

Erhaltung der Ansaugluft auch  
wenn Ethyl verdunstet

12

ohne Einspritzung

BCH-Ol

Tankstellendiesöl

20

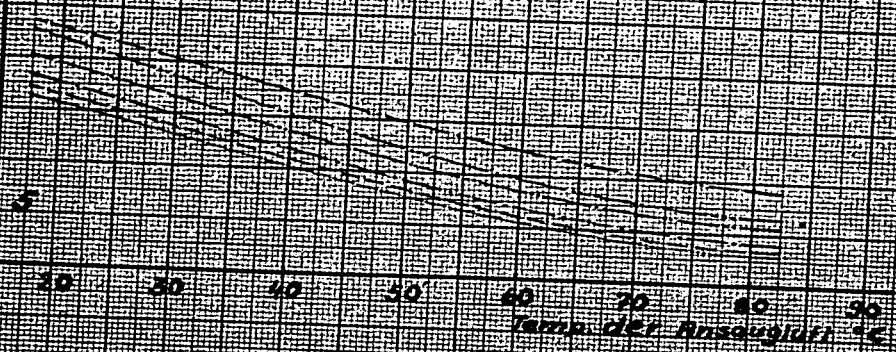
Leuna-Flugbenzin

Benzol

Zylohexan

15

10



Temp. der Ansaugluft °C

000376



$\epsilon_K$

Kälteversuche : Zelle  $-20^\circ\text{C}$  Luft

$\epsilon_K$  bei Vorheizung der Ansaugluft

25

Ethylnitrat verdampft

Tankstellendieselloil

RCH-Öl

20

Leuna-Flugbenzin

15

60% RCH-Öl + 40% Benzol

10

60% " + 40% Zyklohexan

20% " + 80% "

5

-40

-30

-20

-10

0

10

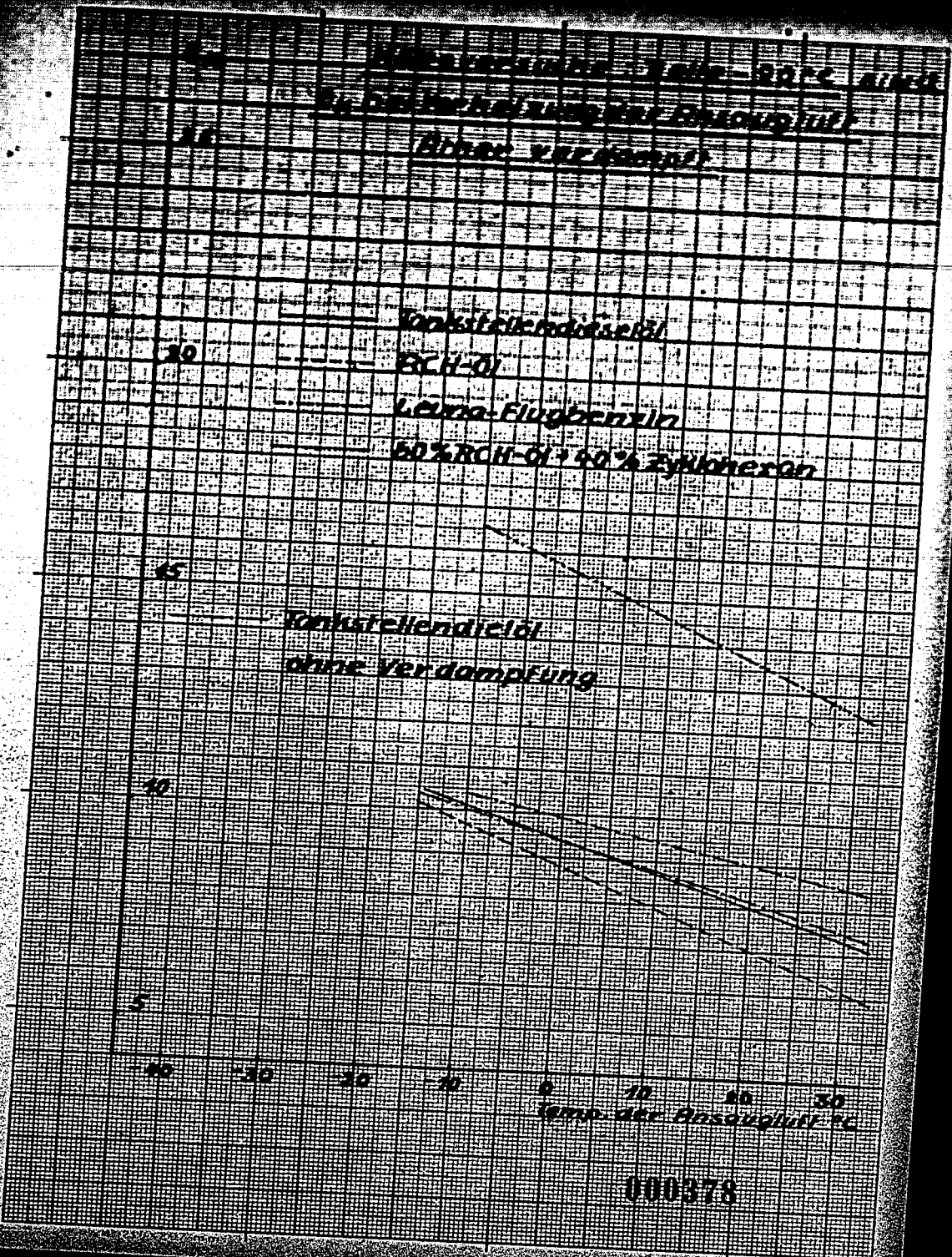
20

30

Temp. der Ansaugluft  $^\circ\text{C}$

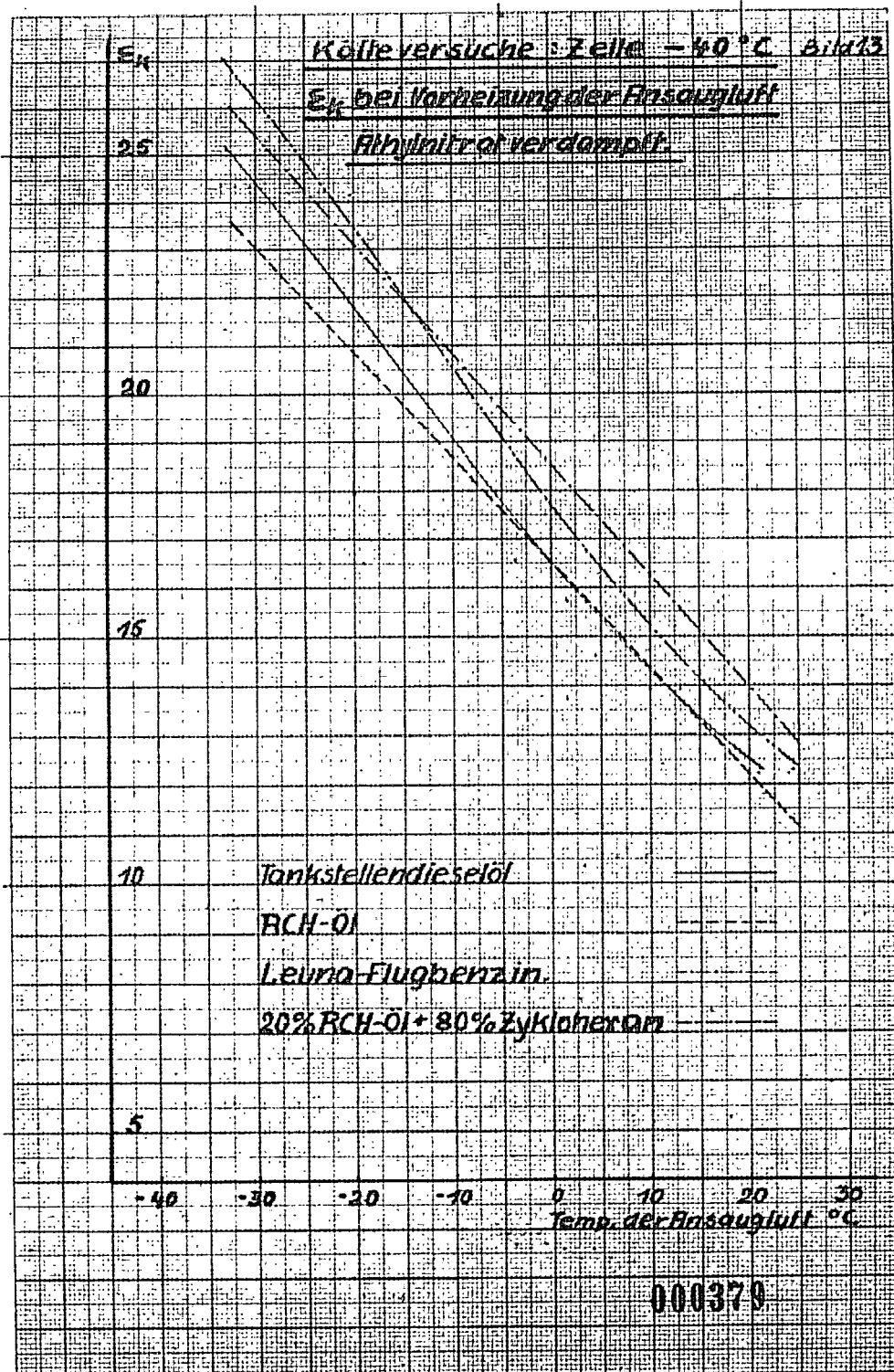
000377





000378





000379



KARTESEITE 1210 30°C

01/51

FLÜSSIGKEITSGEHALT

Einheit: Volumenprozent

Flüssigkeit

RCH-Öl

Leuna-Flugbenzin

60% RCH-Öl + 40% Zyklohexan

20

15

10

5

0

-10

-20

-30

0

10

20

30

Temp. der Flüssigkeit °C

000380



SE4

000383

000384

Erklärung.

Ich erkläre ehrenwärtlich, daß ich die vorliegende  
Diplom-Arbeit, abgesehen von der Verwendung der vom  
Prüfer erteilten Anregung und der von mir angegebenen  
Literatur, selbständig und hinsichtlich der Zeichnungen  
eigenhändig ausgeführt habe.

Julius H. Grottel

Stuttgart, den 20. Oktober 1943

000385

Diplom - Aufgabe

für

Herrn cand.mach. Hellmut Gerschler .

Es sind Untersuchungen anzustellen über  
den Einfluß der chemischen Vorreaktion  
auf das Startverhalten bei Dieselbetrieb.  
Diese Versuche werden auf dem FKFS-Prüf-  
motor gefahren.



000386

Gliederung

Kurze Übersicht.

I. Chemische Vorreaktion bei der Dieselverbrennung.

II. Versuchsanordnung.

III. Entwicklung einer Vorrichtung.

1. Versuch

2. Versuch

3. Versuch

4. Versuch

5. Versuch

6. Versuch

7. Versuch

IV. Einfluß von Sauerstoff auf die chemische Vorreaktion und damit auf das Start-Verhalten.

V. Vorschläge und Möglichkeiten für weitere Untersuchungen.

VI. Zusammenfassung.

000387

Kurze Übersicht:

Mit Hilfe einer Vorrichtung, die zu entwickeln ist, sollen die aus dem Auspuff beim Anlassen austretenden, ungeschändeten, jedoch bereits einmal verdichteten Gase dem Verbrennungsraum wieder zugeführt werden, um dadurch eine Ausnützung der chemischen Vorreaktion für das Start-Verhalten zu erreichen.

Der Vergleich mit dem normalen Diesel-Betrieb zeigt dann die Möglichkeit und den Grad der Ausnützung.

000387

Kurze Übersicht:

Mit Hilfe einer Vorrichtung, die zu entwickeln ist, sollen die aus dem Anspuff beim Anlassen austretenden, ungesündeten, jedoch bereits einmal verdichteten Gase dem Verbrennungsraum wieder zugeführt werden, um dadurch eine Ausnützung der chemischen Vorreaktion für das Start-Verhalten zu erreichen.

Der Vergleich mit dem normalen Diesel-Betrieb zeigt dann die Möglichkeit und den Grad der Ausnützung.

### 1. Chemische Vorreaktion bei der Dieselveverbrennung.

Es ist bekannt, daß bei der Dieselveverbrennung zwischen dem Einspritzbeginn und der eintretenden Zündung eine gewisse Zeit verfließt, die man als Zündverzögerung bezeichnet, und die je nach der verwendeten Kraftstoffart verschieden groß ist. Dieser Zündverzögerung setzt sich aus verschiedenen Teilvorgängen physikalischer und chemischer Natur zusammen, die sich überlagern und daher nicht klar voneinander abgrenzen lassen. Physikalische Vorgänge sind dabei: Verstäubung (Tropfenbildung), Erwärmung, Verdampfung des Kraftstoffs und seine Mischung mit der Luft. In der folgenden Arbeit sollen vor allem die chemischen Vorgänge, die man auch als chemische Vorreaktion bezeichnet, besondere Beachtung finden.

Verfolgt man die Zustandsänderungen, die vom Beginn des Einspritzens an im Brennraum der Maschine stattfinden, so wird der Brennstoffnebel zunächst durch Wärmeaufnahme aus der heißen Verbrennungsluft verdampfen. In dem erzeugten Dampf werden sich dann Atome, Radikale oder aktivierte Moleküle ausbilden, die durch Zusammenstoß mit den Sauerstoffmolekülen teils den Beginn des chemischen Umsatzes einleiten (Start-Reaktion), teils die beim Zusammenstoß frei werdende Reaktionsenergie auf das ursprüngliche Reaktionsgemisch übertragen und dieses dadurch zu erhöhtem chemischen Umsatz anregen. Diesen letzteren Vorgang bezeichnet man als Kettenreaktion. Durch Bindung der Radikale kann die Kette abgebrochen werden. Das geschieht durch die klopfhindernden Mittel wie Bleitetraäthyl, Eisenkarbonyl usw. Nach Auslösen der Reaktion wird hiernach ihr Fortschritt durch 2 Ursachen bedingt: erstens durch die physikalischen Vorgänge der Wärmeübertragung und der Diffusion und zweitens durch das chemische Geschehen in dem Sinne, daß ein aktivierter Zwischenstoff der Ausgangspunkt bestimmter neuer Reaktionen wird, die sich solange fortsetzen, bis infolge äußerer Bedingungen ihr Abbruch erfolgt.

000389

Hierbei kann die Reaktionsgeschwindigkeit weit mehr durch die Kettenbildung als durch die Temperaturzunahme gesteigert werden, besonders dann, wenn lange und verzweigte Ketten auftreten. In jedem Falle wird die Zündung eintreten, sobald die Reaktionsgeschwindigkeit einen kritischen Wert erreicht hat.

Zu beachten ist noch, daß die chemischen Reaktionen während des Zündverzuges in der Gasphase stattfinden. Es ist also eine genügende Dampfbildung erforderlich, die als Vorbedingung zur Bildung von Zündherden, durch die die Reaktionen eingeleitet werden, gilt.

Es sind nun Versuche durchgeführt worden, die die Abhängigkeit der Vorreaktionen vom Kraftstoff, vom Mischungsverhältnis, von der Drehzahl, vom Verdichtungsverhältnis und von der Temperatur des Motors und des angesaugten Gemisches in weiterem Bereich erkennen lassen sollen. Als Maß des Umsatzes der Vorreaktionen diene die mit einem Thermometer gemessene Temperatursteigerung des Gemisches.

Im Folgenden soll nun untersucht werden, ob und inwieweit es möglich ist, die chemische Vorreaktion für das Startverhalten beim Dieselbetrieb auszunützen, indem man dem Ansaugstutzen zündfähiges, jedoch ungezündetes Gemisch aus dem Auspuff zuführt.

Zur praktischen Durchführung dieser Aufgabe war die Entwicklung einer brauchbaren Vorrichtung nötig.



000390

## II. Versuchsanordnung.

Die Versuche wurden an Zinsylinder-FWS-Kraftstoffprüfmotor durchgeführt. Dieser Motor ermöglicht durch seine Konstruktion weitgehende Änderungen der Betriebsbedingungen.

Für die durchzuführenden Start-Versuche wurde die Anordnung der direkten Diesel-Einspritzung gewählt, weil sie das motorisch empfindlichste Verfahren darstellt. Die Veränderung des Verdichtungsverhältnisses, die während des Betriebes vorgenommen werden kann, erfolgte mittels einer Handkurbel. Die Drehbewegung der Handkurbel wird mit einem Zählwerk aufgenommen. An Hand von Eichkurven ist es dann leicht möglich, ein gewünschtes Verdichtungsverhältnis nach der Zählwerkstellung einzustellen.

Der Einspritzzeitpunkt wurde für die Dauer der Versuche fest eingestellt.

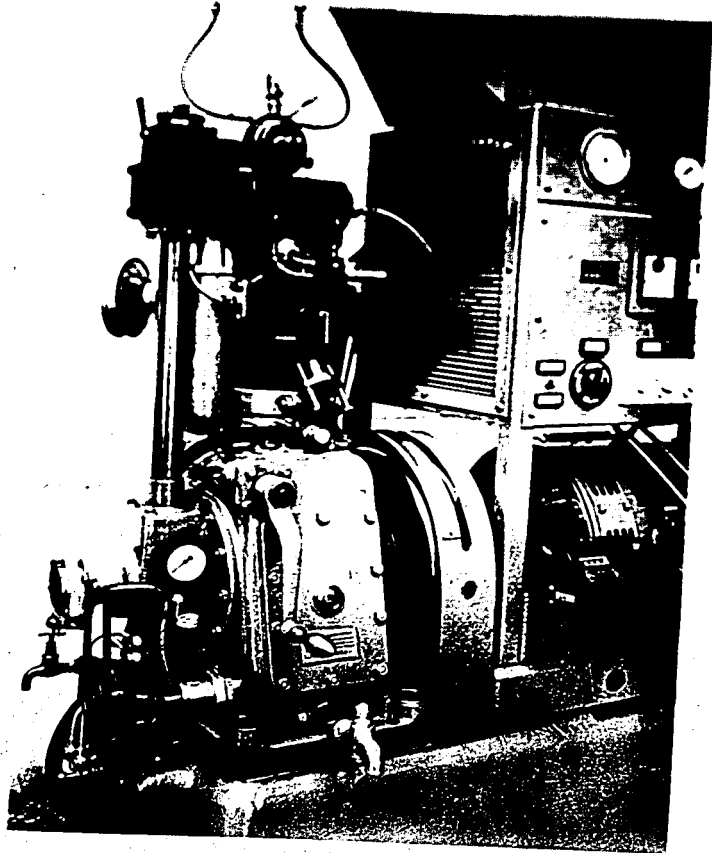
Die Temperaturen des Schmieröls, des Kühlwassers und der Ansaugluft konnten an den Überwachungsgeräten abgelesen werden. Da es sich um Vergleichsmessungen handelte, genügte deren Genauigkeit.

Durch eine elektrische Heitzspirale von 1000 W., die im Ansaugkrümmer eingebaut ist, wurde die Ansaugluft auf die gewünschte Temperatur gebracht.

Eine Gleichstrom-Pendelmaschine, deren Drehzahl durch einen Belastungswiderstand, der als Anlaßwiderstand wirkt, geändert werden konnte, schleppte den Motor an. Die Drehzahlen wurden an einem Drehzahlmesser überwacht.

Die Einspritzmenge wurde jeweils bei einer bestimmten Versuchsreihe konstant gelassen, während der gesamten Versuche jedoch wiederholt geändert.

