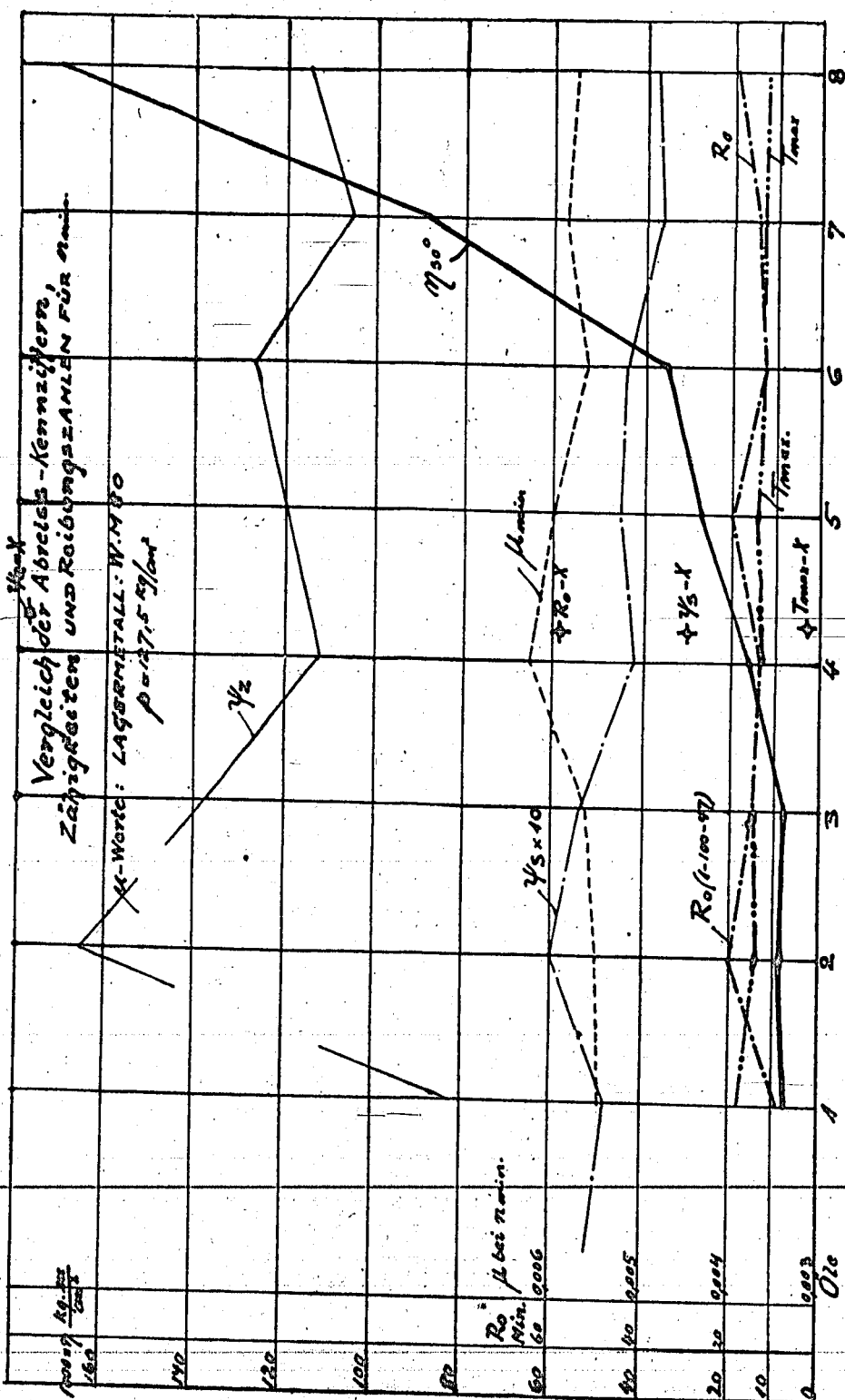


Bild 6



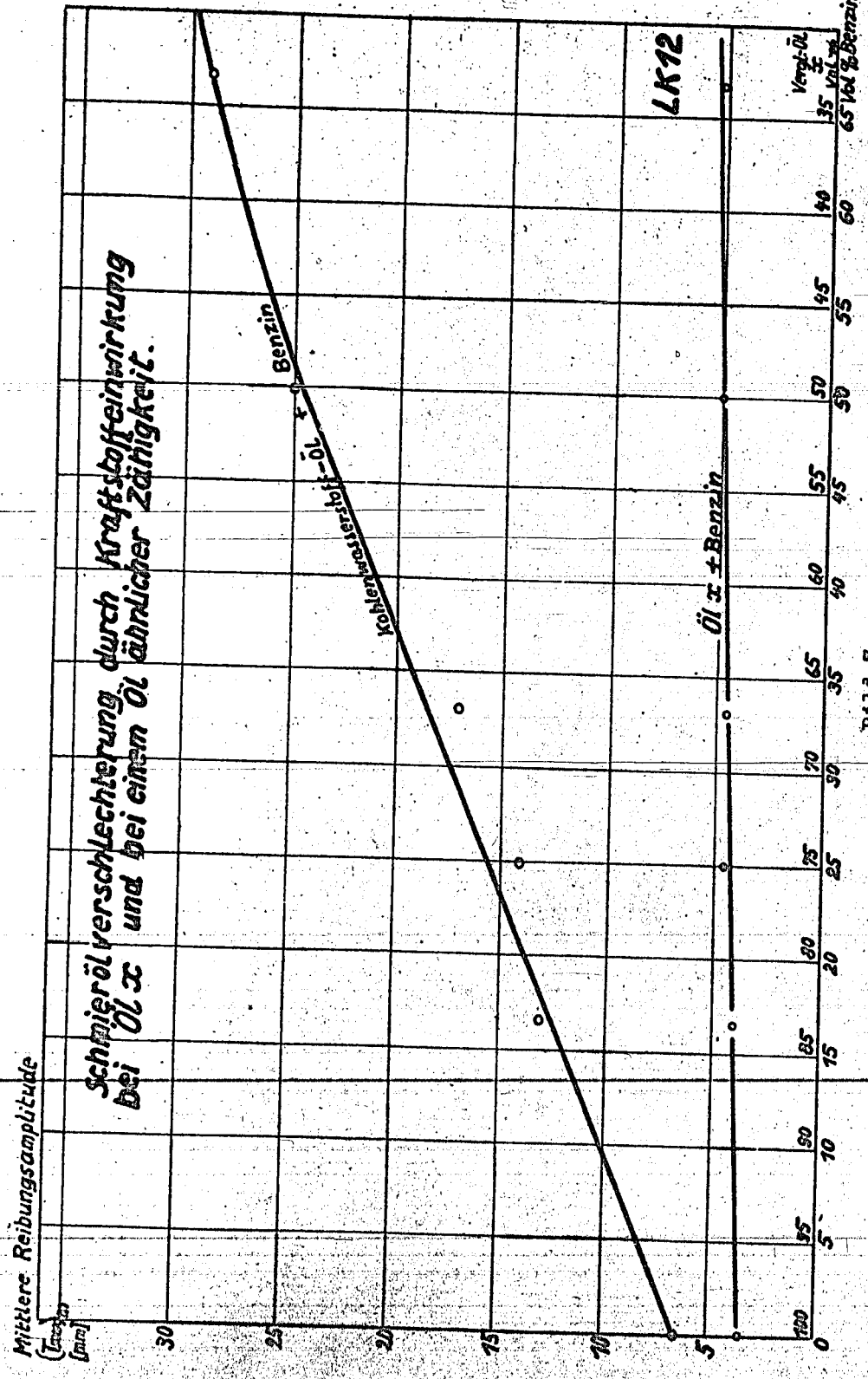