Zur genauen Feststellung der Entflammung des Gemisches im Zylinder war ein Quarzfenster angebracht, das den Lichtschein auf eine Photozelle weiterleitete. Die Verbindung der Photozelle mit einem Anzeigergerät durch ein Kabel ermöglichte eine Anzeige der Entflammung des

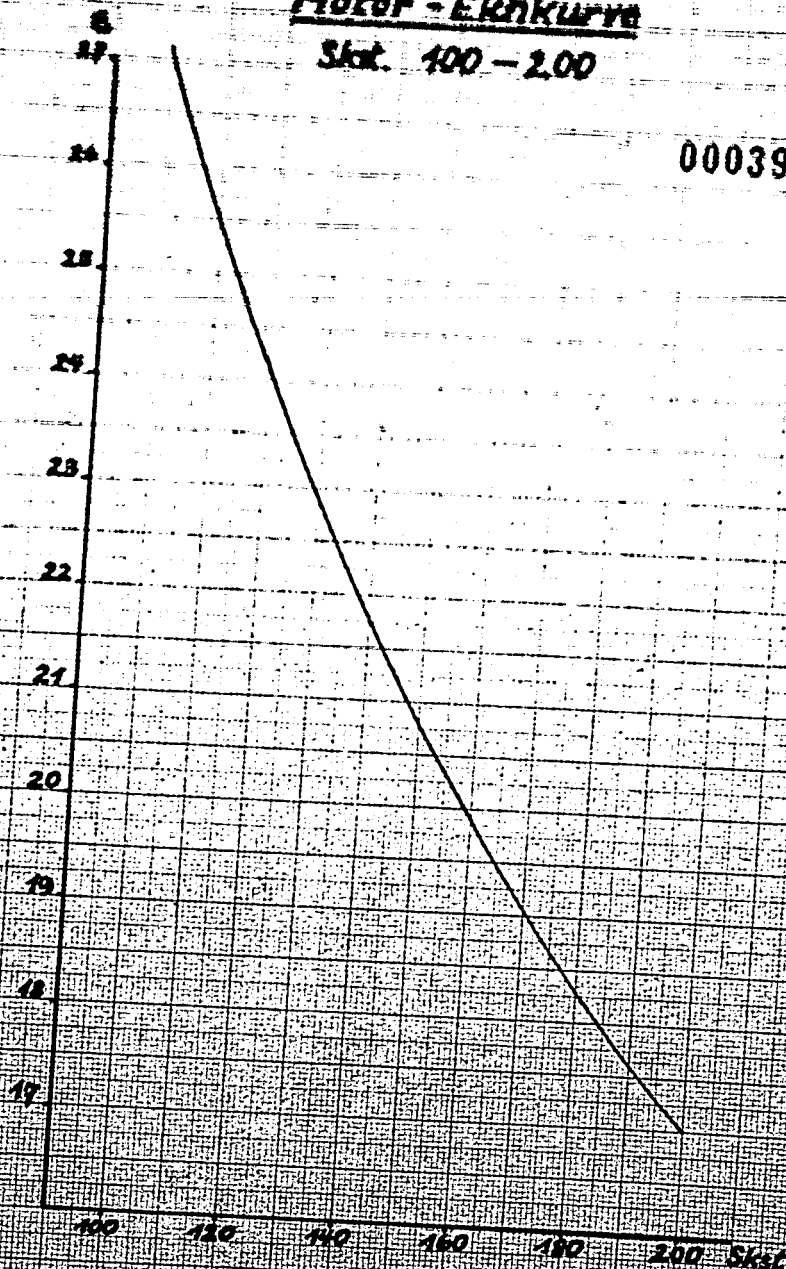


000391

Motor - Eichkurve

Skst. 100 - 200

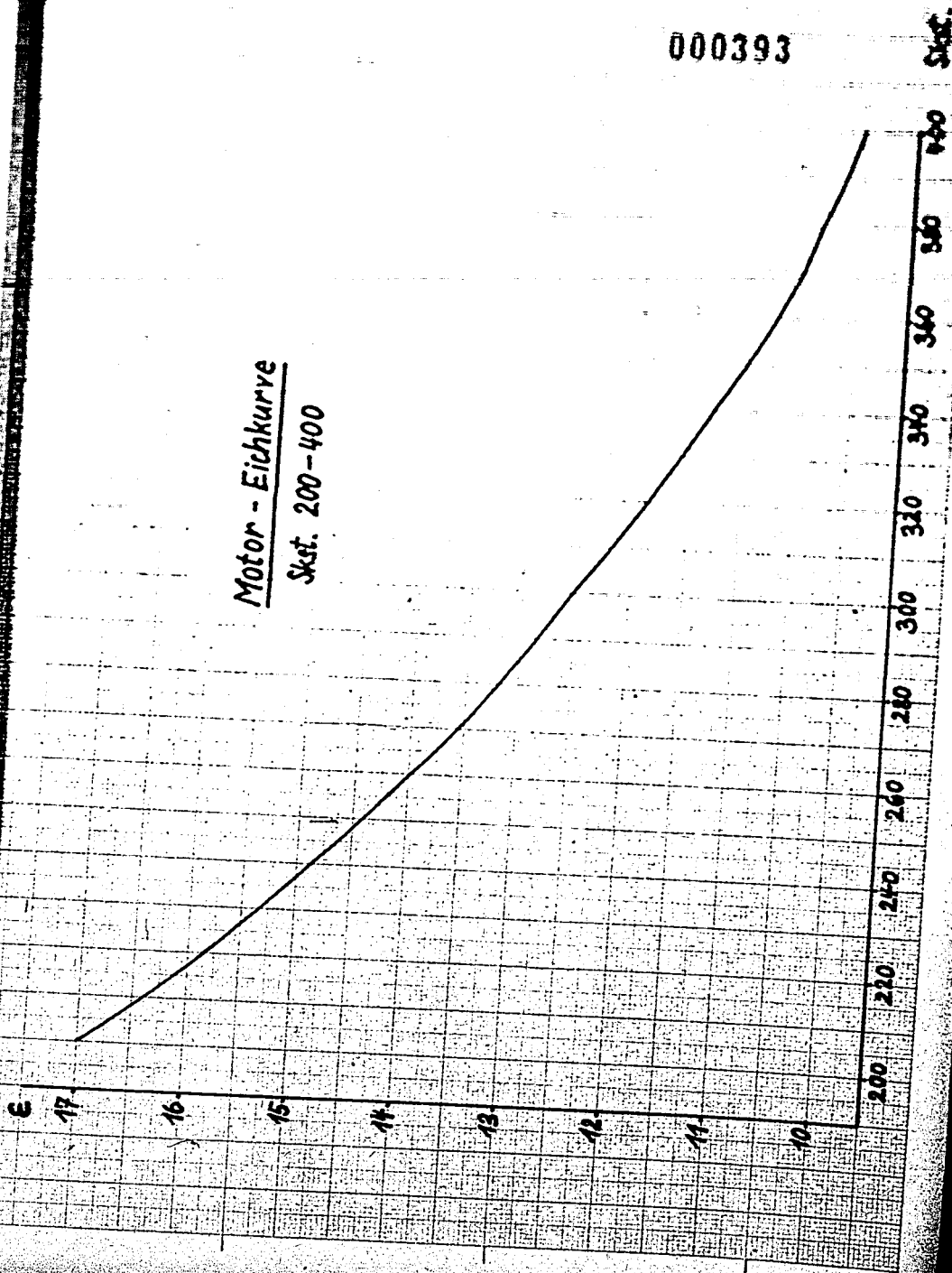
000392



Skst. = Skalenstellung am Zählwerk

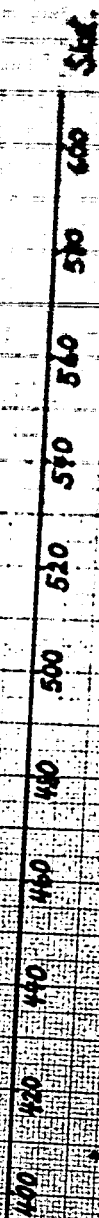
000393

Motor - Eichkurve  
Skst. 200-400



000394

Motor - Elektrone  
Skat. 400-800



Skat.



000395

Motor-Ekkuruz

Skst. 600-800

8

7

6

5

4

600

620

640

660

680

700

720

740

760

780

800

Skst.

000396

Motor: Eichkurve

Skst. 800-1000

5

6

5

4

840

820

840

860

880

900

920

940

960

980

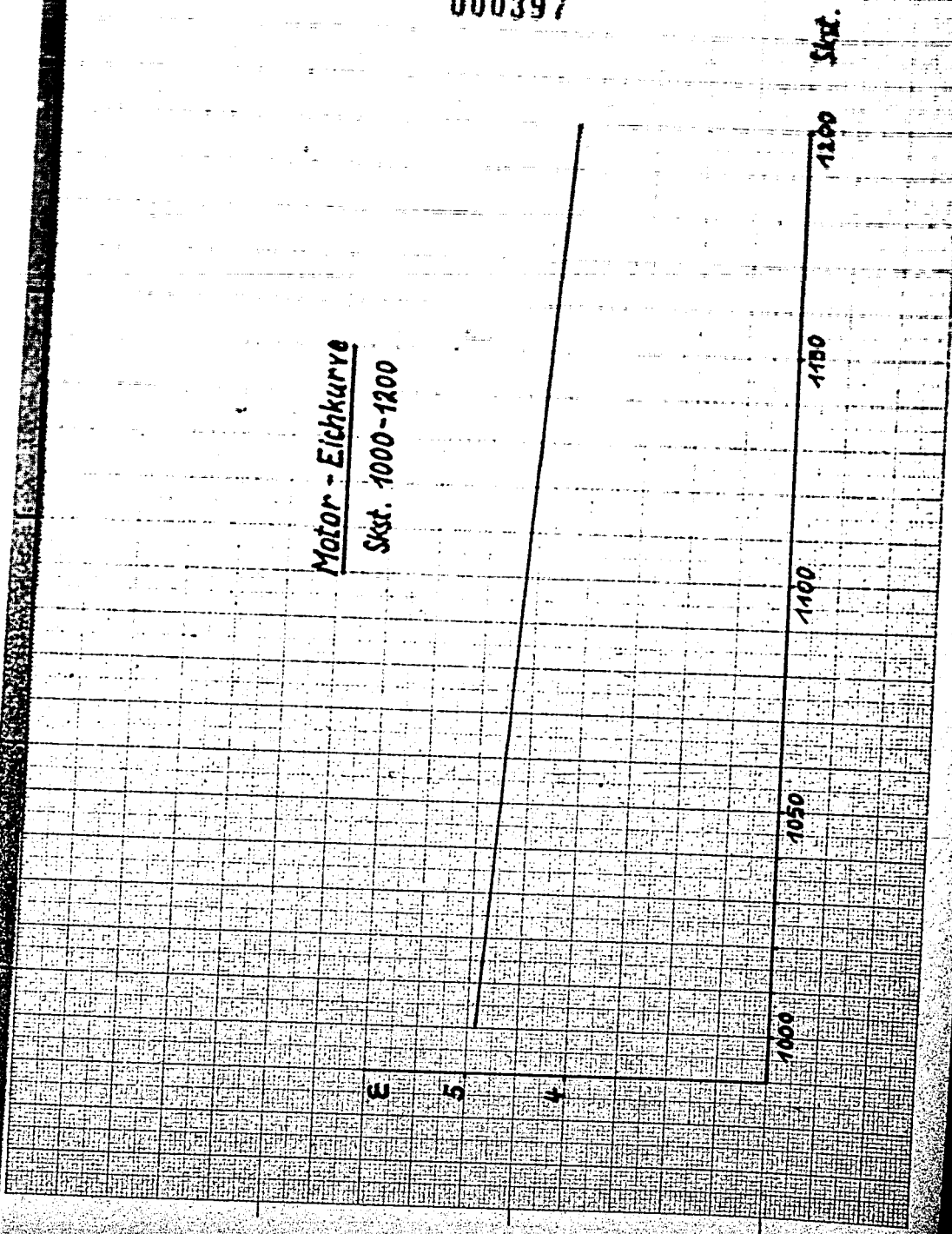
1000

Skst.

000397

Motor - Eichkurve

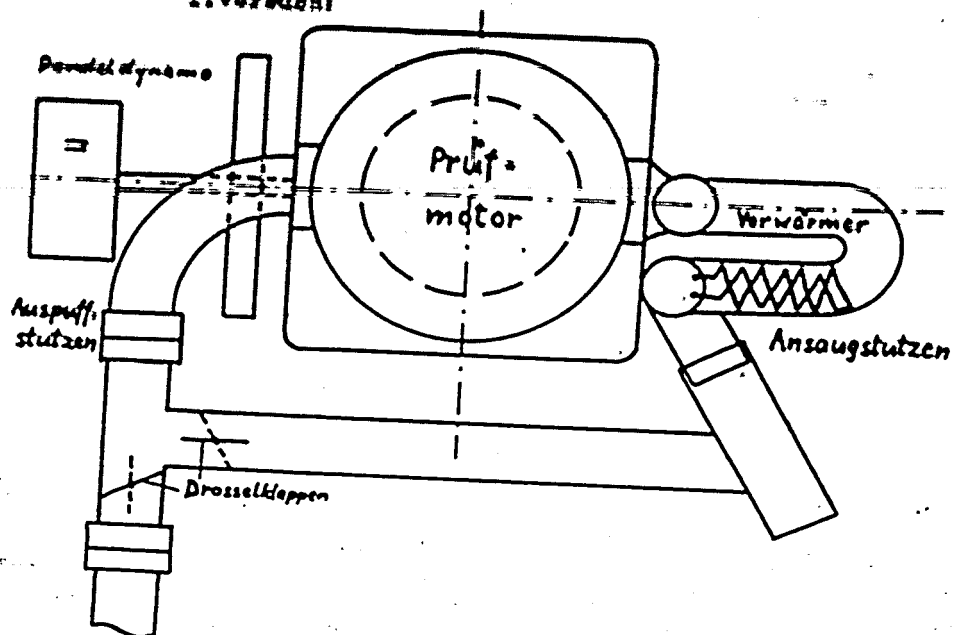
Skst. 1000-1200



### III. Entwicklung einer Vorrichtung.

000398

#### 1. Versuch:



#### Beschreibung:

Es wurde zunächst von dem Gedanken ausgegangen, mit möglichst einfachen Mitteln eine Vorrichtung herzustellen, die eine prinzipielle Erprobung ermöglichen konnte. Die Umschaltfrage (Umleitungsbetrieb auf normalen Betrieb und umgekehrt) wurde dabei ganz einfach mit Hilfe zweier Drosselklappen, wie sie vom Vergaser her bekannt sind, gelöst. Durch eine kurze Schaltbewegung konnten beide Klappen gleichzeitig betätigt werden. Dies ist besonders wichtig, da auf jeden Fall vermieden werden mußte, daß die heißen, verbrannten Auspuffgase nach erfolgter Zündung in den Ansaugstutzen strömen konnten.

000399

Ergebnis:

Die Vorrichtung zeigte zum normalen Diesel-Betrieb keinerlei feststellbaren Unterschiede.

Durch vorhandene Luft im Ausaugutrecht und Vorwärmer und auch durch die Tatsache, daß das Einlassventil erst nach der Auslassventil öffnet - also im Augenblick der Anknüpfung der Druckwelle von Auspuff her noch geschlossen ist - gelangte das Gasgemisch nicht in den Verbrennungsraum. Es fand vielmehr ein Zusammendrücken und anschließendes Ausdehnen der Luft statt, so daß durch noch das Ausaugen kam. So wurde nur eine kleine und herabgewingene Luftkule erreicht. Es gelang nicht, das Gasgemisch in den Zylinder zu bekommen.

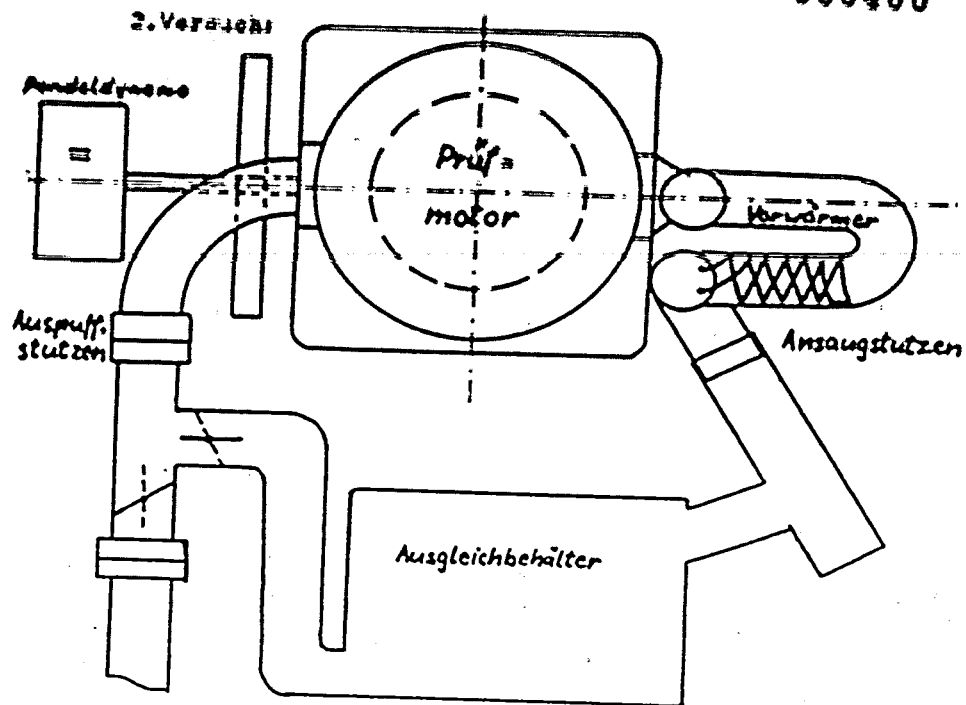
Die Überwindung der Öffnungszeitspanne der beiden Ventile durch entsprechend lange Rohrleitungen führte zu großer Abkühlung, ferner Kondensationsverluste. Auch sind dann wahrscheinlich die Vorreaktionen schon zu weit fortgeschritten, als daß sie noch nutzbar gemacht werden könnten.

Die Abdichtung der Drosselklappen ließ sich bei dieser Anordnung nicht restlos durchführen, so daß dort ein ganzer Teil des Gemisches verloren ging. An den Drosselklappen fand außerdem eine ziemlich starke Kondensation statt.

Eine strömungstechnische Verbesserung des Rohrsystems machte sich unbedingt erforderlich.



000400



Beschreibung:

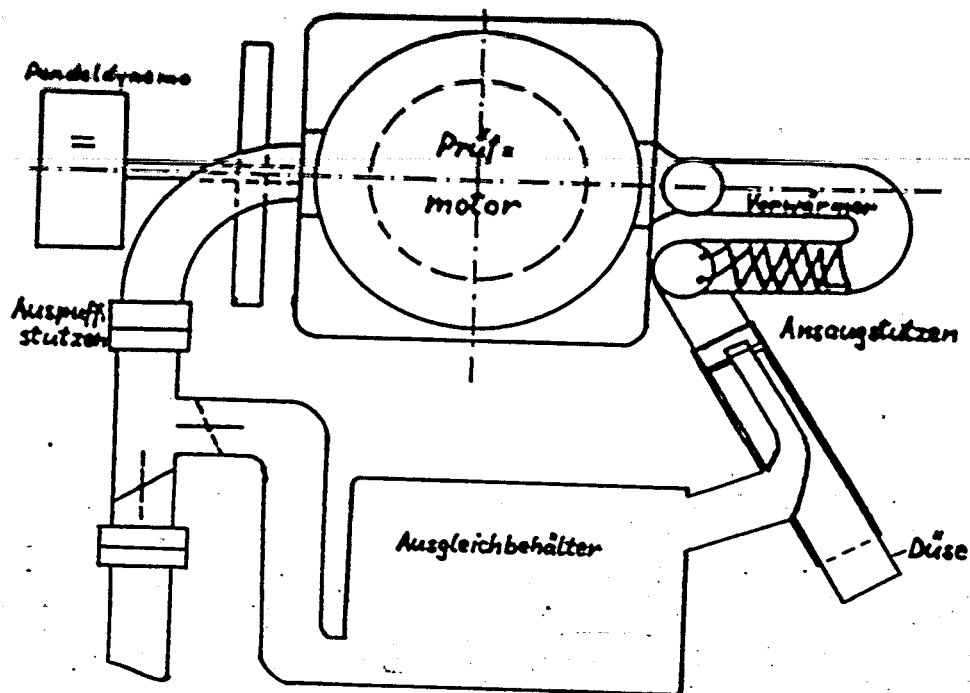
Zur Verhinderung der Luftschwingungen wurde nunmehr ein Ausgleichbehälter zwischengeschaltet, der einen Druckausgleich und eine Geschwindigkeitsverminderung der Auspuffdruckwelle herbeiführen sollte. Das beruhigte Gemisch sollte dann aus dem Behälter abgesaugt werden.

Ergebnis:

Kein Unterschied zum normalen Betrieb. Es tritt im Behälter eine Entspannung und damit verbunden eine Abkühlung des Gemisches ein, ferner Kondensationsverluste. Das Gemisch gelangt wiederum nicht, oder nur zu einem sehr geringen Prozentsatz, in den Verbrennungsraum.

000401

## 3. Versuch

Beschreibung:

Um zu vermeiden, daß das ankommende Gasgemisch den gesamten Ansaugrohrquerschnitt ausfüllte und damit die Luft federnd zusammendrückte, wurde dazu übergegangen, nur einen Teil des Querschnitts für die Zufuhr von Gasgemisch zu verwenden. Gleichzeitig wurde außer dem Gemisch vor allem Luft angesaugt und damit Sauerstoff, was ja für die Verbrennung allgemein und besonders zur Begünstigung der Vorreaktion unbedingt wichtig ist. Die so entworfene Düse hatte eine Art Vergaserwirkung.

000402

Ergebnis:

Die durchgeführten Messungen, die wie auch beim ersten und zweiten Versuch mit Tankstellendiesöl durchgeführt wurden, zeigten im Vergleich zum normalen Betrieb zwar geringe, jedoch positive Ergebnisse. Es konnte festgestellt werden, daß beim Umschaltbetrieb ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis als bei normalem Diesel-Betrieb bereits zur Zündung führte.

Die Anordnung ergab eine Verdrängung der Luft aus dem Ansaugstutzen durch Gemisch, was beim folgenden Ansaugtakt mit in den Brennraum gelangte.

Zur Erzielung einer Verbesserung wurde an dem Düsenrohr noch eine Cu-Rohr-Verlängerung angebracht, die das Gemisch durch den Vorwärmer bis zum Ansaugventil führen sollte. Dies ergab wegen des kleinen möglichen Cu-Rohr-Querschnitts (Raummangel wegen Heizspirale) nur eine Druckstauung vor dem Cu-Rohr jedoch keinen positiven Erfolg.

Der folgende Versuch, dessen Anordnung aus vorhergehender Skizze hervorgeht, wurde ohne elektrische Zündanzeige durchgeführt. Seine Genauigkeit ist anzuzweifeln.

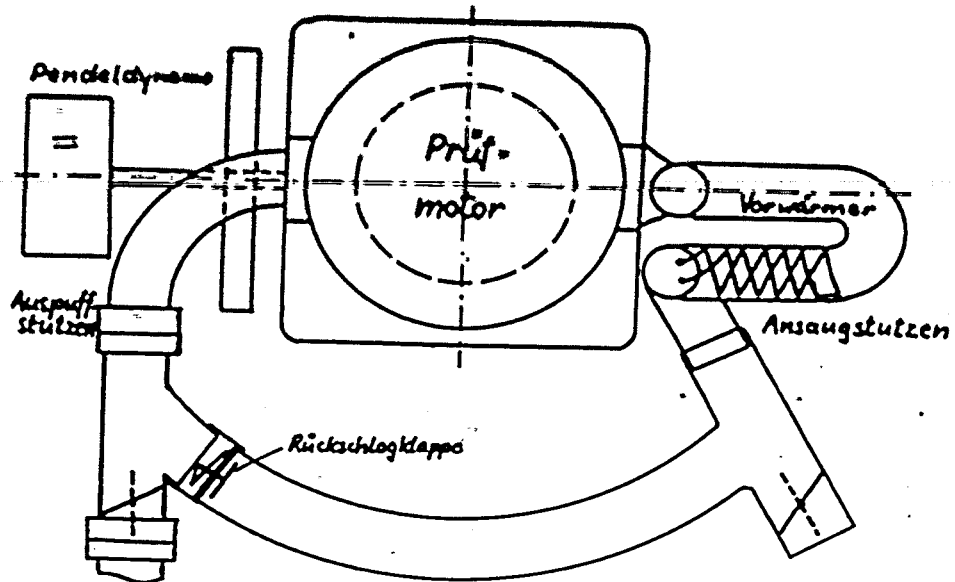
Kraftstoff: Tankstellendiesöl

Einspritzmenge: konstant eingestellt

Drehzahl: 350 Umdr./min.

01	Luft	Skst.	$\epsilon_k$	Skst.	$\epsilon_k^*$	$\Delta \epsilon_k$ [ $\epsilon_k - \epsilon_k^*$ ]
20	15	274	13,4	305	12,35	1,05
21	17,5	257	14,1	293	12,75	1,35
23	19	271	13,55	301	12,5	1,05
26	24	282	13,15	312	12,15	1,00

Skst. = Skalenstellung am Zählwerk.



#### Beschreibung:

Mit Hilfe eines gebogenen Rohres sollte die Forderung nach günstiger Gastrom-Führung zur Vermeidung von Verlusten mit der nach einer kurzen Umleitung zur Vermeidung der Abkühlung des Gemisches verbunden werden. Das zündfähige Gemisch sollte möglichst rasch wieder dem Brennraum zugeführt werden.

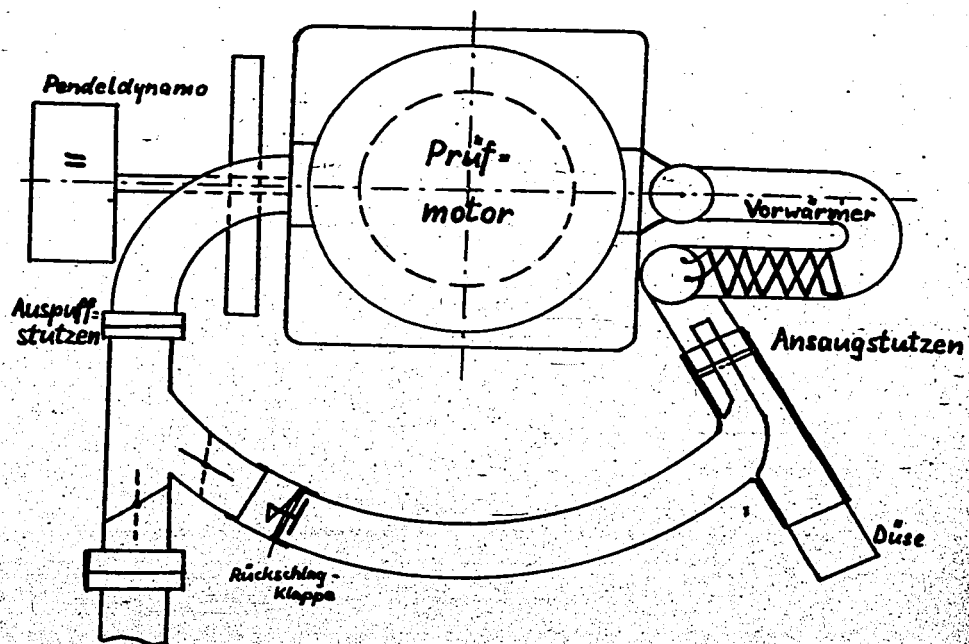
Außerdem wurden die Gemischverluste durch Abschließen des Ansaugstutzens während der Umleitung verkleinert. Durch einfache Hebelübertragung wurde ein gleichzeitiges Abschließen und Öffnen beider Drosselklappen ermöglicht (kurzer Schaltweg!), was für die Umschaltung auf normalen Betrieb wichtig war.

Um ein Rückströmen und damit eine Stauung des Gemisches vor dem Auslassventil zu verhindern, wurde eine Rückschlagklappe, die den Gasdurchgang im Wesentlichen nur in einer Richtung gestattete, eingebaut.

Vorbereitung:

Der Versuch zeigte, daß die Ausnutzung des gesamten Gemischvolumens bei fortwährender oder auch nur kurzseitiger Neu-Einspritzung für die nochmalige Kompression unmöglich war. Die Anordnung und Konstruktion der Einspritzorgane erlaubte keine mengenmäßig jeweils kontrollierbare Einspritzung, die momentan abzustellen war. Es trat daher eine Übersättigung des Gemisches auf, das durch die dazu noch abgesperrte Luft- und damit Sauerstoffzufuhr nicht zur Entzündung gelangen konnte. Es kann sogar im Zylinder Kondensation des Kraftstoffes stattfinden. Also keine Absperrung der Luft-Zufuhr! Wurde nun, nachdem der Motor einen Augenblick lang auf Umschaltbetrieb gelaufen war, plötzlich die Ansaugluftklappe freigegeben, so fand sofort ein heftiges Zünden und Zurückschlagen des Motors statt. Dies konnte wiederum als Beweis dafür dienen, daß Sauerstoffmangel als Grund für die ausbleibende Zündung anzusehen war.

## 5. Versuch:



000405

Beschreibung

Verliegende Anordnung ging auf eine konstruierte Düse aus dem 3. Versuch zurück. Die Drosselklappe im Ansaugstutzen wurde entfernt und wieder am Beginn des Umleit.-Bogens eingebaut. Durch diesen Umbau wurde eine klarere Umschaltmöglichkeit geschaffen als beim 4. Versuch. Es wurde Frischluft + Gasgemisch angesaugt. Die Regelung der Gemischmenge konnte auf 2 Arten erfolgen:

- 1) durch Verschieben der Düse (Abdichtschwierigkeiten)
- 2) durch Öffnen und Schließen der beiden gekoppelten Drosselklappen.

Nachdem nun durch Vorversuche ermittelt worden war, daß die Anordnung zu geringen, jedoch immerhin positiven Ergebnissen führte, wurde eine genaue Meßreihe durchgeführt. Hierbei wurde wie folgt vorgegangen:

Einstellung der Drehzahl des geschleppten Motors auf 300 Umdrehungen/min. Ablesung der Temperaturen von Öl und Luft. Einstellung einer konstanten Einspritzmenge. Nunmehr wurde an der Handkurbel zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses solange gedreht, bis die Zündung eintrat, also das kritische  $\epsilon$  erreicht war. -

Die Feststellung der Zündung nach hörbarem Anspringen und selbständigem Weiterlaufen des Motors ist zu ungenau, da der Pendeldynamo durch seine festgelegte Drehzahl einen Widerstand darstellt und den Motor bremst. Zur Durchführung genauer Vergleichsmessungen wurde die Feststellung der Zündung und damit der hellen Entflammung (bzw. bestimmte Flammenintensität) des Gemisches mittels eines elektrischen Anzeigerätes durchgeführt. Das Gerät wurde dabei vor dem Versuch in einen Bereitschaftszustand (bestimmter Zeigerausschlag) versetzt, der bei erfolgreicher Entflammung aufgehoben wurde und den Zeiger in die Null-Lage zurückspringen ließ.

Das im Motor eingebaute Quarzfenster mußte wiederholt während der Versuche gereinigt werden, um eine gleichmäßige Lichtübertragung auf die Photozelle zu gewährleisten.

000406

- Jetzt war durch Ablesung am Zählwerk das kritische Verdichtungsverhältnis bestimmt. Die Einspritzmenge wurde nunmehr abgestellt und das Zählwerk auf ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis gedreht (nach Vorversuchen und nach Gefühl). Nach erfolgter Umschaltung auf Umleitungs-betrieb, konnte die Einspritzmenge auf den alten Wert gestellt werden und die Ermittlung von  $\xi_{k, \text{crit}}$  stattfinden. Da sich der gesamte Motor während der Versuche erwär- te, wurde nur Erreichung eines guten Mittelwertes für normalen Betrieb nach nochmaliger Umschaltung des Ver- dichtungsverhältnisses solange geändert, bis Mündung eintrat. Anschließend erfolgte Kontrolle und Korrektur der Tempe- raturen.

Das Gleiche nun auch Vorwärmung der Ansaugluft auf be- stimmte Temperatur.

#### Ergebnis:

Starke Kondensation des überreichen Gemisches an den Drosselklappen, da nur teilweise Regelung der Einspritzung möglich. Wesentliche Drehzahlsteigerung beim Umschalten von normalem Betrieb auf Umleitungs-betrieb. Eine unge- fähre Mittelstellung der Drosselklappe zeigte bessere Ergebnisse als totaler Abschluß des Auspuffstutzens. Beim Umschalten vom Umleitungs-betrieb auf normalen Be- trieb wurde ein merklicher Rückfall des Motors in der Drehzahl festgestellt.

Die Gründe für die geringen positiven Erfolge auch die- ser Vorrichtung liegen wohl hauptsächlich darin, daß man keine Übersicht hat über die Luft-, und Kraftstoffmengen und damit über das Mischungsverhältnis, das für eine Zündung von ausschlaggebender Bedeutung ist.

Wie die Messungen und Ergebnisse zeigten, konnten nur geringe  $\phi$  - Sätze des Gemisches ausgenützt werden. Es wurde daher weiter nach einer höher-igen Ausnützung gesucht.



000407

Kraftstoff : Tankstellen - Dieselloel

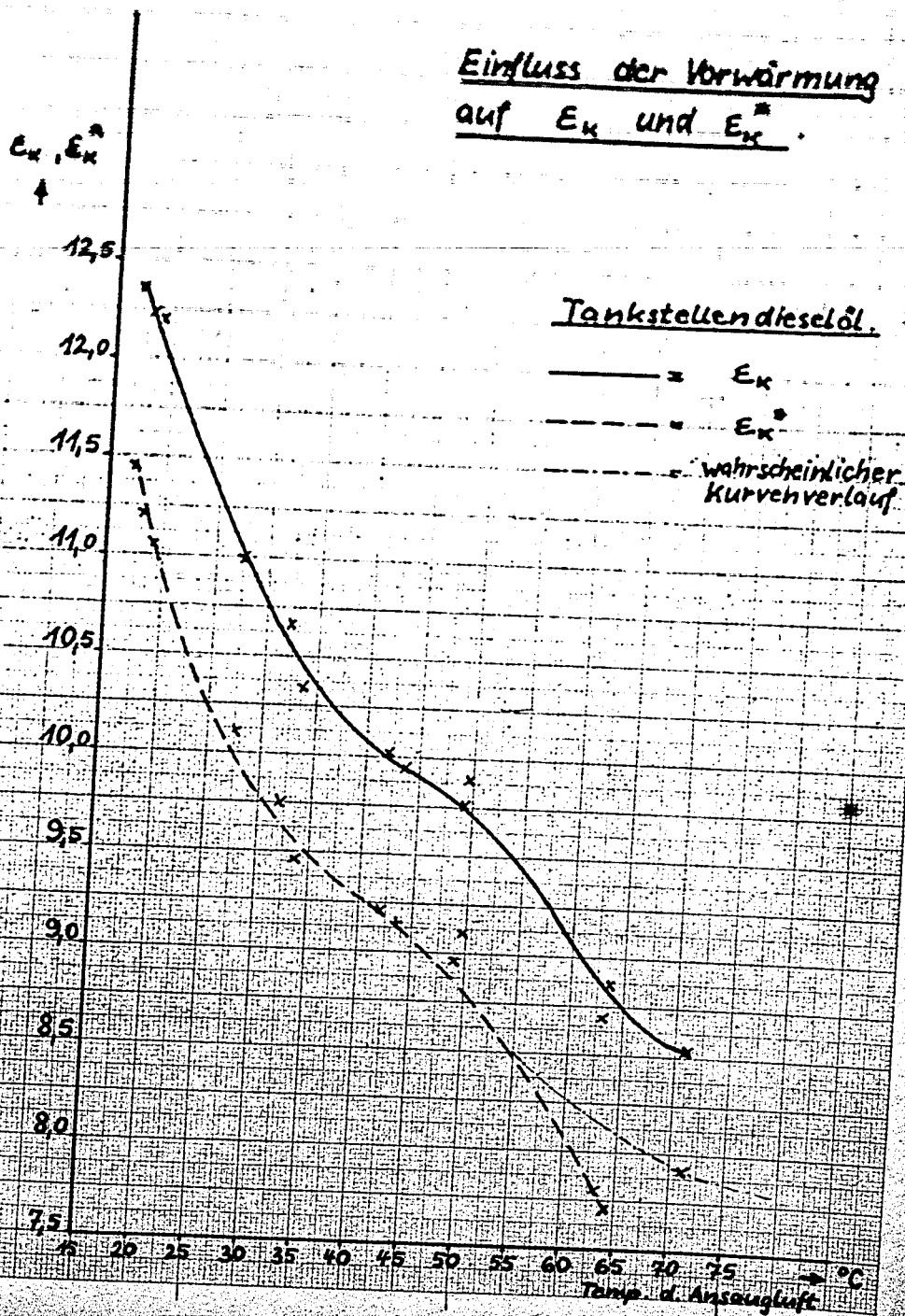
Einspritzmenge : konstant eingestellt

Drehzahl : 300 U/min.

mittl. Öltemp.	mittl. Ansaugluft	Skst.	$\epsilon_k$	Skst.	$\epsilon_k^*$	Skst.	$\epsilon_k$	$\epsilon_k$	$\epsilon_k$	$\Delta \epsilon_k$ [ $\epsilon_{k_{max}} - \epsilon_k$ ]
22° C	17° C	303	12,4	334	11,45	308	12,25	12,25	12,35	0,9
23°	18°	308	12,25	344	11,2	311	12,2	12,23	12,23	1,03
23°	19°	310	12,2	349	11,05	310	12,2	12,2	12,2	1,15
24°	27,5°	353	10,9	394	10,1	348	11,05	10,98	10,98	0,11
24°	32°	360	10,75	414	9,75	370	10,55	10,65	10,65	0,90
25°	33,5°	378	10,4	429	9,45	384	10,25	10,33	10,33	0,88
25°	42°	393	10,1	444	9,2	399	10,0	10,05	10,05	0,15
26°	43,5°	402	9,95	448	9,15	406	9,9	9,93	9,93	0,78
26°	49°	406	9,9	461	8,95	421	9,6	9,75	9,75	0,80
26°	49,5°	407	9,85	450	9,1	405	9,9	9,88	9,88	0,78
27°	63°	472	8,75	546	7,8	483	8,6	8,68	8,68	0,88
27,5°	63,5°	476	8,7	556	7,7	459	9,0	8,85	8,85	1,15
28°	71°	489	8,54	540	7,9	493	8,5	8,52	8,52	0,62

000408

Einfluss der Vorwärmung  
auf  $E_K$  und  $E_K^*$ .



000409

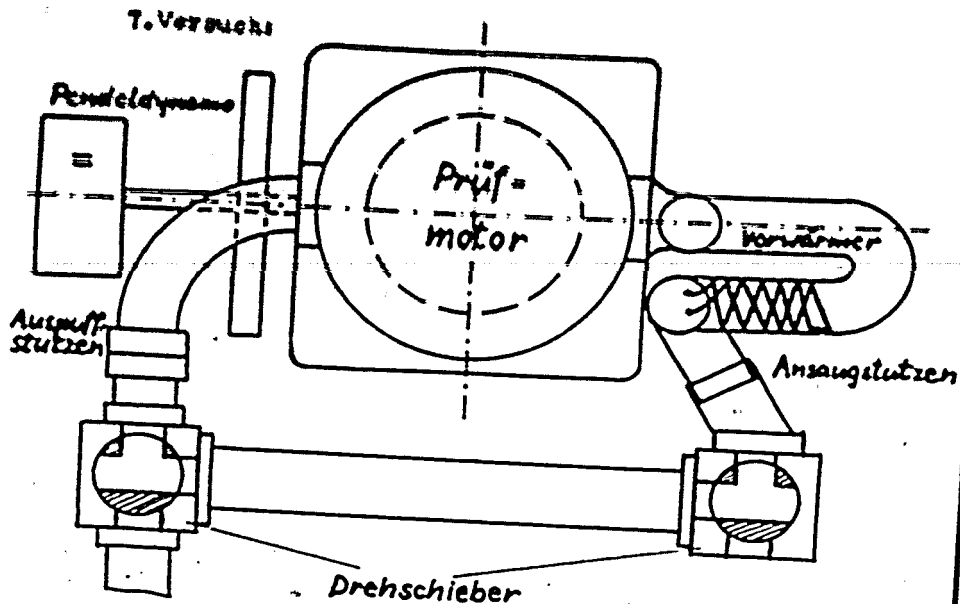
#### 6. Versuch:

Beschreibung: Die gewünschte höhere Ausnützung der chemischen Vorreaktion sollte nunmehr durch eine prinzipielle Erprobung erreicht werden. Es wurde eine Gummischlauchverbindung zwischen dem Auspuffrohr und einem großen Stahl-Druckbehälter, der mit einer Manometer zur Drucküberwachung, einem Absperrhahn und einer Überdruckmembran ausgerüstet war, hergestellt und damit der Behälter voll zündfähiges Gemisch gepumpt. Als Verdichtungsverhältnis wurde eines knapp unter dem kritischen gewählt. Danach wurde der Hahn abgesperrt und die Gummischlauchverbindung an Ansaugstutzen befestigt. Der geschleppte Motor konnte nun nach Öffnen des Absperrhahnes das Gemisch aus dem Behälter absaugen (ohne Verluste!), ohne daß eine Einspritzung erfolgte. Später wurden auch noch Versuche mit kleinen Einspritzmengen durchgeführt.

#### Ergebnis:

Es kam in keinem Falle eine Zündung zustande. Als Gründe dafür können folgende angesehen werden:  
Das Gemisch kühlt durch Berührung mit den kalten Wänden des Behälters stark ab. Wahrscheinlich ist die Reaktion auch schon zu weit fortgeschritten, als daß noch eine wirksame Ausnützung erfolgen könnte.  
Eine weitere Schwierigkeit bietet die Ermittlung von  $\epsilon_k$ . Es besteht dabei die Gefahr, daß beim Vollpumpen das kritische Verdichtungsverhältnis erreicht wird und verbranntes, heißes Gas in den Behälter mit zündfähigem Gemisch eindringt und eine Explosion hervorruft. Welcher Abstand vom kritischen  $\epsilon$  soll also gewählt werden? Das Ergebnis wäre, wenn überhaupt in dieser Form zu erreichen, von sehr vielen Zufälligkeiten abhängig.

000410



#### Beschreibung:

Zur Erreichung einer besseren Gasmischregulierung und sicheren Umschaltung und zur Vermeidung von Verlusten wurde eine gut abgedichtete Vorrichtung mit Hilfe zweier Drehschieber (Dreiweghähne) gebaut. Die Anordnung erlaubte außerdem, verschiedene Möglichkeiten der Umleitung zu versuchen.

Es wurden Versuche mit offenem Ansaugstutzen und umgeleiteten Auspuff, mit vollkommen geschlossener Umleitung, mit offenem Auspuff und umgeleiteter Ansaugung aus dem Auspuff gefahren, ferner alle möglichen Gemischmengen eingestellt.

#### Ergebnis:

Ein positives Ergebnis war in keinem Falle festzustellen, auch nicht bei Benzin-Einspritzung mit später noch erfolgtem Äthylnitrat - Zusatz von 3% (Zündbeschleuniger). Die Gründe lagen bei der mangelnden Einspritzüberprüfung und -dosierung und damit bei einer mangelnden Übersicht über das Mischungsverhältnis von Luft und Kraftstoff.

000411

Rein chemisch ist zu sagen, daß die Vorreaktion sicherlich schon soweit fortgeschritten war, daß die Bildung von Harzprodukten, die natürlich nicht mehr für das Anlaßverhalten nutzbar zu machen sind, bereits eingesetzt hatte.