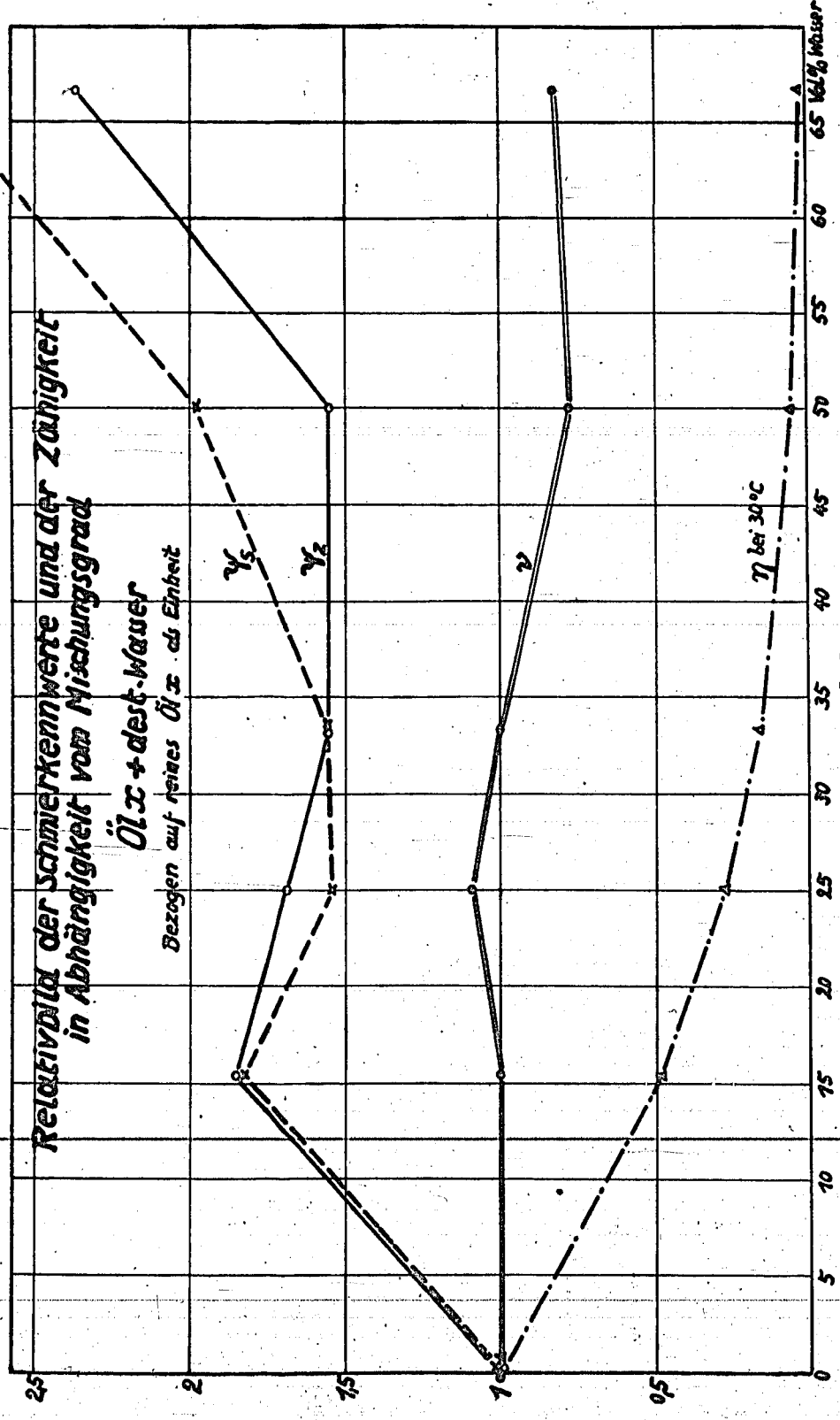