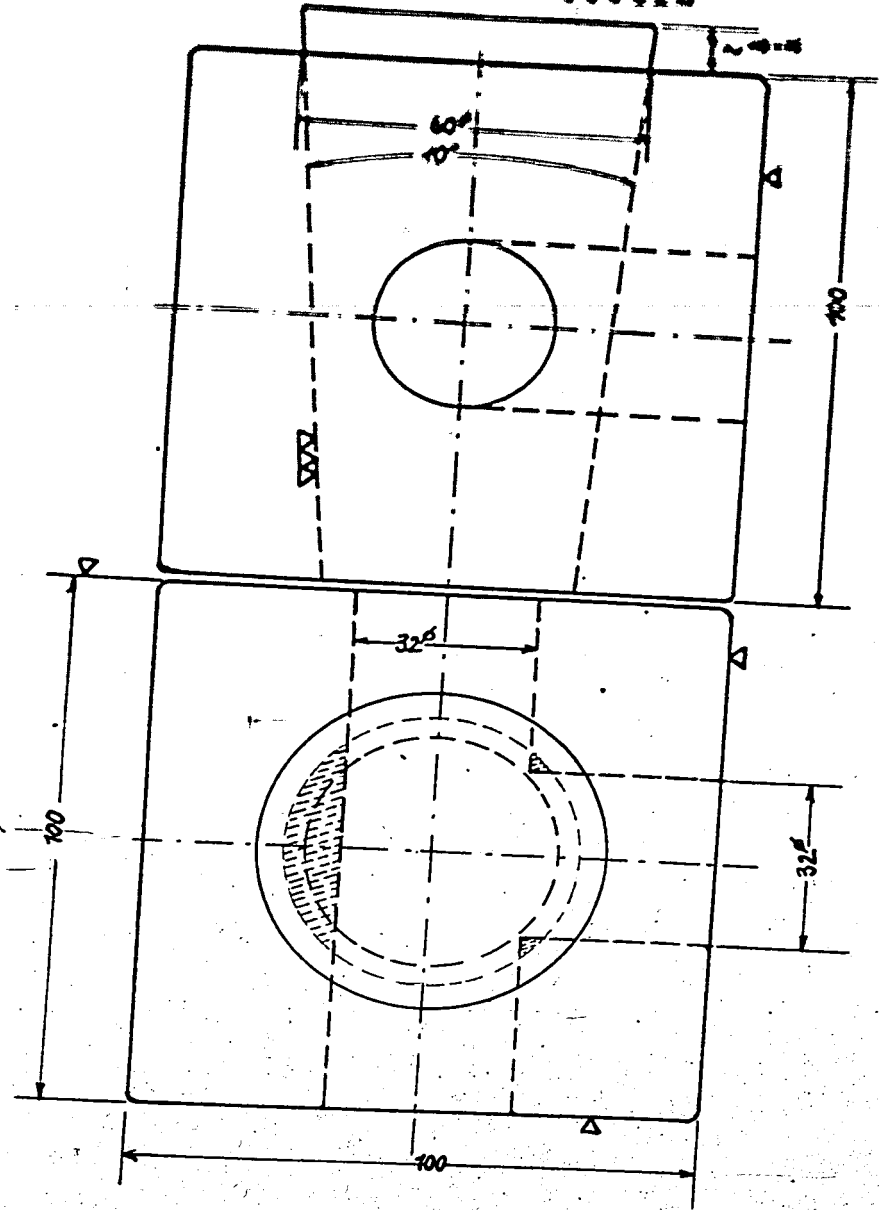
Die zunächst vermutete Erwärmung des Gemisches durch die geschlossene wiederholte Umleitung konnte beim Versuch nicht festgestellt werden.

Die allgemeine Untersuchung des Freisprozesses für Luft zeigte, daß bei der geschlossenen Umleitung eine geringe Abkühlung stattfindet.

Der Grund für diese Abkühlung lag in einer Abgabe eines Teils der Kompressionswärme an den Zylinder, und beim Ausschleiben der entspannten Luft in die luftgefüllte Umleitung einer Abgabe der geringen, auftretenden Kompr.-Wärme an die Rohrleitung und die Drehschieber.

Praktisch war die Abkühlung so gering, daß sich ein Temperaturabfall bei Umleitungsbetrieb nicht bemerkbar machte.

000412



Auftrag Nr. 90912 /15

Werkstoffe :

Gehäuse = St. 37.11

Reiber = Ge.

▽ = sauber feilen !

**Drehschieber**

Maßstab : 1:1

Sorte 502 A. G. Hermann Frickel, Stuttgart

000413

IV. Einfluß von Sauerstoff auf die chemische Vorreaktion  
und damit auf das Start-Verhalten.

Versuchsbeschreibung:

Wie bereits erwähnt, wird die chemische Vorreaktion durch Sauerstoff besonders begünstigt. Diese Tatsache sollte für das Start-Verhalten ausgenutzt werden. Durch Zugabe von reinem Sauerstoff in den Ansaugstutzen, wurde ein besseres Anspringen des Motors zu erreichen versucht.

Von einer Sauerstoff-Stahlflasche, die mit einem Reduzierventil versehen war, wurden mit Hilfe eines Gummischlauches zunächst kleine, späterhin auch größere Mengen von Sauerstoff der Ansaugluft zugegeben. Bei konstanter Drehzahl des geschleppten Motors und konstanter Einspritzmenge wurde erst für normalen Dieselbetrieb das kritische Verdichtungsverhältnis ermittelt. - Zündanzeige fand wiederum durch das bereits erwähnte Anzeigegerät statt. - Nun wurde das Verdichtungsverhältnis stufenweise (+50 Skst., +30 Skst., +10 Skst. usw.) verkleinert und unter Zusatz von Sauerstoff versucht eine Zündung hervorzurufen.

Die Versuche verliefen positiv und wurden nach einem Vorversuch mit Tankstellendieselloil außerdem noch mit verschiedenen anderen Kohlenwasserstoffen vorgenommen.

Zur Erprobung kamen:

Tankstellendieselloil  
Synthese-Benzin  
Iso-Oktan  
Normal-Heptan  
Cyklo-Hexan  
Benzol



Ergebnisse:

000414

1) Vorversuch:

Kraftstoff: Tankstellendieselloil  
Einspritzmenge: konstant eingestellt  
Drehzahl: 300 Umdr./min.

Öltemperatur: 23,5 Grad C

Ansaugluft-Temperatur: 21 Grad C

Skst.: 237

$\epsilon_K$ : 15

Sauerstoff-Zugabe ergibt:

bei Skst. = 237 + 50 = 287 (Zdg. bei sehr kleiner  
 $\epsilon_K^* = 12,95$  Sauerstoff-Menge)

bei Skst. = 310 Zdg. bei kleiner O-Menge

$\epsilon_K^* = 12,2$

bei Skst. = 350 Zdg. bei größerer O-Menge

$\epsilon_K^* = 11$

Zwischenwert für normalen Betrieb (um der Erwärmung des Motors gerecht zu werden):

Öltemperatur = 26 Grad C

Ansaugluft-Temperatur = 23 Grad C

Skst.: 272

$\epsilon_K$ : 13,5

Sauerstoffzugabe:

bei Skst. = 360 sehr heftige Zdg. (Auspuffknall)

$\epsilon_K^* = 10,75$

Es ergibt sich somit ein mittleres, kritisches Verdichtungsverhältnis für normalen Betrieb von:

$\epsilon_{K_m} = 14,3$

Der Unterschied zum Betrieb mit Sauerstoff-Zugabe beträgt also:

$$\Delta \epsilon = \epsilon_{K_m} - \epsilon_K^* = 3,55$$

000415

2)

Kraftstoff: Tankstellendiesöl						
Einspritzmenge: konstant eingestellt						
Drehzahl: 300 Umdr./min.						
$\bar{\theta}_1$ °C	Luft °C	Skat.	$E_w$	Skat.	$E_w^*$	$\frac{\Delta E_w}{(E_w - E_w^*)}$
19	18	216	16,05	266	13,7	
				296	12,55	
				306	12,55	3,7
21	21	246	14,55	296	12,65	
				326	11,7	
				336	11,4	3,15
23	23	228	15,4	278	13,3	
				308	12,25	
				318	11,95	
				328	11,65	
				338	11,35	
24	23	243	14,7			3,7

Die Versuche mit Sauerstoff-Zugabe wurden soweit durchgeführt, bis entweder trotz großer Mengen keine Zündung erfolgte, oder die Zündung mit heftigen Schlägen verbunden war, so daß eventuell mit Materialschäden gerechnet werden mußte.

000416

3)

Kraftstoff: Synthese - Diesel							
Einspritzmenge: konstant eingestellt							
Drehzahl: 500 Umdr./min.							
$\bar{U}_1$	$^{\circ}\text{C}$	Luft $^{\circ}\text{C}$	Skat.	$E_M$	Skat.	$E_M^*$	$\Delta E$
24	22		214	16,15	204	13,6	
					294	12,7	
					204	12,5	
					314	12,1	4,05
27	25		221	15,3	271	13,55	
					301	12,5	
					311	12,15	
					321	11,9	
					331	11,55	
28	25		240	14,9			3,8

Bei diesen Versuchen versagte ab und zu die Einspritzung.  
Die Einspritzmengen mussten größer gewählt werden, als  
bei Tankstellendieselloil, da sonst keine Zündung erfolgte.







000420

7)

Kraftstoff: Cyclohexan + 10 % Dieselöl						
Einspritzmenge: konstant eingestellt						
Drehzahl: 300 Umdr./min.						
$\theta_1$ °C	Luft °C	Skat.	$E_N$	Skat.	$E_N^*$	$\Delta E$
19	19	192	17,45	242	14,75	
				252	14,3	
				262	13,9	
19	19	185	17,9			3,78
20	20	188	17,75	238	14,95	
				268	13,7	
				278	13,3	
21	20	183	18,05			4,6



000421

8)

Kraftstoff: Benzol + 10 % Dieselöl						
Einspritzmenge: konstant eingestellt						
Drehzahl: 300 Umdr./min.						
$\theta_1$ °C	Luft °C	Skat.	$E_K$	Skat.	$E_K^*$	$\Delta E$
21,5	21	135	17,9	235	15,05	
				265	13,75	
				275	13,4	
				285	13,0	4,9
23	20	139	21,9	189	17,65	
				219	15,9	
				229	15,4	
				239	14,9	
				249	14,45	
				259	14,0	
24	21	141	21,7			7,8







V. Verschläge und Möglichkeiten für weitere Untersuchungen.

1) Es könnte durch Stilllegen der Gassteuerung des Motors zum Zeitpunkt geschlossener Ventile versucht werden, die im Zylinder erfolgende chemische Vorreaktion des Kraftstoff-Luft-Gemisches für das Start-Verhalten auszunützen, und zwar in der Art, daß vielleicht bei der 2. oder 3. Verdichtung des gleichen Gemisches die Zündung erfolgen würde. In diesem Augenblick müßte jedoch die Steuerung wieder eingeschaltet werden und der Motor auf normalem Betrieb laufen. Die Einspritzung dürfte dabei nur einmal erfolgen, da es sonst zu einer Überreicherung des Gemisches käme.

Das Abschalten der Steuerung würde an dem Prüfmotor einige konstruktive Änderungen bedingen, die sich aus Zeitmangel leider nicht mehr durchführen ließen.

2) Durch Kondensation des aus dem Auspuff austretenden Gemisches mit Hilfe von Kohlensäure-Schnee, könnte eine chemische Untersuchung des Gemisches (Siedepunkt-Bestimmung ebenfalls) stattfinden und die Veränderung durch die chemische Vorreaktion durch Vergleich festgestellt werden. Das gewonnene Kondensat könnte eingespritzt oder der Ansaugluft zugegeben werden.

3) Es müßte mit Hilfe eines Indikator-Diagramms festgestellt werden, bei welchem Verdichtungsverhältnis, bei welcher Drehzahl, bei welcher Einspritzmenge, und vor allem bei welcher Ansaugluft-Temperatur zusätzliche Druckanstiege ohne erfolgende Zündung verzeichnet würden.

Dieser durch Vorreaktionen bedingte Druckanstieg könnte sich ohne Zweifel vorteilhaft auf das Startverhalten auswirken.

000426

VI. Zusammenfassung.

Wenn auch die vorliegenden Versuche nur zum Teil geringe, positive Erfolge zeigten, so geht doch daraus hervor, daß eine Ausnützung der chemischen Vorreaktion für das Start-Verhalten bei Dieselmotoren möglich ist.

Es muß nunmehr weiteren Versuchen überlassen werden, eine Möglichkeit einer höher-liegen Ausnützung zu finden..

Schriftumsverzeichnis:

- 1) Luftfahrtforschung Band 19
- 2) Schriften der deutschen Akademie der Luftfahrtforschung. Heft 9

Aufgabenstellung:

*System. Lubrication*  
**SIE 5**

Der bei Motorläufen anfallende Rückstand im Schmieröl ist zu untersuchen. Die in der Zeiteinheit anfallende Menge ist festzustellen. Seine Struktur und das spez. Gewicht des Rückstandes soll bestimmt werden.

Betriebs- und Entnahmebedingungen:

Die Untersuchungen wurden an Fluzmotoren BB 603, 605 und 628 vorgenommen. Sie wurden so durchgeführt, daß die Öluntersuchungen sich in den Pausen der Motorprüfungen einfügten. Die Probeentnahme wurde während des Betriebs bei Leerlauf oder gleich nach dem Stillsetzen des Motors entnommen, und zwar die Versuchsreihe 014 bis 017, 018 bis 025 und 101 bis 112 am Spaltfiltergehäuse, die Reinen 301 bis 304, 401 bis 405 und 501 bis 506 an der Rückführung nach dem Durchlauf des Öls durch den Motor. Die Proben an festem Schmutz wurden während der Demontage der Motoren entnommen, (siehe Übersicht).

Untersuchung des Schmierstoffes:

Von dem entnommenen Altöl wurden nach vorrätigen Durchrühren ca. 20 g entnommen, um den Wassergehalt möglichst gering zu halten. Diese Linsange wird mit ca 10 g eines Bleicherdegemisches und 100 cm<sup>3</sup> Nornalhexan versetzt und nach einer Stunde über eine Glasfilternutsche der Ölbestandteil ausgefiltert. Der auf dem Filter verbleibende Rückstand wird mit Chloroform nachbehandelt und damit die Asphalt-Anteile im Öl herausgespült. Das zurückbleibende Gemisch aus Bleicherde, Ölkohle und Metallresten wurde auf den Kohlenstoffgehalt oder Metallgehalt untersucht.

Die Öl- und Harzauswaschungen wurden getrocknet und gewogen und aus der Differenz von

Linssange - Öl - Harz

der Anteil an festen Stoffen in Gewichtsprozenten festgestellt. Stichproben ergaben, daß der Wassergehalt vernachlässigbar gering ist. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Tabelle 1 und den Schaubildern 1 - 5 dargestellt.

Festlegung der gewählten Bezeichnungen:

- A = Schmierstoffmenge kg
- O = Ölmenge kg
- H = Harzmenge kg
- F = Feste Bestandteile kg
- w = Schmierstoffverbrauch kg/Std.
- S = Gesamter Schmutzanfall im Motor kg
- S = Ausgefilterte Schmutzmenge kg
- t = Zeit Std.
- z = Durchflußmenge kg/Min.
- α = Gemessener Ölanteil %
- β = Gemessener Harzanteil %
- γ = Gemessener Schmutzanteil %

000427

Die im Diagramm 1 dargestellten Kurven entsprechen dem durch die Auswaschung ermittelten prozentualen Anteilen der einzelnen Bestandteile im Schmierstoff. Sie sind jedoch nicht identisch mit den tatsächlichen Verhältnissen.



## Aufgabenstellung:

Der bei Motorläufen anfallende Rückstand im Schmieröl ist zu untersuchen. Die in der Zeitelaufzeit anfallende Menge ist festzustellen, seine Struktur und das spez. Gewicht des Rückstandes soll bestimmt werden.

*Dieter Lohmeyer*  
**SIE 65**

## Betriebs- und Entnahmestellungen:

Die Untersuchungen wurden an Flugmotoren DB 603, 605 und 628 vorgenommen. Sie wurden so durchgeführt, daß die Öluntersuchungen sich in den Pausen der Motorprüfungen einfügten. Die Probeentnahme wurde während des Betriebs bei Leerlauf oder gleich nach dem Stillsetzen des Motors entnommen, und zwar die Versuchsreihe 014 bis 017, 018 bis 025 und 101 bis 112 an Spaltfilterzechen, die Reihen 301 bis 304, 401 bis 405 und 501 bis 506 an der Rückführleitung nach dem Durchlauf des Öls durch den Motor. Die Proben an festem Schmutz wurden während der Leerlaufzeit der Motoren entnommen, (siehe Übersicht).

## Untersuchung des Schmierstoffes:

Von dem entnommenen Altöl wurden nach sorgfältigen Durchrühren ca. 20 g entnommen, um den Wassergehalt möglichst gering zu halten. Diese Linzwage wird mit ca 10 g eines Bleicherdegemisches und 100 cm<sup>3</sup> Normalhexan versetzt und nach einer Stunde über eine Glasfilternutsche der Ölbestandteil ausgefiltert. Der auf dem Filter verbleibende Rückstand wird mit Chloroform nachbehandelt und damit die Asphalt-Anteile im Öl herausgespült. Das zurückbleibende Gemisch aus Bleicherde, Ölkohle und Metallresten wurde auf den Kohlenstoffgehalt oder Metallgehalt untersucht.

Die Öl- und Harzauswaschungen wurden getrocknet und gewogen und aus der Differenz von

Linzwage - Öl - Harz

der Anteil an festen Stoffen in Gewichtsprozenten festgestellt. Stichproben ergaben, daß der Wassergehalt vernachlässigbar gering ist. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Tabelle 1 und den Schaubildern 1 - 5 dargestellt.

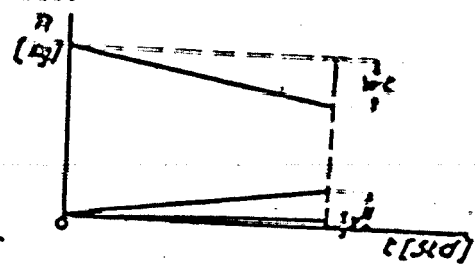
## Festlegung der gewählten Bezeichnungen:

A = Schmierstoffmenge	kg
O = Ölmenge	kg
H = Harzmenge	kg
F = Feste Bestandteile	kg
w = Schmierstoffverbrauch	kg/Std.
S = Gesamter Schmutzanfall im Motor	kg
S = Ausgefilterte Schmutzmenge	kg
t = Zeit	Std.
z = Durchflußmenge	kg/Min.
α = Gemessener Ölanteil	%
β = Gemessener Harzanteil	%
δ = Gemessener Schmutzanteil	%

000427

Die im Diagramm 1 dargestellten Kurven entsprechen dem durch die Auswaschung ermittelten prozentualen Anteilen der einzelnen Bestandteile im Schmierstoff. Sie sind jedoch nicht identisch mit den tatsächlichen Verhältnissen.

Der Schmierstoffverbrauch im Motor beträgt lt. Frischbericht 2 - 2,5 kg/Std., d.h. nach ca 35 Std. wäre die Gesamtmenge an Schmierstoff von 90 kg, die sich im Umlauf befindet, bereits verbraucht. Die Umlaufmenge wird jedoch konstant gehalten, der Schmierstoffverlust durch Zuspumpen von Frischöl ersetzt. Damit ergibt sich folgendes Bild:



Es sei zu einer beliebigen Zeit t

$$R_c = O_c + H_c + F_c = \text{const.}$$

Die Gesamt-Schmierstoffmenge wird um den Schmierstoffverlust wt geringer, damit wird auch der Bestandteil aus Öl und Harz und festen Stoffen weniger. Ich nehme dabei an, daß sich der Verlust wt in den ermittelten Anteilen  $\alpha, \beta, \gamma$  auf die Schmierstoffbestandteile verteilt.

$$R_c - wt = \underbrace{O_c - \alpha \cdot wt}_{\text{Vorhand. Schmierstoff Öl}} + \underbrace{H_c - \beta wt}_{\text{Harz}} + \underbrace{F_c - \gamma wt}_{\text{Feste St.}}$$

Die Schmierstoffmenge bleibt jedoch konstant, d.h. der Schmierstoffverlust wird durch Frischöl ersetzt. Da das Frischöl jedoch nur Ölanteile und keine Bestände an Harz und festen Stoffen hat, so erhöht sich der Ölanteil im Schmierstoff um den Verlust wt, während die Harzmenge und die Schmutzmenge die gleichen bleiben.

$$R = \underbrace{O - \alpha \cdot wt + wt}_{\text{Öl}} + \underbrace{H - \beta wt}_{\text{Harz}} + \underbrace{F - \gamma wt}_{\text{Feste St.}} \quad \text{oder}$$

$$1 = \frac{O + wt(1 - \alpha)}{R} + \frac{H - \beta wt}{R} + \frac{F - \gamma wt}{R}$$

Die Werte  $\alpha, \beta, \gamma$  wurden durch die Untersuchung ermittelt, daraus bestimmt man das wirkliche Gewicht der Schmierstoffanteile

$$O = \alpha R - wt(1 - \alpha), \quad H = \beta(R + wt), \quad F = \gamma(R + wt)$$

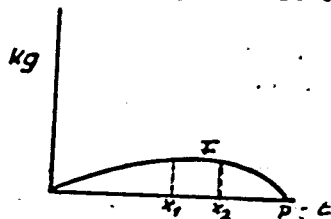
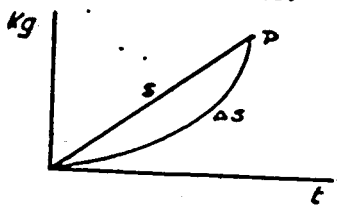
Dieses ist in der Tabelle 2 geschehen und in den Schaubilder 2 u. 3 dargestellt.

Bei der Annahme, daß sich der Verbrauch des Schmierstoffes in den gemessenen Anteilen  $\alpha, \beta, \gamma$  auf seine Bestandteile verteilt, setze ich voraus, daß der Verlust durch Undichtheiten und verbrannte Teile, die nicht wieder in den Schmierstoff zurückgelangen (z.B. Ölkohle an Kolben und Ventilen) sehr gering sei und vernachlässigt werden.

Nach dem Schmutzfilter erreicht man, daß selbst unter Berücksichtigung der Fehlerquelle durch Ermittlung der tatsächlich im Schmieröl vorhandenen festen Stoffe eine präzise Gasstromdichte nicht festzustellen ist, wenn auch die Tendenz steigt. Die Ursache der Unstetigkeit der Messkurve ist darin zu suchen, daß das Öl am Spaltfiltergehäuse abgenommen wurde und das Spaltfilter nicht vor jeder Probenentnahme, wie es von mir vorgeschrieben war, von Arbeiter durchgedreht, d.h. gereinigt wurde. So ist es durchaus möglich, daß die Schmutzstoffprobe einmal den Filtergehäuse voll enthielt, das andere mal nur das gerade im Filtergehäuse befindliche Schmieröl.

Mittelt man die Messpunkte der Kurve aus, so ergeben sich schwach gekrümmte Kurven mit negativen Differenzialquotient. Diese Kurve entspricht auch der Überlegung:

Ich nehme an, daß der Schmutzanfall  $S$ , d.h. die Erzeugung von Metallabrieb und Ölkohle im Motor linear vor sich geht; die Filter werden jedoch durch langsames Zusetzen der Maschen immer feinerporiger und halten somit immer mehr Schmutz zurück, d.h. das ausgefilterte Schmutzgewicht  $\Delta S$  steigt. Damit ergäbe sich folgendes Bild:



Die Kurve  $S - \Delta S$  ist gleich der vorher bestimmten Gewichtsmenge  $F$ . (S.52.)

Theoretisch wäre der Punkt P zu erreichen, jedoch ist dann der Durchflußwiderstand des Filters zu hoch. Man kann durch sorgfältige Filterung den Zustand  $x_1 + x_2$  erreichen. Dies zeigen die Untersuchungen, die ich an fabrikneuen Motoren im Daimler-Benz-Werk Genshagen anstellte, (Reihen 300, 400, 500). Dort geschieht die Filterung des Schmieröles der Reihenfolge nach durch ein Siebfilter, eine Zentrifuge, 4 Feinfiltern und ein sogenanntes Feinstfilter. Die Schmutzkurve zeigt einen waagerechten Verlauf der Schmutzkurve bei allen 3 untersuchten Läufen. Der Schmutzanfall hierbei ist beträchtlich, er beträgt die Differenz der festen Stoffe im Schmiermittel vor und während des Versuchs. Die Ergebnisse sind folgende:

Beim Öl-Einlauf, d.h. der Motor wird durch einen Generator angetrieben:  
 $F = \frac{g}{kg} = 0,02 \text{ \% / kg Durchflußmenge}$   
 $\Sigma F = 0,72 \text{ kg / Std.}$

Beim Vorlauf (Treibstoffpropan: 0,08 4/kg Durchflußmenge  
 $\Sigma F = 2,88 \text{ kg / Std.}$

Beim Nachlauf (Treibstoffbenzin: 0,01 4/kg Durchflußmenge  
 $\Sigma F = 0,36 \text{ kg / Std.}$

Bei den üblichen Vor- und Nachläufen von je 3 Std. werden also 9,7 kg Schmutz entfernt. Dieses Ergebnis scheint zu hoch zu sein, der Fehler liegt in meiner Meßmethode bei der die 5. Dezimalstelle der Wägungen nicht mehr zu ermitteln ist.

- 4 -  
Bei der Feststellung der Verschmutzungskurven läßt sich die Gleichung aufstellen:

$$S = AS - F - C \cdot C - AS + C \cdot C - C \cdot C$$

Wenn man noch  $t^g$  verläuft und  $c$  eine Konstante darstellt:

d.h. läßt man einen Motor kurzzeitig ohne Filter laufen, so kann man  $S$  feststellen, daraus  $c = \frac{S}{F}$ . Dann schaltet man die Filter wieder zu und stellt  $F(t)$  fest. Aus  $C \cdot C - F(t) \cdot C$  ermittelt sich der Gesamtverschmutzungsgrad des Motors, der sich aus den Reinigungsgraden der einzelnen Filter-Aggregate sowie dem Selbstverschmutzungsgrad (z.B. in rotierenden Teilen wie Kurbelwellen-Lager, Nocken-Getrieberändern usw.) zusammensetzt.  $C = (C_1 - F_1) + C_2 + \dots$   
Stelle ich den Schmutzfall in Abhängigkeit von der Durchflußmenge dar, so ergibt sich

$$E = \frac{F(t)}{2 \cdot 00 \cdot C} \left[ \frac{kg}{g/h} \right]$$

d.h. in 1 kg durchfließenden Schmierstoffes befindet sich  $E$  kg Schmutz. Diese Kurve stellt gleichzeitig  $\frac{dE}{dF}$  dar.  $F = C \cdot C - t^g$

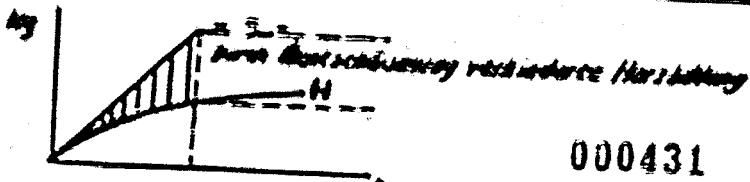
$$\textcircled{1} \frac{dF}{dF} \cdot C = \frac{t^{g-1}}{g-1}; \textcircled{2} \frac{dE}{dF} = \frac{t^{g-2}}{g \cdot t^{g-2}} = \frac{dE}{dF} \cdot \alpha$$

dar. Diese Gleichung ist eine Hyperbel, auf doppelt logarithmischem Papier dargestellt ergeben sich Geraden. Auffällig ist, daß die Richtungsfaktoren dieser Geraden für Motoren gleicher Bauart die gleichen sind und von denen anderer Motortypen deutlich unterschieden werden können. Es liegt also die Vermutung nahe, daß in den Steigungswinkel  $\alpha = f(\alpha)$  ein Kriterium für jeden Motortyp bezüglich seiner Bildung fester Stoffe vorhanden ist. Ob dieses Kriterium vorliegt läßt sich wegen der geringen Zahl von Messreihen und der Streuung der einzelnen Meßpunkte nicht feststellen. Diese Prüfung würde eine Reihenuntersuchung fordern.

Der Versuch, den Anfall fester Stoffe im Motor in Abhängigkeit von der Leistung darzustellen, war nicht möglich, da die Ölkurven naturgemäß nur in Dauerläufen entnommen werden können, und diese Läufe mit konstanter Leistung gefahren werden. Im Schaubild 6 ist der Verlauf der Leistung für die Prüfreihe 014 - 017 dargestellt und ergibt eine konstante Leistung von 820 PS. Der Versuch, den Schmutzfall aus dieser Reihe mit einem Dauerlauf mit konstanter Leistung mit 1600 PS zu vergleichen, wäre wegen der Schwankungen der einzelnen Meßpunkte sinnlos.

Der Verlauf des Anteils an Harzen - dem Oxydationsprodukt des Schmieröls - ist bei jeder Messreihe verschieden, obwohl die Harzbildung von der Filterung mit Ausnahme der bisher nicht geklärten Mitwirkung feinerer Metallteile als Katalysatoren unabhängig ist. Die Ursache mag darin liegen, daß in jedem Prüfmotor eine sogenannte Ölschleuder eingebaut ist, eine Zentrifuge, die neben der Filterwirkung noch den Zweck einer Ölentwässerung hat. Wird aber das Öl entschäumt, so wird die mit der Luft in Berührung kommende Oberfläche des Schmieröls verkleinert, also die Oxydationsmöglichkeit herabgesetzt. Man kann also annehmen, daß die Verharzung des Öls linear vor sich geht, siehe Versuchsreihe 100, daß jedoch die Schmutzschleuder diesen Vorgang verlangsamt.

Dieser Exponent  $g$  setzt sich damit zusammen aus:  
 $g = \sum \text{aller Filterexponenten} + \text{const.}$



000431

Die Versuchsreihe 014 - 017 bestätigt dieses Ergebnis dann, wenn man annimmt, daß nach ca. 90 Std. die Ölschleuder entweder abgeschaltet wurde, oder versagte. Leider ließ sich in Pressbericht darüber nichts feststellen.

#### Korngrößenbestimmung:

Es bestand die Aufgabe, einen Schutz zusammenzustellen, der in seinen Eigenschaften im Filter und in der Zentrifuge die gleiche hat, wie die beim Betrieb im Motor anfallenden Verunreinigungen. Der Zweck dieser Aufgabe ist:

- 1) Die Filterprüfung vom Motor unabhängig zu machen,
- 2) den genauen Anteil der ausgefilterten Menge auf Grund des vorher zugefügten Schmutzes zu ermitteln.

Versuche mit Flugasche und Ähnlichem sind gescheitert, da die Ergebnisse nicht den tatsächlichen Bedingungen entsprachen. Ich ging bei der Bestimmung des „Standard-Schmutzes“ von der Motoröl ausgewaschen oder an verschiedenen Stellen im Motor entnommen. Der Schmutz wurde mit Benzin und Benzol ausgewaschen und der Kohlenstoff durch Tetrachlor-Kohlenstoff oder Schwefelkohlenstoff behandelt und die Ölkohle nach Möglichkeit entnommen. Die Korngrößenbestimmung erfolgte auf 2 Arten:

- 1) mittels mikroskopischen Meßverfahrens
- 2) durch Siebung im Prüfsieb.

Die Untersuchung mit Prüfsieben war aufschlußreich für die Wirksamkeit und das Verhalten eines Siebfilters im Betriebe. Es ergab sich nämlich, daß Teile von einer Größe von  $3,1 \times 0,2 \times 0,3$  und  $4,2 \times 0,7 \times 0,1$  tatsächlich bis zum Sieb der kleinsten Maschenweite durchfallen. Es tritt also nicht, die gelegentlich geäußerte Vermutung auf, daß besonders lange und dabei schmale Stücke sich quer vor das Sieb legen würden; das Siebfilter hat in dieser Hinderdrahtähnlichen Teilen zum Vorwurf gemacht wurden. Die Abbildungen geben einen Begriff vom Aussehen des Schmutzes; mit auf jedem Bild angebrachtem Maßstab lassen sich die Korngrößen feststellen. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tabelle 4 und Schaubild 7 dargestellt.

Durch einen Unfall gingen leider die Aufnahmen des Schmutzes auf fabriktneuen Motoren verloren. Dieser Abrieb hat nicht, wie man wohl anzunehmen geneigt ist, die Form von Feilspänen oder Schleifstaub, sondern besteht aus einem sehr feinen Metallmehl mit einer Korngröße von  $0,05 - 0,03$  mm und darunter. Es sind nur ganz wenige große Teile dazwischen. Allerdings befinden sich ca. 3% Mineralteile im Staub, deren Herkunft im Formsand aus dem Gehäuse sowie durch Verschmutzung während der Montage zu suchen ist. Diese Mineralanteile können jedenfalls nicht verursachen, daß nur Metallmehl anfällt, es müßten auf jeden Fall große Metallteile

verfälscht sein.

Zur Herstellung des Standard-Schmutzes wurde die lt. Schaubild 6 ermittelte Korngrößenverteilung gewählt, wobei jedoch der Anteil an kleinen Abmessungen aus folgenden Gründen erhöht wurde:

1) bei den Auswaschungen gehen geringe Mengen an kleinen Abriebteilchen durch die Filter hindurch bzw. setzen sich in den Filtern fest. Wir hatten also bei der Korngrößenbestimmung prozentual zu wenig kleine Größen.

2) Der Metallabrieb besteht aus Feil- und Sägespänen. Die Form jedes Teilchens ist also die eines Drehspeus. Damit ist die Möglichkeit gegeben, daß sich die Teile leicht ineinander verkeilen, damit wie ein großer Korn wirken. Der Versuch, diese Drehspeiform der künstlichen Verschmutzung durch Behandlung im Mörser abzuändern, hatte nur bei Teßstallspeinen Erfolg. Es muß also dieser Nachteil durch eine größere Menge kleiner Korngrößen wettgemacht werden. Für die Auswahl der Metallsorten waren die Untersuchungen maßgebend, die bereits von der Fa. Daimler-Benz gemacht worden sind, sowie eigene Rückstandsuntersuchungen, die durch die Vorkstoffprüfung mittels Spektralanalyse durchgeführt wurden (Vorkstoffuntersuchungs-Nr. 7 108). Aus diesen Untersuchungen ergibt sich stets die Gegenwart von sehr viel Eisen und Blei, letzteres vermutlich aus Lackern oder als Verbindungselement Bleibromid und Bleichlorid aus dem Flugbenzin im Öl, wobei der Anteil aus den chemischen Verbindungen der größte ist, denn in dem ausgewaschenem Metallabrieb fand sich:

Probe-Nr. 013	:	2 %	Blei	metallisch
" 012	:	0,1%	Blei	metallisch
" 014 - 017:		2,5%	Blei	metallisch
201 - 208:		4 %	Blei	metallisch.

Aluminium, Kupfer, Magnesium stammen teils aus den Leichtmetallanteilen oder treten als Legierungsbestandteile auf, während Silizium, Chrom, Nickel und Zink reine Legierungselemente darstellen.

Die Säge- und Feilspäne wurden durch die Frühsiebe nach Korngrößen geordnet. Schleifstaub eignet sich nicht wegen des hohen Anteils an Schmirgel (bis zu 20 % Gewicht). Der Metallabrieb setzt sich mengenmäßig zusammen aus 20 % Eisen, 60 % Leichtmetall und 20 % Bunt- und Lagermetallen. Eine spez. Gewichtsbestimmung dieses zusammengestellten Metallstaubes ergab  $\rho = 4,12 \text{ g/cm}^3$ .

Der Kohlenstoffgehalt des Standard-Schmutzes wurde auf Grund der Untersuchungen der Fa. Daimler-Benz sowie eigene Ölkohlebestimmungen zu 60 % festgestellt. Die Beschaffung der Kohle oder eines ähnlichen Stoffes war schwierig, da weder gemahlener und gesiebter Koks noch Flugasche eine genügende, d.h. kolloidale Beschaffenheit aufwiesen. Ich nahm den sich im Abgekühlter eines Höhenprüfstandes angesammelten Ruß der den Anforderungen entspricht.

Die Frage, ob der Harzanteil im Öl für die Filterung ausschlaggebend ist, kann nicht befriedigend beantwortet werden. Auf jeden Fall befanden sich im Öl von 8, daraufhin untersuchten Siebfiltern ein größerer Harzgehalt, als eigentlich auf Grund der gewichtsmäßig vorhandenen Ölmenge anwesend sein dürfte.

Ich habe daher dem Gesamtschmutz 2 % Kolophonium in Chloroform 1 : 10 gelöst-zugesetzt.

Der Chloroformgehalt stört nicht, zumal er ja schon bei der Glasetemperatur von 70°C verdunstet.

Bestimmung des spez. Gewichtes, des Öl- u. Harzfreien Rückstandes:

Die Bestimmung des wirklichen spez. Gewichtes von Staub bereitet deswegen Schwierigkeiten, weil die in den Poren sitzende Luft sehr schwer zu entfernen ist. Untersuchungen mit einem geeichten Pyknometer und destilliertem Wasser als Medium ergaben spez. Gewichte zwischen 0,03 und 0,29 g/cm<sup>3</sup>, sie sind also unbrauchbar. Ich benutzte dann eine von Otto Rothfuß im Institut f. techn. Physik der Techn. Hochschule in Stuttgart ausgeführte Dipl.-Arbeit:

Die Messungen werden mit dem Pyknometer ausgeführt, als Messflüssigkeit eignet sich Ölsäure, Methylalkohol, Toluol und Glycerin. Die Wahl der Messflüssigkeit muß durch Versuche ermittelt werden. Ich wählte wegen der geringen Viskosität Methylalkohol.

Vorbereitung der Proben:

- 1) Der im Trockenschrank getrocknete Staub wird dem Alkohol zugesetzt und unter Unterdruck gesetzt, bis der Alkohol siedet. Dieses wird so lange fortgeführt, bis keine Luftbläschen mehr aufsteigen.
- 2) Der getrocknete Staub wird in ein Vakuum gebracht und mittels eines kleinen Röhrchens heißer Alkoholdampf unter langsamem Nachlassen des Vakuums so lange zugeführt, bis die kondensierte Alkoholmenge den Staub ganz bedeckt, dann wird das Pyknometer aufgefüllt.

Spez. Gewichtsbestimmung:

Es sei:

- $P_1$  = Gewicht des Pyknometer leer
- $P_2$  = " " " + Wasser
- $P_3$  = " " " mit Alkohol b.  $t_3$ °C.
- $P_4$  = " " " + Staub
- $P_5$  = " " " + Staub + Alkohol b.  $t_5$ °C.
- $k$  = 20,965 (bei  $t = 0 - 100$ °C).
- $\alpha$  = Volumenausdehnungskoeffizient d. Meßflüssigkeit
- $\alpha'$  = " " d. Pyknometerglases
- $f$  = Eichfaktor =  $(P_3 - P_2) [1 + (\alpha - \alpha')(t_3 - t_5)]$

$f$  wird graphische über  $t_5$  aufgetragen.

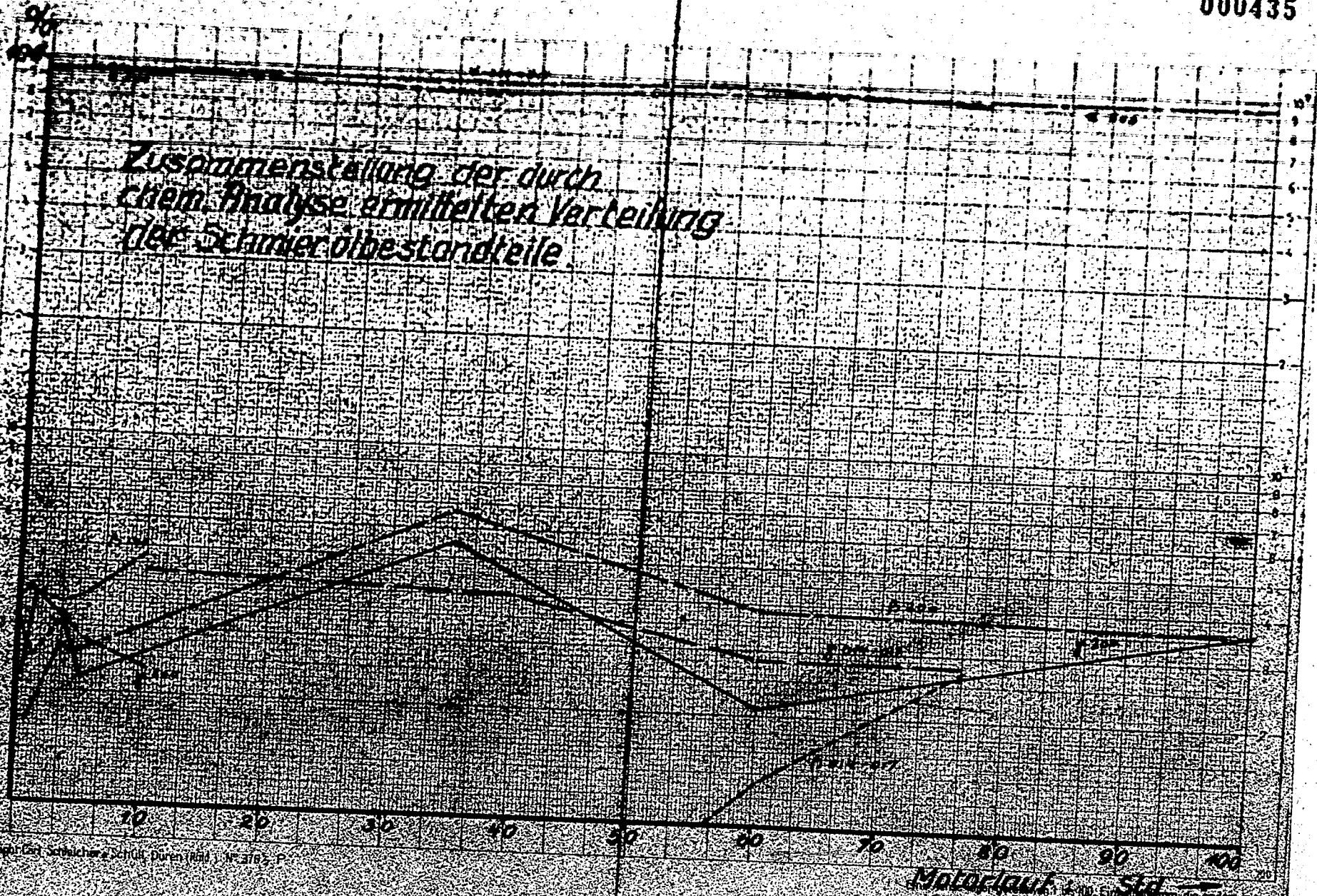
$$S = \frac{(P_4 - P_1) f}{k [f - (P_5 - P_4)]}$$

Das Ergebnis der Wägungen nach Methode 1 sind auch ungenügend, denn das wahre spez. Gewicht der Kurve muß das spez. Gewicht des Kohlenstoffes von 2,2 g/cm<sup>3</sup> zumindest übertreffen, wenn überhaupt Metalle im Staub vorhanden sind. Die auf Tabelle 6 zusammengestellten Ergebnisse sind mit Hilfe der Methode 2 ermittelt.





000435



Copyright by Schenck & Schulz, Duren (Rheinl.) A.G.