Bild 7



**Relativität der Schmierkennwerte und der Zähigkeit  
in Abhängigkeit vom Mischungsgrad**

**Öl + dest.-Wasser**  
Bezogen auf reines Öl x als Einheit

$\eta$  bei 30°C

Bild 8



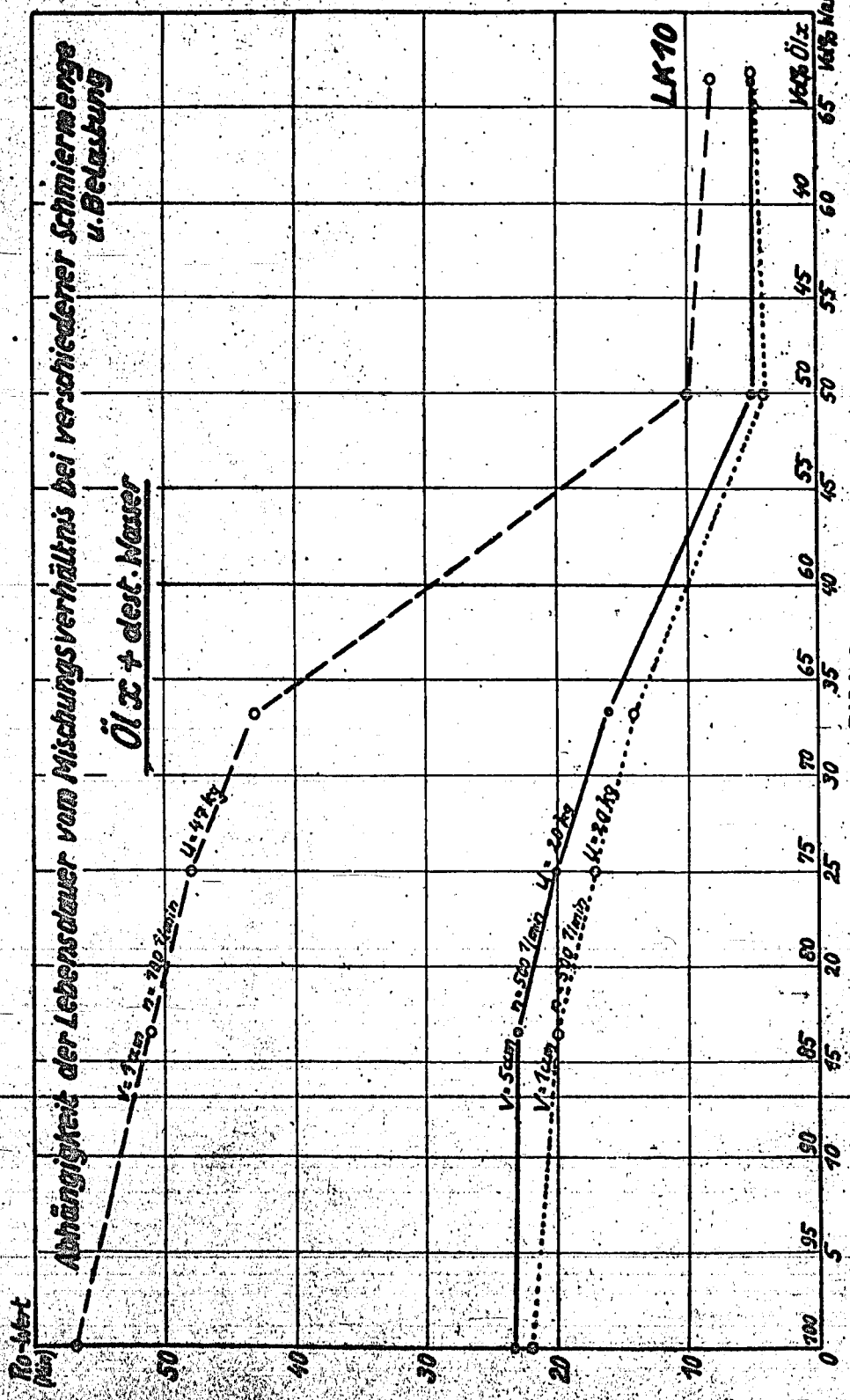


Bild 9





Tafel I.

Ül	1	2	3	4	5	6	7	8
80 (44,4)								
in =	55	44	40	35	20	20	20	20
=	1,63	1,68	1,36	1,96	2,07	2,38	4,64	6,4
=	9°13'	9°26'	8°29'	10°9'	10°26'	11°12'	15°40'	18°20'
80 (127,5)								
in =	435	130	240	135	80	50	30	20
=	2,0	1,39	1,96	1,98	1,80	1,81	2,04	2,74
=	10°20'	8°34'	10°10'	10°8'	9°45'	9°47'	10°20'	12°
rohlex (52,5)								
in =	275	150	175	90	55	35	20	20
=	2,64	2,5	2,4	2,93	3,26	3,26	3,5	6,0
=	12°40'	12°30'	12°10'	12°35'	13°	13°	13°30'	17°50'

Tafel II.

F<sub>t</sub> - Wertes

Ül	1	2	3	4	5	6	7	8
WMI 80 p=44,4	29,5	38	39	56	103	119	230	330
WMI 80 p=127,5	4,6	10,7	8,15	14,7	22,5	35,5	68	137
Gerohlex p=52,5	9,6	16,6	13,7	32,6	59	93	175	300

Tafel IV.