Motorlauf Std. —

Bestimmung der im Schmierstoff  
verhandenen Rückstände

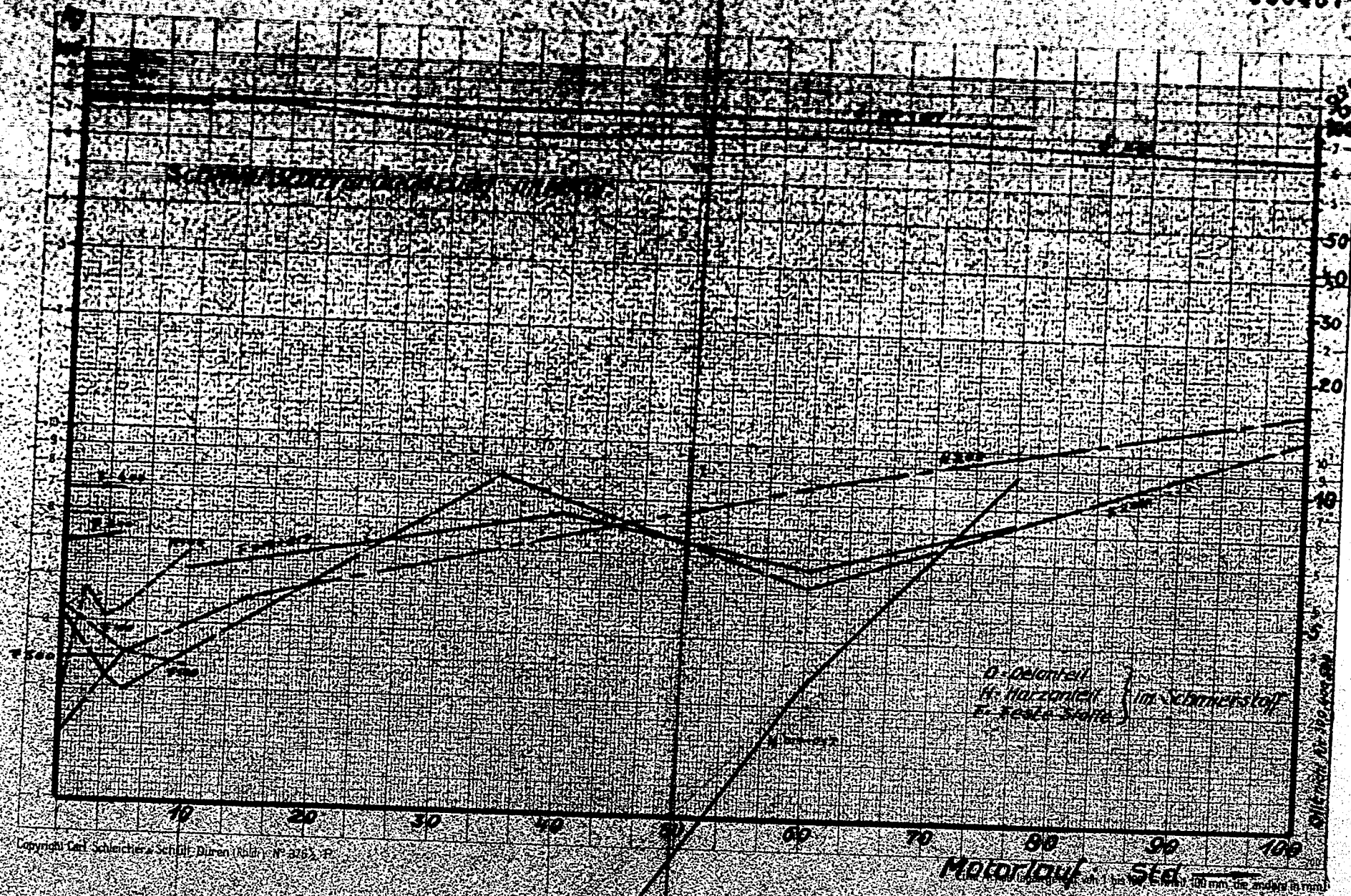
# Tab 2

000426

Probe	c	$\alpha$	$\alpha \cdot A$	W.t	W.t (1- $\alpha$ )	O	A+H+L	$\beta$	H	$\delta'$	F	$\epsilon$
Nr.	Std.		Kg	Kg	Kg	Kg	Kg		Kg		Kg	
014	10	0,950	76,4	20	0,88	75,52	100	0,0013	0,15	0,0427	4,27	0,12
015	40	0,958	76,5	80	3,35	73,15	160	0,0018	0,284	0,0402	4,43	0,040
016	60	0,970	75,5	120	3,60	71,90	200	0,0114	2,28	0,0280	4,65	0,0109
017	76	0,938	75,1	154	9,55	65,55	234	0,0358	8,70	0,0262	6,30	0,023
101	1/2	0,946	75,0	1	0,056	75,0	81	0,0153	1,26	0,0430	3,15	1,76
102	1/2	0,939	75,1	1	0,061	75,10	81	0,0270	2,44	0,0414	2,75	1,51
103	1/2	0,935	74,6	1	0,067	74,60	81	0,0235	2,10	0,0435	1,60	1,05
104	1	0,933	74,6	2	0,134	74,50	82	0,0298	2,37	0,0371	3,01	0,83
106	1	0,954	73,6	2	0,092	73,5	82	0,0247	2,03	0,0419	1,18	0,435
107	1 1/2	0,953	74,6	3	0,211	74,4	83	0,0355	2,95	0,0316	2,62	0,242
108	1 1/2	0,931	74,5	3	0,207	74,3	83	0,0455	3,77	0,0236	1,88	0,181
109	1 1/2	0,945	75,6	3	0,165	75,3	83	0,0370	3,08	0,0180	1,58	0,202
110	3	0,935	74,7	6	0,39	74,3	86	0,0340	2,92	0,031	2,66	0,246
110a	3	0,938	75,0	6	0,37	74,6	86	0,0376	3,24	0,0344	2,95	0,276
111	5	0,935	74,6	10	0,65	74,0	90	0,0370	3,34	0,0180	2,51	0,139
112	10	0,928	74,3	20	1,44	72,9	100	0,0475	4,75	0,0235	2,35	0,066
201	0	0,934	74,6	0	0	74,6	80	0,0304	2,43	0,0356	2,84	0,0
202	1	0,945	75,5	2	0,11	75,4	82	0,0176	1,49	0,0370	3,10	0,790
203	3	0,940	75,1	6	0,36	74,8	86	0,0269	2,3	0,0321	2,76	0,245
204	5	0,950	76,0	10	0,5	75,5	90	0,0269	2,4	0,0221	1,99	0,114
205	1,5	0,965	77,2	30	1,5	76,2	110	0,0324	3,55	0,0260	0,280	0,001
206	3,5	0,883	74,4	70	8,4	63,0	150	0,0603	9,2	0,0525	7,9	0,063
207	60	0,940	75,2	120	7,2	64,0	200	0,0360	7,8	0,0210	4,2	0,016
208	100	0,938	75,0	200	12,4	62,8	280	0,0357	10,3	0,0363	10,4	0,016

Konstante: R = Schmierstoffmenge - 80 kg. w = Schmierstoffverbrauch 2,6%  
Bei den Messreihen 300, 400, 500 ist eine Umrechnung nicht erforderlich  
da während des Motorlaufs kein Öl nachgefüllt wird.

088437

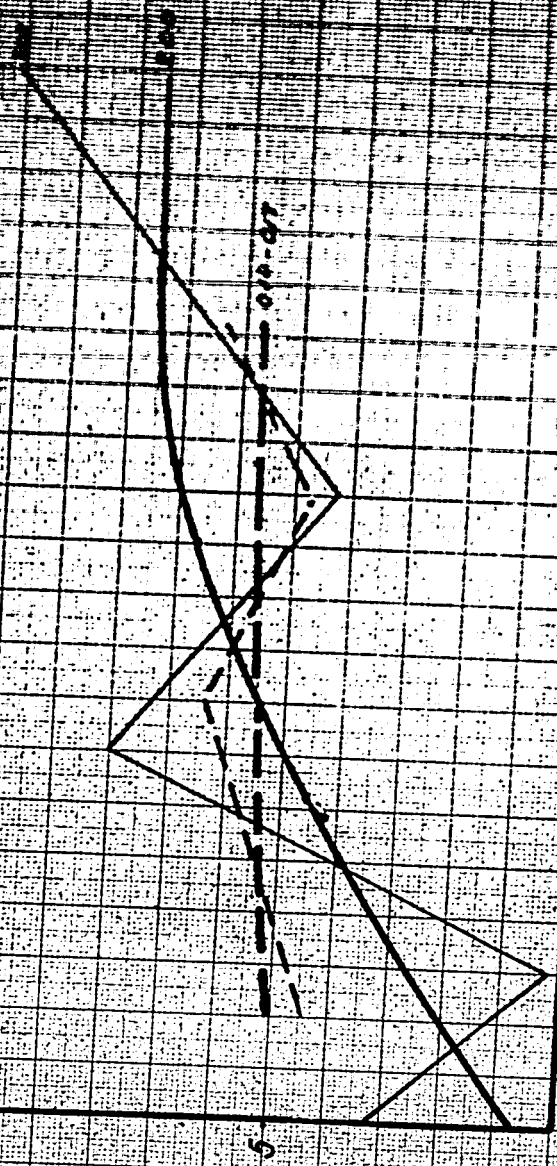




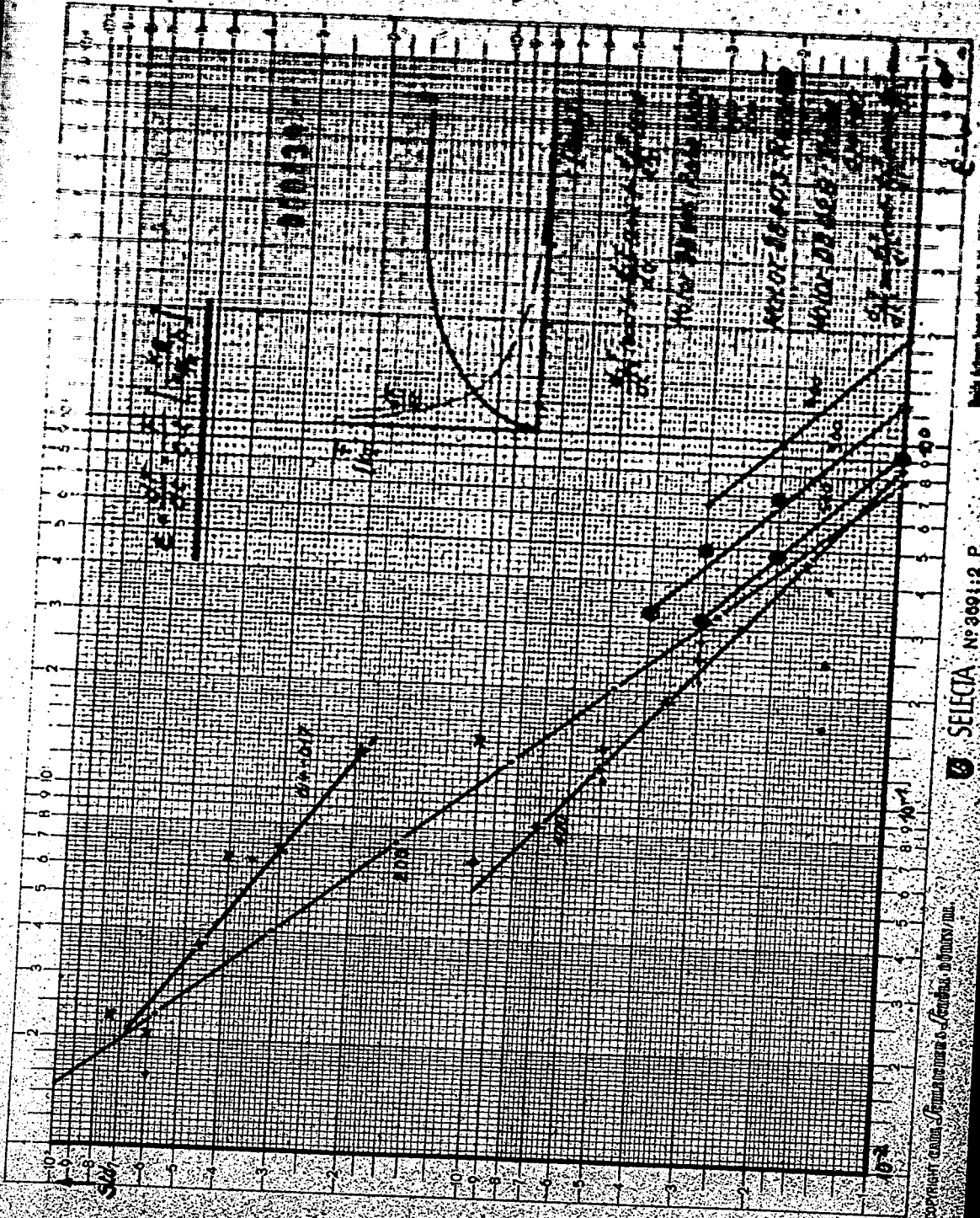
009438

# Zeitlicher Verlauf d. Ölverschmutzung

kg  
10



Die stark ausgeprägten Kurven weisen darauf hin, dass die Ölverschmutzung durch die Ölverschmutzung  
 theoretisch ermittelten Verschmutzungskurve det. (F. 55-49)



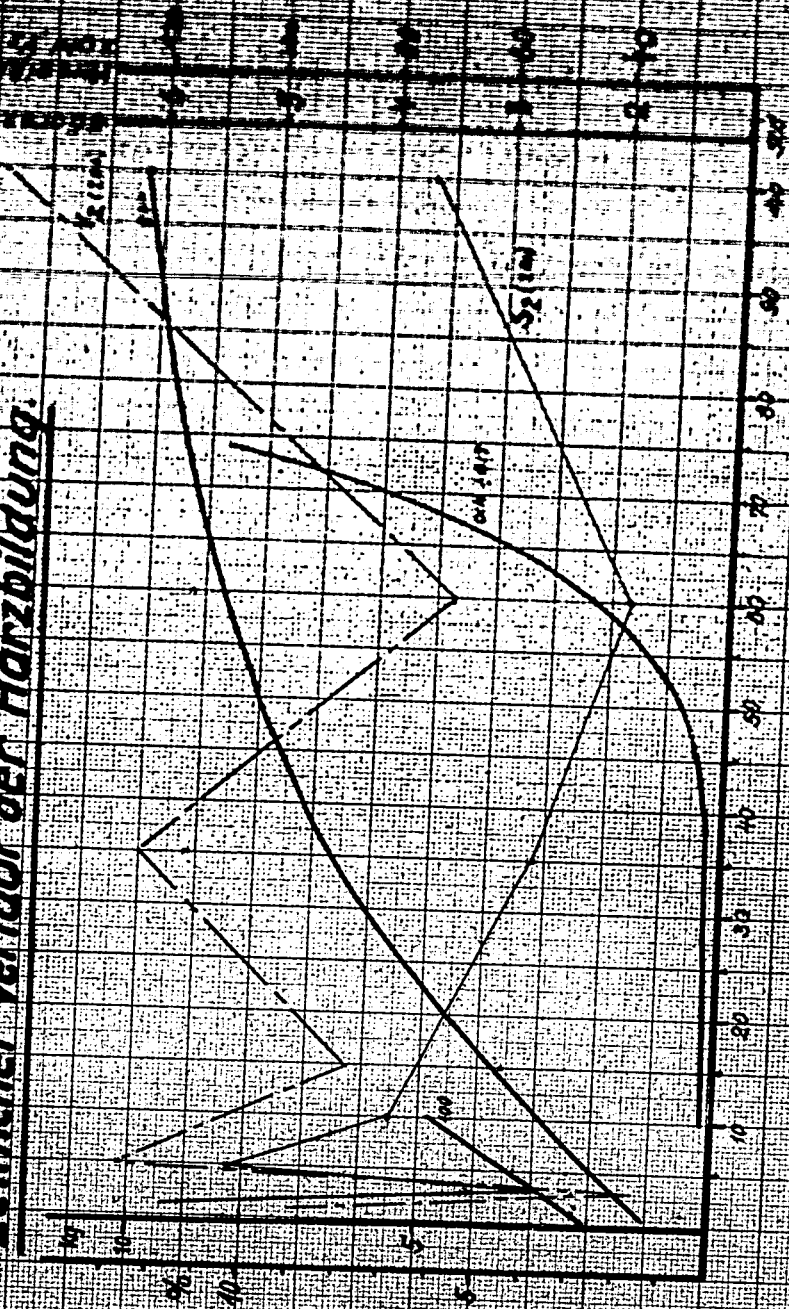
СЕЛСИА № 2091:2 Р.

СЕРВИСНЫЙ ЦЕНТР СЕРВИСНО-РЕСТАВРАЦИОННОГО ОТДЕЛА

Москва, Ленинградский проспект, д. 100, стр. 100, телефон 2091:2 Р.

000440

# Zeitlicher Verlauf der Harzbildung.



000441

*Motorleistung während einer Dauerprüfung*

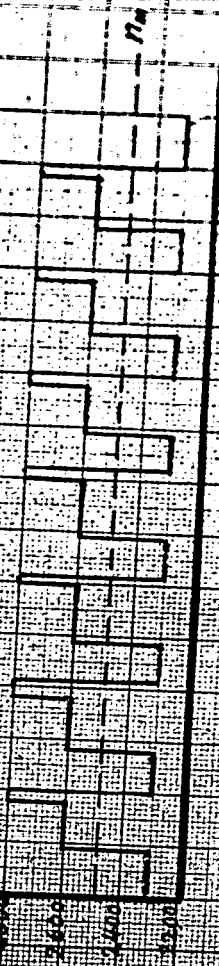
W/min

2000

1600

1200

800

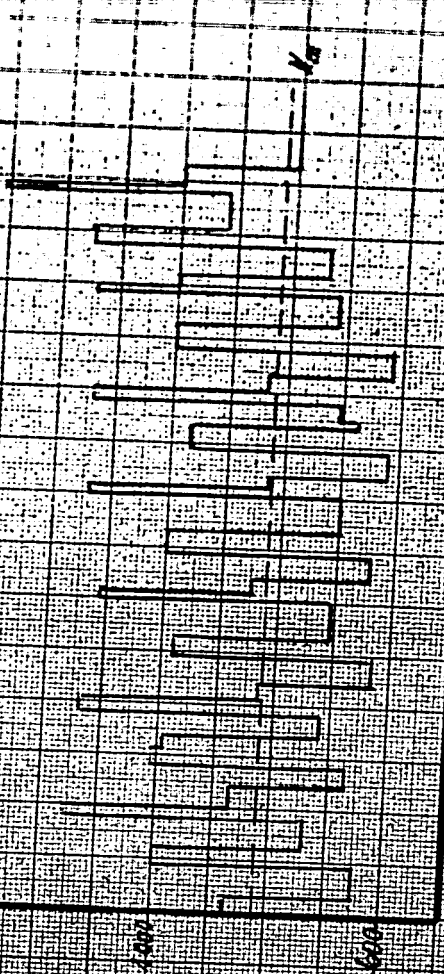


W/min

1600

1200

800



000212

Gesamtanlysebestimmung  
der Korngrößenanteile

Tab. 3

Abrieb nach Korngrößen gezeichnet

Probe-Nr.	Gewicht d. Probe	> 1φ		> 0,75φ		> 0,6φ		> 0,4φ		> 0,2φ		> 0,08φ		> 0,06φ		< 0,06φ	
		g	%	g	%	g	%	g	%	g	%	g	%	g	%	g	%
001-012	40	0,2	0,5	0,3	0,5	2,3	6,0	5,1	12,8	0,2	15,5	0,0	22,5	4,0	10,0		20,0
013-017	20					1,1	5,5	3,0	15,0	2,0	10,0	2,0	20,0	0,0	10,0		10,0
018-025	25			0,4	1,6	0,9	3,6	2,0	8,0	2,0	8,0	3,0	12,0	5,0	20,0		10,0
300-400, 500	10							1,0	10,0	1,1	11,0	1,0	10,2	2,5	25,0		10,0
101-112	12			0,2	1,7	0,5	4,2	0,7	5,8	1,3	11,0	1,5	12,5	3,0	25,0		10,0
Rückstand aus Filtern	15			0,4	2,6	0,4	2,6	2,6	15,3	2,0	13,3	2,1	14,0	3,3	22,0	3,9	15,0
	11			0,3	2,7	0,3	2,7	0,7	6,4	1,0	9,1	3,0	27,3	3,0	27,3		25,0
Mittel %				1,5			4,5		9,3		11,3		17,0		25,6		31,0
Standartschmütz				1			4		9		10		15		27		34

Zusammensetzung des Metallanteils im Standartschmütz: 60% Leichtmetall  
20% Eisen  
20% Zinn- u. Lagermetall

Zusammensetzung des Standartschmützes: 60% Kohlenstoff, 38% Metall  
+ 2% Kobalt



Abschrift 1

S. 47

DB

Werkstoff-Untersuchung Nr. 7108  
Antragsteller: v 60 VB / 43/620-634

ZWP

Schmelzrückstände (verschleckt)

Verteiler: Herron

Werkstoff	Menge	Lieferant	Eingang
	15 Stück		15.9.43

Anders 60 VB

Tiegel Nr.	Fe	Pb	Al	Cu	Mn	Si	Cr	Ni	Zn	Bemerkungen
620	±	±	+	+	+	+	+	+	+	
621	+	+	+	+	-	+	+	-	-	
622 (014)	±	+	+	+	(+)	+	+	-	(+)	
623 (015)	±	±	+	+	+	+	+	(+)	(+)	
624 (016)	±	±	+	+	+	+	+	+	(+)	
625 (017)	±	+	(+)	+	-	+	+	(+)	(+)	Rückstand eingebrannt
626	±	±	+	+	-	+	+	(+)	(+)	sehr wenig Substanz
627	±	±	+	+	-	+	+	-	(+)	
628	±	±	+	+	-	+	+	-	(+)	
629	±	±	+	+	+	+	+	+	-	
630	±	±	+	+	(+)	+	+	(+)	-	
631	±	±	+	+	(+)	+	+	-	-	
632	±	±	+	+	-	+	+	(+)	-	
633	±	+	+	+	-	+	+	+	-	
634	±	+	+	+	-	+	+	+	-	

± stark  
± s. stark Hauptbestandteil Fe.

Das aufgefundenen Silizium dürfte hauptsächlich aus dem Tiegel stammen und ist für die Beurteilung ohne Bedeutung. Es ist aus der qualitativen Analyse zu ersehen, daß die Rückstände hauptsächlich aus Eisen- und Bleiverbindungen bestehen.

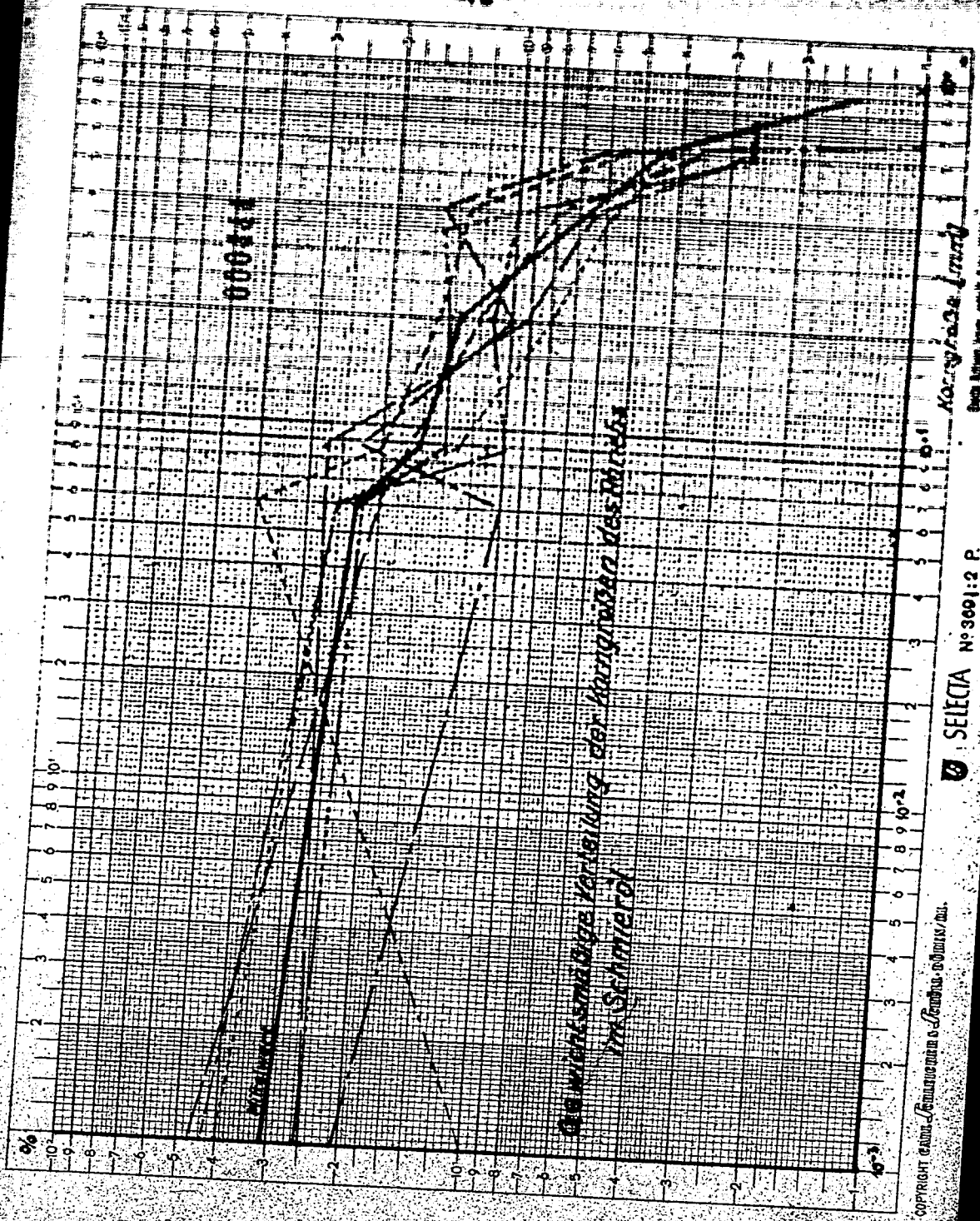
Ut. den 16. September 1934  
Dr. E/Ba/Sa.

ZWP

Gez. Dr. Eitel.

000443

h



000444

Gewichtsmäßige Verteilung der Korngößen im Schwermöl

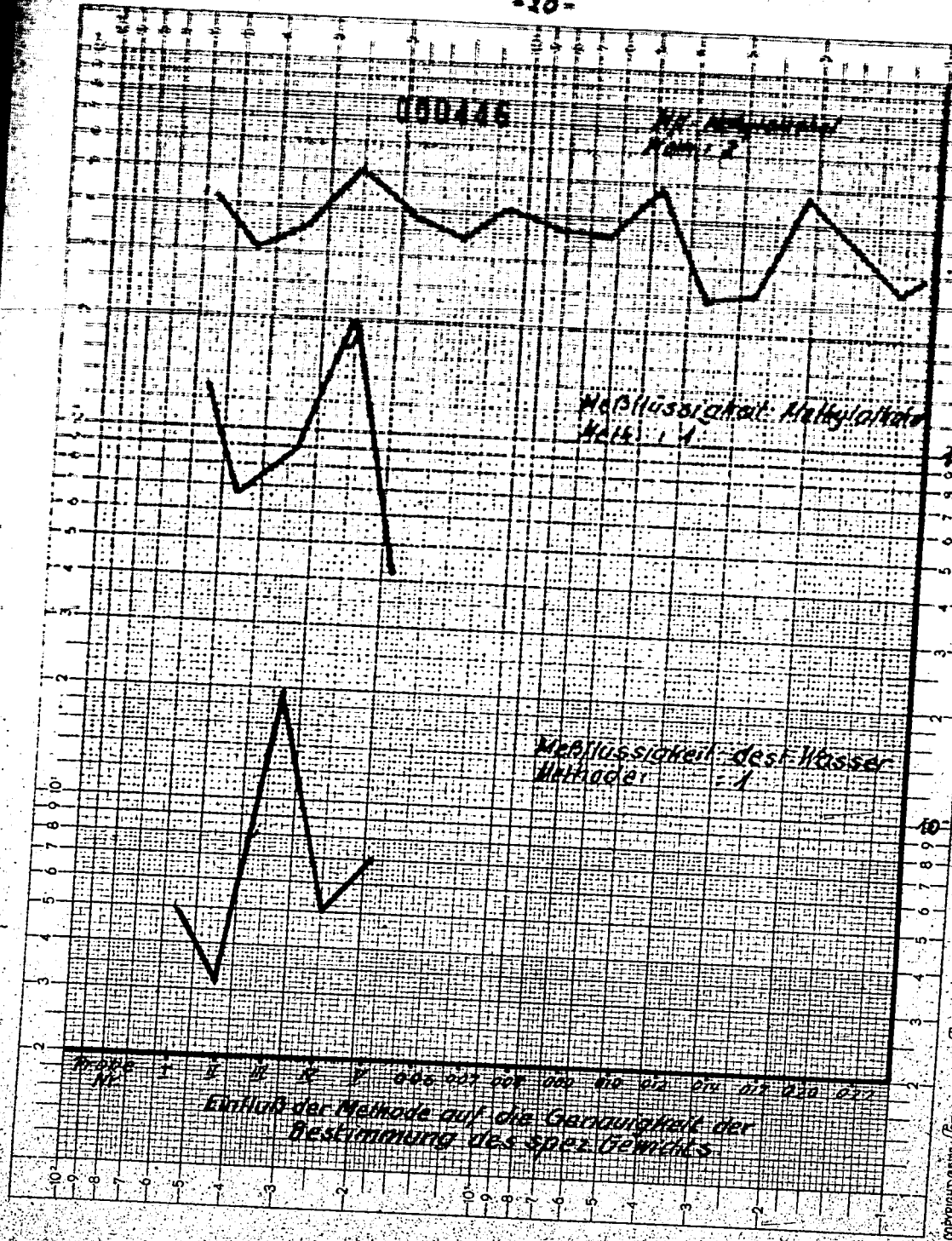
Copyright © 1950 by SELECTA, S. L.

SELECTA No 3001:2 P.

Korngroße

Scale: 1 mm = 1000 g, 1 cm = 1000 g, 1 m = 1000 g





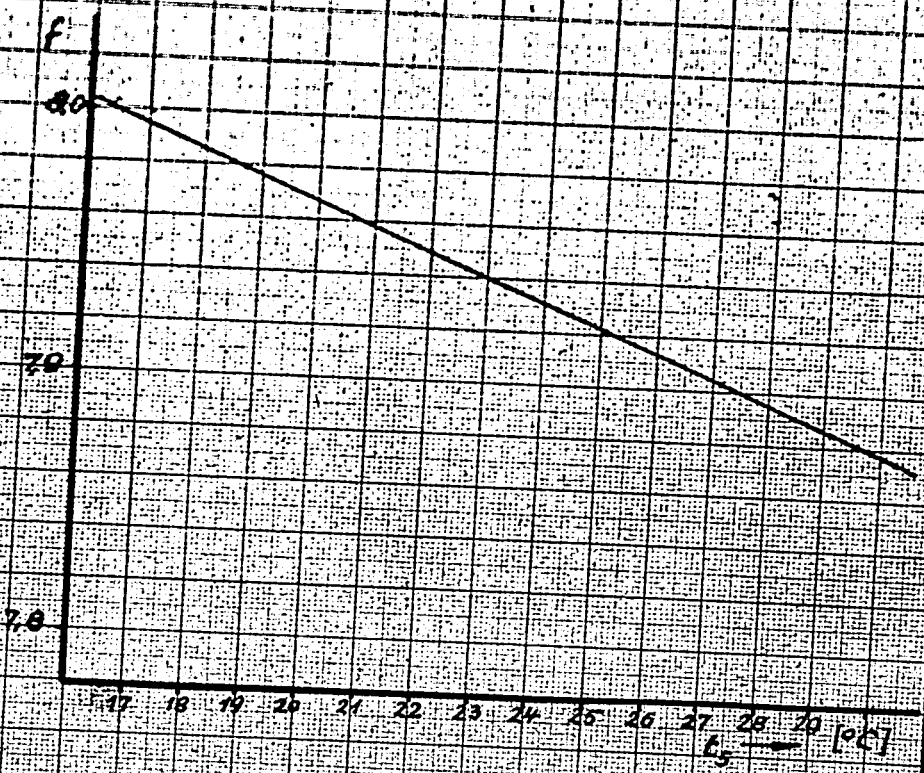
Einfluß der Methode auf die Genauigkeit der Bestimmung des spez. Gewichts

SELECTA № 389:2 P.

Copyright © 1950 by the author.

# Eichkurve

60090







Verzeichnis  
 Nr.                      Ort d. Bauteile                      Laufzeit

001	628/104	Innere Aufhänge	
002	628/104	Plattenset	100
003	628/104	Spaltfilter	100
004	628/104	Zepp.-Filter	30
005	628/104	Zepp.-Filter	15
006	605/77314	Kurbelwellenspleiße	70
007	605/77314	Co. Iouise GV 222	10,5
008	605/3028	Schleuder GV 221	10
009	605/79604	Schleuder GV 243	3,3
010	605/18010	Spaltfilter (01)	11
011	605/13010	Spaltfilter (01)	20
012	605/126	Planetenrad	10
013	605/126	Schleuder GV 244	33
014	628/104	Spaltfilter (01)	14
015	-	-	10
016	-	-	40
017	-	-	60
018	605/ V1	Schleuder GV 88	76
019	603/0028	Rumpe	5,1
020	603/GV 60	Planetenrad	10
021	605/79820	Kupplung	100
022	605/ V25	Spaltfilter	80
023	605/V18	Spaltfilter	65
024	605/V56	Zepp.-Filter	92
101	605/V61	Spaltfilter (01)	57
102	-	-	0,5
103	-	-	0,5
104	-	-	0,5
105	-	-	1
106	-	-	1
107	-	-	1
108	-	-	1,5
109	-	-	1,5
110	-	-	1,5
110a	-	-	1,5
111	-	-	2
112	-	-	2
201	605 (Kassiel)	-	10
202	-	-	0
203	-	-	0
204	-	-	0
205	-	-	0
206	-	-	0
207	-	-	0
208	-	-	0
301	605-Serie, Pleinlauf	-	100
302	-	-	1
303	-	-	1
304	-	-	1
401	605-Serie, Vorlauf	-	0
402	-	-	0
403	-	-	0
404	-	-	0
501	605-Serie, Pleinlauf	-	0
	nach 0, 1, 2, 3 und nach Abstellen des Motors	-	0

000449

Abbildungen zum Versuch Nr.

Zu Versuch Nr.:

Bild Nr.:

Seite



090450





Abbildungen zum Versuch Nr.:

Zu Bericht Nr.:

Blatt Nr.:

Seite



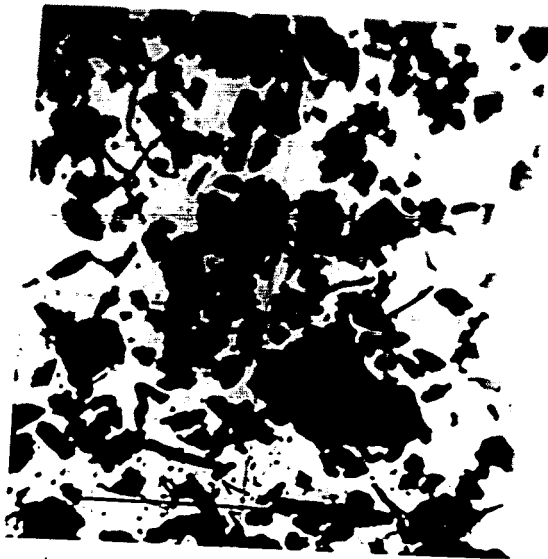
000451

Abbildungen zum Versuch Nr.:

Zu Bericht Nr.:

Bild Nr.:

Seite



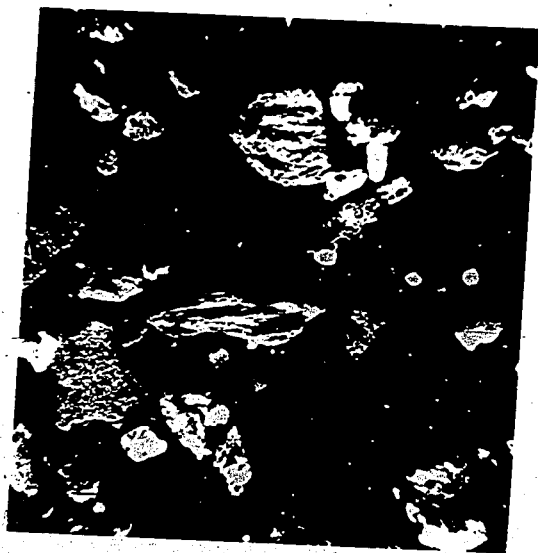
090452

Abbildungen zum Versuch Nr.:

Zu Bericht Nr.:

Bild Nr.:

Seite



000453

Abbildungen zum Versuch Nr.:

Zu Bericht Nr.:

Bild Nr.:

Seite



000454

Ve I.

105<sup>II</sup>

SE 6

*Ingenieurlaboratorium  
der Technischen Hochschule Stuttgart  
Forschungsinstitut für  
Wärme­kraft­ma­schinen u. Kom­pres­so­ren.*

000455

*Weinzierl.*

# Untersuchung zylindrischer Gleitlager für hohe Drehzahl.

## 1. Teilbericht.

000456

### Übersicht:

Durch Versuche an Gleitlagern mit einer Drehzahl von 10 000 bis 14 000 U/min. wurden die Laufeigenschaften bei verschiedenen Wellen- und Schalenwerkstoffen festgestellt. Die Verlustleistung und der Ölverbrauch der Lager, die Temperaturverteilung in der Lauffläche der Schale, sowie die Verlagerung der Welle im Lager wurden ermittelt.

Die Auswertung der Versuche nach der hydrodynamischen Lagertheorie liefert Unterlagen für die Vorberechnung rasch laufender Lager.

Der Bericht umfasst:

32 Seiten

4 Übersichtstafeln

51 Abbildungen

Forschungsinstitut für Wärmekraftmaschinen  
und Kompressoren im Ingenieurlaboratorium  
der Technischen Hochschule Stuttgart.

Direktor

*A. Wewerka*

A. Wewerka

Bearbeiter

*W. Dollhopf*

*H. Stephan*

W. Dollhopf

H. Stephan

Stuttgart-O, den 15. August 1939.

Gliederung.

A. Zweck der Untersuchung

B. Versuchseinrichtung

C. Versuchsdurchführung

D. Auswertung

E. Versuchsergebnisse:

1. Laufeigenschaften

2. Reibungsleistung

3. Temperatur und Ölverbrauch der Lager

4. Wärmebilanz für die untersuchten Lager

5. Temperaturverteilung im Lager

6. Wellenverlagerung

F. Zusammenfassung

Anhang: Berechnungsbeispiel

Schrifttum

## Bezeichnungen.

$d, r$	mm (mm)	Durchmesser und Halbmesser der Lager
$d_1, r_1$	mm (mm)	Durchmesser und Halbmesser der Rollen
$l$	mm (mm)	Lagerlänge
$O = \pi \cdot d \cdot l$	mm <sup>2</sup>	Lageroberfläche
$\delta = d - d_1$	mm (mm)	Durchmesserspiel der Lager bei Raumtemperatur
$h_0 = \frac{\delta}{2}$	mm (mm)	Radialspiel der Lager bei Raumtemperatur
$\psi = \frac{h_0}{d_1} = \frac{h_0}{r_1}$	mm	Verhältnismässiges Lagerpiel
$\epsilon$	mm	Verlagerung des Rollennittels
$\chi = \frac{\epsilon}{h_0} = \sin \beta$	o	Verhältnismässige Verlagerung
$\beta$	o	Verlagerungswinkel
$h_{\min}$	mm	Kleinste Schmier-schichtstärke
$h_{\max}$	mm	Grösste Schmier-schichtstärke
$n$	U/min	Drehzahl
$\omega$	1/s	Winkelgeschwindigkeit
$u$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$p = \frac{P}{d \cdot l}$	kg/m <sup>2</sup> (kg/cm <sup>2</sup> )	Spezifische Lagerlast
$p_0/\eta\omega$	kg/m <sup>2</sup> (kg/cm <sup>2</sup> )	Lastkennziffer des Lagers
$p_0$	kg/m <sup>2</sup> (kg/cm <sup>2</sup> )	Öldruck am Lagereintritt
$p_0/\eta\omega$		Ölkennziffer
$v$ u. $v'$	m <sup>3</sup> /s u. l/min	Ölverbrauch eines Lagers
$\varphi$		Liefergrad des Lagers aus dem Ölverbrauch mit dem Kaltspiel ermittelt
$\varphi_t$		Liefergrad des Lagers aus dem Ölverbrauch mit dem Warmspiel ermittelt



## Bezeichnungen.

$E$	$^{\circ}$	Zähigkeit des Schmieröls in Englergraden
$\eta$	$\text{kg}/\text{m}^2$	Dynamische Zähigkeit des Schmieröls
$o$	$\text{kcal}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$	Spezifische Wärme des Schmieröls
$\gamma$	$\text{kg}/\text{dm}^3$	Spezifisches Gewicht des Schmieröls
$t_{12}$	$^{\circ}\text{C}$	Mittlere Lagertemperatur mit Quecksilberthermometer gemessen
$t_L$	$^{\circ}\text{C}$	Örtliche Lagertemperatur, 1 mm unter der Lauffläche mit Thermoelement gemessen
$t_o$	$^{\circ}\text{C}$	Schmieröleintrittstemperatur
$t_R$	$^{\circ}\text{C}$	Raumtemperatur
$H_L$	PS	Gemessene Reibungsleistung
$\gamma_r$	$\text{mkg}/\text{cm}^2$	Spezifische Reibungsleistung je $\text{m}^2$ Zapfenoberfläche
$\tau$	$\text{kg}/\text{m}^2$	Schubspannung
$\lambda$ und $\mu$		Reibungszahlen
$\epsilon$		Verhältniszahl der Reibungsleistung bezogen auf die Öleintrittstemperatur
$\alpha$		Verhältniszahl der Reibungsleistung bezogen auf den Öldruck
$\rho$		Verhältniszahl der Reibungsleistung aus dem Ölverbrauch zu gemessener Reibungsleistung

Bei allen Rechnungen nach der hydrodynamischen Theorie sind die Werte in kg, m u. s einzusetzen.

#### A. Zweck der Untersuchung.

Die vorliegende Untersuchung bezieht sich auf zylindrische Gleitlager mit hoher Drehzahl und Umfangsgeschwindigkeit und mit einer verhältnismäßig niedrigen Flächenbelastung, wie sie bei Aufladegeräten und Abgasturbinen von Flugmotoren Verwendung finden. Da eine zweckmäßige Ausführung und Vorbereitung derartiger rasch laufender Lager zu sichern, wurden durch Versuche in einer Prüfmaschine die Laufeigenschaften verschiedener Wellen und Lagerwerkstoffe, der Leistungsverbrauch und der Ölverbrauch der Lager, sowie die Temperaturverteilung im Lager bei ähnlichen Betriebsverhältnissen ermittelt, wie sie bei den angeführten Maschinen in der Luftfahrt zu erwarten sind.