Relative Werte von  $P_q$  bezogen auf  $\bar{\sigma}_1 = 1$

$\bar{\sigma}_1$	1	2	3	4	5	6	7	8
WM 80 p = 44,4	0,635	1	1,18	1,57	4,82 <sup>+</sup> )	4,82 <sup>+</sup> )	4,82 <sup>+</sup> )	4,82 <sup>+</sup> )
WM 80 p = 127,5	0,09	1	0,292	0,92	2,64	6,7	18,7	42
Gerohlex p = 52,5	0,297	1	0,74	2,8	6,95	18,4	56,7	56,7 <sup>+</sup> )

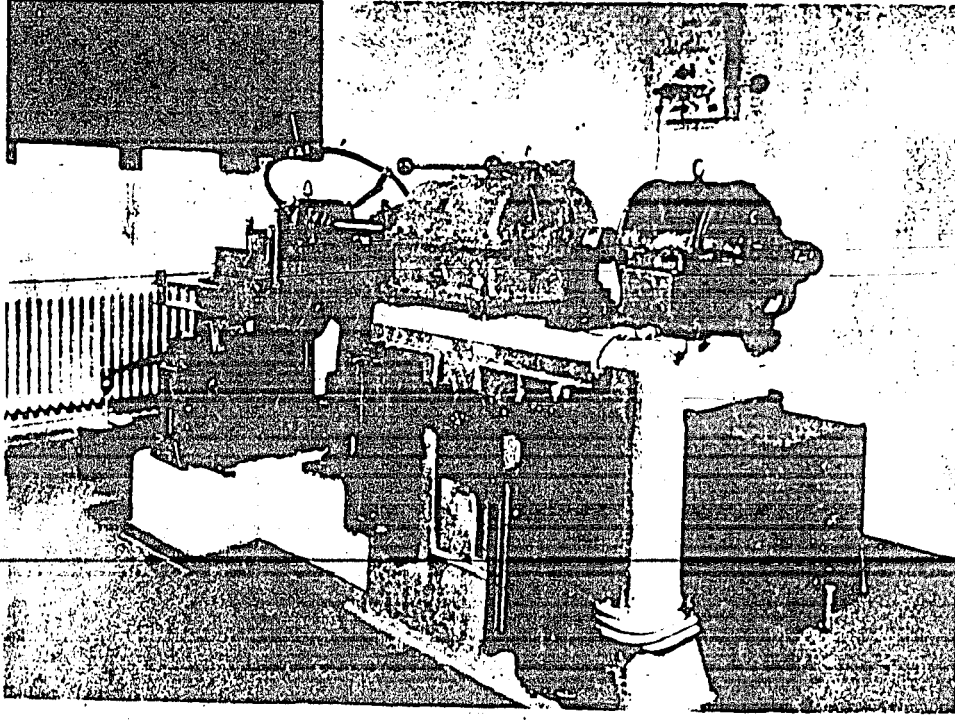


Bild 1. Lagerprüfmaschine Prof. Heidebroek



TOM REEL 247  
BM 33  
ETHYL CORPORATION  
RESEARCH LABORATORIES  
1600 WEST EIGHT MILE ROAD  
FERNDALE 20  
DETROIT, MICHIGAN

Ans & L Newman: JH  
11-7-47

October 24, 1947

Dr. L. L. Newman, Chief  
Foreign Synthetic Liquid Fuels Div.  
Bureau of Mines  
Department of the Interior  
Washington 25, D. C.

Dear Dr. Newman:

With the able assistance of my staff in Detroit, I have at last completed the compilation of the material which I picked up in Germany early this year. As you remember I was over there as an investigator for FIAT and extended my activities to cover whatever additional information I might be able to pick up in the fields of additives for gasoline, diesel fuels, and lubricating oil.

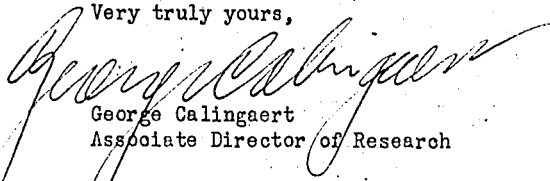
In accordance with your request that I forward all this material to you I am sending you herewith:

1. List of German publications to be delivered to the Bureau of Mines.
2. A memorandum from Dr. Hess to me entitled, "Brief Classification of Contents of German Publications to be Delivered to the Bureau of Mines".
3. Another memorandum entitled, "Summaries of German Publications to be Delivered to the Bureau of Mines".
4. The original documents referred to in the above items, namely:
  - Two reels of positive microfilms
  - 19 reflection negatives, to each of which is attached, for convenience, an additional copy of the corresponding summary referred to in item 3.

I trust that the above takes care of your request, and

I will appreciate your advising me regarding the safe arrival of the material.

Very truly yours,



George Calingaert  
Associate Director of Research

P.S. By way of comment, I wish to add that my own evaluation is that we have drained Germany pretty well of information of any value in these fields. I did however form the definite opinion that we are leaving behind in Germany perhaps a few dozen qualified scientists who have proved their value and whose future productivity will be lost if they are to remain in their present surroundings. I feel that it would be adding to our own wealth if we were to transplant a few chosen ones among these scientists and give them an opportunity to complete their productive career in this country.

GC

C:m





TOM REEL 247  
BM 33

September 22, 1947

List of German Publications to be Delivered to the Bureau of Mines

A. Reel I

1. Characteristics of the combustion behavior of fuels in various engine cylinders. Alexander v. Philippovich, Vienna, May, 1947.
2. The influence upon combustion processes in Diesel engines of addition to the fuel of ignition promoters, particularly organic peroxides. Utilization of products of the domestic brown and bituminous coal carbonization industry for the operation of Diesel engines. Friedrich Mohry. Thesis, Munich Technical High School, May 20, 1936.
3. Concerning the knock ratings of fuel mixtures. Alexander v. Philippovich, Maschinenbau und Wärmewirtschaft (Vienna) 1, 76-8 (1946).
4. Attempts to improve Diesel fuels by increasing their ignition tendencies. Drexler, Köhler and Lange. Ammonia Laboratory, Oppau, Nov. 20, 1941.
5. The injection of fuels into the Diesel engine. Kurt Blume (Engine Laboratory of the Dresden Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 53 (1941).
6. Ignition delay measurements by means of photocells sensitive to various wavelength regions. Karl Stallechner (Heat Engine and Thermodynamics Laboratory of the Munich Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 53 (1941).
7. Corrosive attack by fuels. Maximilian Marder and Heinz Farnow (Institute for Brown Coal and Petroleum Research of the Berlin Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin); Volume 27 (1939).
8. Detection of the breakdown of lubricant films by measurement of the electrical resistance between the piston ring and the cylinder. Reemt Poppinga (Automotive Institute of the Dresden Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 54 (1941).

9. Corrosion by fuels. Georg Beck and Rudolf Künzelmann (Automotive Institute of the Dresden Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 21 (1939).
10. Selective solvents for the preparation of Diesel fuels from peat coal carbonization tars. R. Heinze, M. Marder and H. Welz (Institute for Brown Coal and Petroleum Research of the Berlin Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 7 (1938).
11. Determination of the ignition tendencies of Diesel fuels in the laboratory. R. Heinze and M. Marder. (Institute for Brown Coal and Petroleum Research of the Berlin Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 7 (1938).
12. Knocking processes in multicylinder engines. A. W. Schmidt and K. Regel. (Institute for Chemical Technology and Petroleum Research Laboratory of the Munich Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung.
13. Dynamic processes in knocking combustion. Anton Köchling. (Engine Laboratory of the Dresden Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 75 (1943).
14. The influence upon combustion processes in Diesel engines of addition to the fuel of ignition promoters, particularly organic peroxides. A. W. Schmidt and F. Mohry (Institute for Chemical Technology of the Munich Technical High School). Oel and Kohle, 36, No. 13, 122-7 (1940).
15. Comprehensive review of research projects at the Institute for Chemical Technology of the Munich Technical High School. F. Kneule. Munich, 11/29/45.
16. Increasing the load carrying capacity of slide bearings by the use of chemical additives to the lubricant. Hagemeyer. (Engine Laboratory of the Stuttgart Technical High School. Automotive Research Institute). Stuttgart, Feb. 6, 1946.
17. Improving the lubricating action of oils by the use of chemical additives. R. Glocker. (Institute for the Physics of Metals at the Kaiser Wilhelm Institute for Metal Research). Stuttgart, Jan. 20, 1945.
18. Surface investigations on steel shafts. R. Glocker. (Institute for the Physics of Metals at the Kaiser Wilhelm Institute for Metal Research). Stuttgart, April 1, 1944.



19. Atomic and physical changes associated with the mutual friction of metallic surfaces. Richard Glocker, Proceedings of the German Academy for Aviation Research, 52, 1-14 (May 7, 1942).
20. Development and significance of tetraethyllead as an antiknock agent. O. Widmaier and L. Nenninger (Research Institute for Automotive Transportation and Automobile Engines at the Stuttgart Technical High School (FKFS)). Technische Berichte 9, No. 4, 109-21 (1942).

B. Reel II

1. Contribution to the investigation of the combustion process in the high-speed Diesel engine. F. Kneule. (Heat Engine Laboratory of the Munich Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 5 (1938).
2. Influence of distillation conditions upon the ignition tendencies of Diesel fuels from peat coal carbonization tars. Richard Heinze and Kurt Schneider. (Institute for Peat Coal and Petroleum Research of the Berlin Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung (VDI Press-Berlin), Volume 17 (1938).
3. Mixture formation and combustion. The state of research in the field of Diesel engine work processes. W. Pauer et al. (Society for the Investigation of Engine Combustion). Deutsche Kraftfahrtforschung. Dresden, Oct. 1, 1940.
4. New methods for the evaluation of the lubricity of oils and fats. Edgar Pietsch. (Lubrication Research Laboratory of the Dresden Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung. Dresden, April, 1940.
5. The state of knowledge concerning mixture formation in Otto and Diesel engines. Karl Zinner (Engine Laboratory of the Dresden Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung. VDI, Augsburg, Sept. 29-30, 1938.
6. Motor method for the testing of Diesel fuels. H. Ernst and W. Gross. (Research Institute for Automotive Transportation and Automobile Engines at the Stuttgart Technical High School (FKFS)). Deutsche Kraftfahrtforschung. Stuttgart, Dec. 22, 1938.
7. Attempts to explain the knock process. A. Köchling. (Engine Laboratory of the Dresden Technical High School). Z. Verein. deut. Ing. 82, 1126-34 (1938).
8. A contribution to the explanation of the constitution of mineral lubricating oils. E. H. Kadmer. (Institute for Chemical Technology

and Petroleum Research Laboratory at the Munich Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung.

9. Stability of light fuels. Heinze (Institute for Peat Coal and Petroleum Research of the Berlin Technical High School). Deutsche Kraftfahrtforschung.

C. Reflection negatives

1. Studies of hydrocarbons with attached active oxygen. Communication No. VI, 1. (Engine experiments). A. W. Schmidt, H. Beck and F. Kneule, June 6, 1940.
2. Same. Communication No. VII, 1. (Chemical part). A. W. Schmidt and H. Beck, Munich, July 3, 1940.
3. Same. Communication No. VII, 1. (Chemical part). A. W. Schmidt and H. Beck, Munich, July 29, 1940.
4. Same. Communication No. VII, 2. (Engine part). A. W. Schmidt and H. Beck, Munich, August 3, 1940.
5. Same. Communication No. VIII, 1. A. W. Schmidt and H. Beck, Munich, Oct. 12, 1940.
6. Same. Communication No. XI, 1. Effect upon the fuels. (Chemical part). A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, Feb. 3, 1941.
7. Same. Communication No. XIII. Effect upon the fuels. (Chemical part). A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, April 1, 1941.
8. Same. Communication No. XV, 1. Effect upon the fuels. (Chemical part). A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, May 30, 1941.
9. Same. Communication No. XIX, 1. Effect upon the fuels. (Chemical part). A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, Dec. 6, 1941.
10. Same. Communication No. XVII, 1. (Fragment). A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, Sept. 18, 1941.
11. Same. Communication No. XV, 1. (Fragment). A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, July 1, 1941.
12. Studies of methods of increasing the reactivities of fuels for internal combustion engines. Communication No. XXI, 1. A. W. Schmidt and H. Beck. Munich, March 6, 1942.



13. Same. Communication No. XXIII. A. W. Schmidt, H. Beck and F. Kneule. Munich, June 20, 1942.
14. Same. Communication No. XXIV. A. W. Schmidt, F. Kneule and H. Beck. Munich, October 6, 1942.
15. Same. Communication No. XXV. A. W. Schmidt and H. Beck. (Chemical part). Munich, Dec. 18, 1942.
16. Review of the previously added synthetic peroxides. (Preliminary listing). A. W. Schmidt and H. Beck. No city or date.
17. The testing of lubeoil additives in one-cylinder engines. M. Rossenbeck and A. Handschuh (FKFS) Stuttgart, May 24, 1944.
18. Description of the FKFS ignition delay measuring apparatus. K. Staiger and L. Huber (FKFS). Stuttgart, No date.
19. Methods for the determination of the technical lubricating powers of lubricants. E. Heidebroek. (Laboratory for Lubrication Research of the Dresden Technical High School). Dresden, October, 1941.

*Lewis Hess*

Lewis Hess

H:m



END

T.O.M. REEL

B.M. 33



L 241

3