#### B. Versuchseinrichtung.

Die Entwicklung und Beschaffung einer besonderen Prüfeinrichtung für Gleitlager mit einer Drehzahl von 20 000 bis 30 000 U/min, wie sie bei Aufladegeräten von Flugmotoren in der Luftfahrt bereits Verwendung finden, erfordert längere Zeit. Um möglichst rasch praktisch verwertbare Versuchsergebnisse zur Verfügung stellen zu können und auch Erfahrungen über die Durchführung und Auswertung von Lagerversuchen mit höherer Drehzahl zu erhalten, wurde für die vorliegenden Versuche zunächst eine bereits vorhandene und erprobte Lagerprüfmaschine verwendet (Abb. 1 und 2). Diese Lagerprüfmaschine ermöglichte nach dem Umbau die Untersuchung von Lagern mit einer Drehzahl von 10 000 bis 14 000 U/min. Sie besteht aus der eigentlichen Lagerprüfeinrichtung (3) mit vier gleichen Versuchslagern, in denen die Versuchswelle (4) gelagert ist, die von einem Gleichstrommotor (1) über ein Zahnradgetriebe (2) angetrieben wird. Die Drehzahl des Gleichstrommotors kann geregelt werden und ist an dem Drehzahlmesser (16) abzulesen. Das Ge-

trieberitzel ist mit der Versuchswelle elastisch gekuppelt. Die Versuchswelle ist in den Festlagern I und IV abgestützt, zwischen denen die Loslager II und III eingeordnet sind, die mittels der Presszylinder (22) hydraulisch belastet werden. Der von der Zahnradölpumpe (19) erzeugte Öldruck auf die Kolben (23) wird über das Gestänge (24) und die Druckkugeln (25) auf die Loslager übertragen. Auf diese Weise werden alle Lager gleichmäßig belastet. Die Einstellung verschiedener Belastungen geschieht durch Änderung des Pressöldruckes mit dem Rücklaufventil (20) und dem Manometer (21), das unmittelbar die spezifische Lagerbelastung anzeigt.

Das Schmieröl wird von der Zahnradölpumpe (6) durch die beiden Heizpatronen (8 und 9), das Ölfilter (10) und den Mengemesser (11) in die Versuchslager gedrückt. Der Öleintrittsdruck wird durch ein Rücklaufventil (7) nach dem Manometer (12) eingestellt. Die Öleintrittstemperatur in die Lager ist mittels in die Ölleitung eingebauter Quecksilberthermometer festzustellen. Die Schmierölleitung für das Getriebe (2) zweigt vor den Heizpatronen zu dem Ölkühler (13) ab. Durch Ablassen von kaltem Öl mittels der Rückströmleitung (14) in den Schmierölbehälter (5) ist die Öleintrittstemperatur in die Versuchslager unveränderlich zu halten. Die Lagerprüfeinrichtung (3) ist vollkommen eingeschalt (17).

### C. Versuchsdurchführung.

Untersucht wurden Lagerschalen mit Bleibronzelaufflächen in Stahlstützschalen, Aluminiumschalen und Guss-eisenschalen mit vergüteten, oberflächengehärteten bzw. verchromten Wellen. Die Form und Abmessungen der Versuchslagerschalen ist aus der Abb. 3 ersichtlich. In den Übersichtstafeln 1 und 2 sind die Versuchsbezeichnungen, das Lieferwerk, die Lieferbezeichnung und die Brinellhärte bzw. Oberflächenbeschaffenheit der Schalen und Wellen zusammengestellt.

Der Durchmesser der Lagerschalen wurde mit einem Innenfeinmessgerät, der Durchmesser der Wellen mit einem Mikrometer als Mittelwert aus mehreren Messungen an verschiedenen Stellen vor und nach den Versuchen ermittelt. Aus dem Unterschied zwischen dem Innendurchmesser der Lagerschale und dem Durchmesser der Welle wurde das mittlere Lagerpiel (Durchmesserspiel  $\delta$ ) bestimmt. Die bei der Ausmessung der Versuchsstücke festgestellte Herstellungs-genauigkeit betrug etwa  $\pm 0,001$ . Vor und nach jeder Versuchsreihe wurden die Schalen und Wellen ausgemessen und ihre Laufflächen genau untersucht.

Die physikalischen Eigenschaften des verwendeten Schmieröls: die Zähigkeit, die spezifische Wärme und das spezifische Gewicht sind in Abhängigkeit von der Temperatur in den Abb. 4 und 5 aufgetragen.

Der Kraftbedarf der vier Versuchslager wurde aus der Leistungsaufnahme des Gleichstrommotors und aus den Verlusten im Motor und im Zahnradgetriebe bestimmt. Die Verluste im Gleichstrommotor wurden in Abhängigkeit von der Leistungsaufnahme und der Drehzahl, die Verluste im Getriebe in Abhängigkeit von der Schmieröleintrittstemperatur und der Drehzahl durch Sonderversuche ermittelt.

Die Lagertemperaturen wurden mit Quecksilberthermometer in der Belastungsebene und Lagermitte gemessen, und zwar bei den Festlagern an der belasteten, bei den Loslagern an der unbelasteten Seite. Als mittlere Lagertemperatur wurde der Mittelwert aus den an den vier Lagern festgestellten Temperaturen eingesetzt. Durch besondere Versuche wurde die Temperaturverteilung am Umfang der Lagerschalen mit mehreren, 1 mm unter der Lauffläche sitzenden Thermoelementen bestimmt. Die Anordnung dieser Thermoelemente zeigt Abb. 3.

Die Versuche wurden in folgender Weise durchgeführt: das Schmieröl wurde vor den Versuchen mit den Heizpatronen auf die entsprechende Eintrittstemperatur vorgewärmt, der Schmieröldruck wurde eingestellt und die Anlage auf eine bestimmte Drehzahl hochgefahren. Nach längerer Einlaufzeit

Der Durchmesser der Lagerschalen wurde mit einem Innenfeinmeßgerät, der Durchmesser der Nellen mit einem Mikrometer als Mittelwert aus mehreren Messungen an verschiedenen Stellen vor und nach den Versuchen ermittelt. Aus dem Unterschied zwischen dem Innendurchmesser der Lagerschale und dem Durchmesser der Nelle wurde das mittlere Lagerpiel (Durchmesserpiel  $\delta$ ) bestimmt. Die bei der Ausmessung der Versuchsstücke festgestellte Herstellungsge-nauigkeit betrug etwa  $\pm 0,001$  mm. Vor und nach jeder Versuchsreihe wurden die Schalen und Nellen ausgemessen und ihre Laufflächen genau untersucht.

Die physikalischen Eigenschaften des verwendeten Schmieröls: die Zähigkeit, die spezifische Wärme und das spezifische Gewicht sind in Abhängigkeit von der Temperatur in den Abb. 4 und 5 aufgetragen.

Der Kraftbedarf der vier Versuchslager wurde aus der Leistungsaufnahme des Gleichstrommotors und aus den Verlusten im Motor und im Zahnradgetriebe bestimmt. Die Verluste im Gleichstrommotor wurden in Abhängigkeit von der Leistungsaufnahme und der Drehzahl, die Verluste im Ge-triebe in Abhängigkeit von der Schmieröleintrittstempera-tur und der Drehzahl durch Sonderversuche ermittelt.

Die Lagertemperaturen wurden mit Quecksilberthermome-ter in der Belastungsebene und Lagermitte gemessen, und zwar bei den Festlagern an der belasteten, bei den Losla-gern an der unbelasteten Seite. Als mittlere Lagertempera-tur wurde der Mittelwert aus den an den vier Lagern fest-gestellten Temperaturen eingesetzt. Durch besondere Versu-che wurde die Temperaturverteilung am Umfang der Lagerscha-len mit mehreren, 1 mm unter der Lauffläche sitzenden Ther-moelementen bestimmt. Die Anordnung dieser Thermoelemente zeigt Abb. 3.

Die Versuche wurden in folgender Weise durchgeführt: das Schmieröl wurde vor den Versuchen mit den Heizpatronen auf die entsprechende Eintrittstemperatur vorgewärmt, der Schmieröldruck wurde eingestellt und die Anlage auf eine bestimmte Drehzahl hochgefahren. Nach längerer Einlaufzeit

wurde eine Flächenbelastung von  $5 \text{ kg/cm}^2$  auf die Lager gegeben. Vor der Beharrungszustand erreicht und die Lagertemperatur unveränderlich, so wurde die Belastung langsam in Stufen von je  $5 \text{ kg/cm}^2$  gesteigert. In jeweiligen Beharrungszustand wurden 3 Ablesungen aller Meßstellen im Abstand von je 10 Minuten ausgeführt.

In der Übersichtstafel 3 sind die Betriebsbedingungen bei den einzelnen Versuchsreihen zusammengestellt: Die Drehzahl ( $n$ ) der Versuchswelle lag zwischen 10 000 und 14 000 U/min, entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit ( $u$ ) im Lager von 25,2 bis 35,2 m/s. Die spezifische Lagerbelastung ( $p$ ) wurde in 6 Stufen bis auf  $30 \text{ kg/cm}^2$  gesteigert. Der Schmieröldruck ( $p_o$ ) war bei den meisten Versuchen unverändert  $1,0 \text{ kg/cm}^2$ , doch wurden besondere Versuche mit veränderlichem Öleintrittsdruck von 0,2 bis  $1,25 \text{ kg/cm}^2$  ausgeführt. Die Eintrittstemperatur des Schmieröls ( $t_o$ ) war bei den meisten Versuchen  $54^\circ \text{ C}$ , bei einigen Versuchen  $72^\circ \text{ C}$ . Das Durchmesserpiel der Lager ( $\delta$ ) wurde zwischen 0,15 mm und 0,27 mm verübert.

#### D. Auswertung.

Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse wurden nur die Messwerte im Beharrungszustand berücksichtigt. Ein Versuchswert (Versuchspunkt in den Abbildungen) ist das Mittel aus 3 Messwerten.

Als Verlustleistung und Ölverbrauch eines Lagers wurde  $1/4$  des ermittelten Gesamtverbrauchs der vier Lager eingesetzt. Die mittlere Lagertemperatur wurde als arithmetisches Mittel aus den mit Quecksilberthermometern gemessenen Schalentemperaturen der vier Lager ermittelt. Diese mittlere Lagertemperatur wurde auch der Berechnung der mittleren Zähigkeit des Schmieröls im Ölfilm zu Grunde gelegt. Da die Wärmeabgabe der Versuchslager infolge der Einschaltung der Versuchseinrichtung nur gering war, ist die Annahme, dass die Lagerschalentemperatur annähernd

gleich der Temperatur des Ölfilms ist, berechtigt. Hingegen liegt eine gewisse Willkür in der Wahl der Meßstellen für die mittlere Lagertemperatur, weil die Temperatur an der Lagersoberfläche, insbesondere in der Umfangsrichtung, bei hoher Umfangsgeschwindigkeit stark veränderlich ist. Es erschien jedoch zweckmäßig, zunächst die mittlere Lagertemperatur irgendwie festzulegen, um eine Auswertung der Versuchsergebnisse nach der hydrodynamischen Lagertheorie zu ermöglichen. Die Ergebnisse dieser Auswertung müssen dann beweisen, wie weit die vorstehenden Voraussetzungen zweckentsprechend, oder ob Berichtigungen erforderlich sind.

Die angestrebte Schmieröleintrittstemperatur von  $54^{\circ}\text{C}$  bzw.  $72^{\circ}\text{C}$  konnte während der Versuche nicht immer genau eingestellt, d.h. unveränderlich gehalten werden. Da auch kleine Unterschiede in der Öleintrittstemperatur die Verlustleistung in den Lagern schon wesentlich ändern, wurden die Messwerte der Verlustleistung auf die Öleintrittstemperatur von  $54^{\circ}\text{C}$  bzw.  $72^{\circ}\text{C}$  umgerechnet, nachdem die Abhängigkeit der Verlustleistung von der Eintrittstemperatur des Schmieröls aus den Versuchen festgestellt worden war (Abb. 20 und 21).

Die Abweichung des Lagerspiels während der Versuche an bestimmten Lagern erwies sich als so klein, dass bei der Auswertung der Versuche als mittleres Lagerspiel der Mittelwert aus den Messungen vor und nach den Versuchen eingesetzt werden konnte.

## B. Versuchsergebnisse.

### 1. Laufeigenschaften.

a.) Bleibronzeschalen: Die Bleibronzeschalen haben sich bei den geschilderten Betriebsbedingungen beim Zusammenarbeiten mit oberflächengehärteten Wellen aus Nitrierstahl, Chrommolybdänstahl und hartverchromtem Stahl gut bewährt. Es wurde weder eine Freßstelle noch sonst eine stärkere Verletzung der Lauffläche der Lagerschalen festgestellt. Sie waren auch nach der höchsten Beanspruchung mit einer

gleich der Temperatur des Ölfilms ist, berechtigt. Hingegen liegt eine gewisse Willkür in der Zahl der Meßstellen für die mittlere Lagertemperatur, weil die Temperatur an der Lagersoberfläche, insbesondere in der Umfangsrichtung, bei hoher Umfangsgeschwindigkeit stark veränderlich ist. Es erschien jedoch zweckmäßig, zunächst die mittlere Lagertemperatur irgendwie festzulegen, um eine Auswertung der Versuchsergebnisse nach der hydrodynamischen Lagertheorie zu ermöglichen. Die Ergebnisse dieser Auswertung müssen dann beweisen, wie weit die vorstehenden Voraussetzungen zweckentsprechend, oder ob Berichtigungen erforderlich sind.

Die angestrebte Schmieröleintrittstemperatur von  $54^{\circ}\text{C}$  bzw.  $72^{\circ}\text{C}$  konnte während der Versuche nicht immer genau eingestellt, d.h. unveränderlich gehalten werden. Da auch kleine Unterschiede in der Öleintrittstemperatur die Verlustleistung in den Lagern schon wesentlich ändern, wurden die Messwerte der Verlustleistung auf die Öleintrittstemperatur von  $54^{\circ}\text{C}$  bzw.  $72^{\circ}\text{C}$  umgerechnet, nachdem die Abhängigkeit der Verlustleistung von der Eintrittstemperatur des Schmieröls aus den Versuchen festgestellt worden war (Abb. 20 und 21).

Die Abweichung des Lagerspiels während der Versuche an bestimmten Lagern erwies sich als so klein, dass bei der Auswertung der Versuche als mittleres Lagerspiel der Mittelwert aus den Messungen vor und nach den Versuchen eingesetzt werden konnte.

#### E. Versuchsergebnisse.

##### 1. Laufeigenschaften.

a.) Bleibronzeschalen: Die Bleibronzeschalen haben sich bei den geschilderten Betriebsbedingungen beim Zusammenarbeiten mit oberflächengehärteten Wellen aus Nitrierstahl, Chrommolybdänstahl und hartverchromtem Stahl gut bewährt. Es wurde weder eine Preßstelle noch sonst eine stärkere Verletzung der Lauffläche der Lagerschalen festgestellt. Sie waren auch nach der höchsten Beanspruchung mit einer



Umfangsgeschwindigkeit von 35,2 m/s und einer Lagerbelastung von 30 kg/cm<sup>2</sup> noch einwandfrei und zeigten nach dem Ausbau gleichmäßige dunkle Laufflächen. Die Wellen hatten helle, glatte Laufflächen, ebenfalls ohne Verletzung der Oberfläche. Die 30 prozentige Bleibronze (R 30) zeigte auch gute Laufeigenschaften mit einer vergüteten Welle aus Chromnickelstahl. Bei dieser Bleibronze und bei den Bleibronzeschalen mit dem kleineren Lagerspiel (Versuchsgruppe H.A.) wurden nach dem Ausbau punktförmige Bleiauscheidungen beobachtet, die durch die hierbei auftretenden hohen Lagertemperaturen und die dadurch verursachten grossen Druckspannungen in dem Lagerausgang zu erklären sind. Gegen Kantenpressungen waren die Bleibronzelager wenig empfindlich. Auch Versuche mit niedrigerem Öldruck ( $p_0 = 0,2$  und  $0,3 \text{ kg/cm}^2$ ) überstanden die Bleibronzeschalen unversehrt. Ein Einfluss des verschiedenen Lagerspiels auf die Laufeigenschaften konnte in den untersuchten Grenzen ( $\delta = 0,15$  bis  $0,20 \text{ mm}$ ) nicht festgestellt werden.

b.) Aluminiumschalen: Die untersuchten Aluminiumschalen haben sich bei den angegebenen Betriebsbedingungen im Zusammenarbeiten mit oberflächengehärteten Wellen (Nitrierstahl, Chrommolybdänstahl, hartverchromtem Stahl) ebenfalls gut bewährt. Nach dem Ausbau zeigten die Schalen dunkle, manchmal auch helle Laufflächen ohne eine Verletzung. Die Laufeigenschaften von Aluminiumschalen mit vergüteten Wellen (VCMO 140 und CNS 95) waren weniger günstig. Nach dem Ausbau wurden an den Schalenrändern und an den Wellen mehrere Laufriefen festgestellt. Die Aluminiumschalen zeigten sich gegen Kantenpressungen und gegen Ölwanne wesentlich empfindlicher als Bleibronzeschalen. Bei Versuchen mit kleinem Öldruck waren die Aluminiumschalen leicht angegriffen. Auch bei Aluminiumschalen konnte ein Einfluss des Lagerspiels auf die Laufeigenschaften nicht festgestellt werden.

c.) Gusseisenschalen: Mit Gusseisenschalen wurden nur vier Versuche durchgeführt. Hier zeigte sich, dass die Laufeigenschaften

enschaften von Gusseisenschalen und oberflächengehärteten Wellen bei kleinen Flächenbelastungen gut waren, hingegen wurden die Laufflächen von Welle und Schale bei höheren Flächenbelastungen schnell beschädigt. Die untersuchten gusseisernen Schalen erwiesen sich als besonders empfindlich gegen Kantenpressungen und Clängel. Die Laufeigenschaften von gusseisernen Schalen mit vergüteten Wellen waren im allgemeinen unbefriedigend.

Nachdem die ersten Versuche mit den Gusseisenschalen die vorerwähnten Mängel zeigten, wurden weitere Versuche mit solchen Schalen nicht mehr durchgeführt.

Abb. 6 und 7 zeigen die Aufnahme einer Bleibronze-Lagerschale und einer nitrierten Welle nach den Versuchen.

## 2. Reibungsleistung.

In Abb. 8 ist die gemessene Verlustleistung der vier Prüflager in der üblichen Weise abhängig von dem Produkt  $p \cdot u$  (mittlere Flächenbelastung  $p$  in  $\text{kg}/\text{cm}^2$  und  $u$  in  $\text{m}/\text{s}$ ) für die untersuchten Bleibronzeschalen aufgetragen. Der gesamte Leistungsverbrauch der vier Lager liegt hiernach zwischen 3 und 6 PS bei Umfangsgeschwindigkeiten von 25,2 bis 35,2  $\text{m}/\text{s}$ , wobei der Wert  $p \cdot u$  bei Flächenpressungen von 5 bis 30  $\text{kg}/\text{cm}^2$  sich zwischen 150 und 1 000 bewegte. Die Verlustleistung der Prüflager mit Aluminiumschalen (Abb. 9) war bei den gleichen Betriebsbedingungen annähernd gleich der der Bleibronzeschalen. Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass der Reibungsverlust bei gleichem  $p \cdot u$  mit der Umfangsgeschwindigkeit wächst.

Zur Schaffung einer allgemein verwendbaren Rechnungsgrundlage, nach der auch raschlaufende Lager mit anderen Abmessungen und anderen Betriebsbedingungen berechnet werden können, wurden die Messergebnisse über den Leistungsverbrauch der Prüflager nach der hydrodynamischen Lagertheorie ausgewertet. \*)

\*) In gleicher Weise wie in einer Forschungsarbeit von W e r k a , deren Ergebnisse demnächst veröffentlicht werden.

Nach den von N e w t o n aufgestellten Reibungsgesetz der Schmiermittelreibung ist die Schubspannung in einem Element einer beliebig geformten Schmierschicht zwischen 2 festen Gleitflächen aus der Gleichung:

$$\tau = \eta \frac{d\omega}{dh}$$

zu berechnen. Die Schubspannung ändert sich hiernach in gleichen Verhältnis mit der Zähigkeit des Schmiermittels und mit dem Geschwindigkeitsgefälle  $d\omega/dh$  senkrecht zur Strömung. Bei parallelen Gleitflächen mit einem dazwischen liegenden drucklosen Schmierölfilm mit unveränderlicher Temperatur und Zähigkeit des Schmiermittels senkrecht zur Strömungsrichtung, wächst die Strömungsgeschwindigkeit von der Geschwindigkeit 0 an der feststehenden Fläche auf die Geschwindigkeit  $u$  der im Abstand  $h_0$  bewegten Gleitfläche. Das Geschwindigkeitsgefälle ist also bei bewegten parallelen Gleitflächen unveränderlich:

$$\frac{d\omega}{dh} = \frac{u}{h_0}$$

Ist auch die Zähigkeit des Schmiermittels in der Bewegungsrichtung unveränderlich, so ergibt sich bei parallelen Gleitflächen die Schubspannung zu:

$$\tau_0 = \eta \cdot \frac{u}{h_0}$$

vorausgesetzt, dass in dem Ölfilm keinerlei Druckspannungen auftreten, dass also die Gleitflächen unbelastet sind, und dass das Schmiermittel drucklos zugeführt wird. Bei beliebig geformten und belasteten Gleitflächen ist die Schubspannung in der dazwischen liegenden Schmierschicht von Punkt zu Punkt verschieden. Es sind dann im Ölfilm nicht nur Schubspannungen, sondern auch Druckspannungen vorhanden. In diesem allgemeinen Fall geschmierter Gleitflächen, wie er auch beim zylindrischen Gleitlager auftritt, kann aus dem gesamten Verschiebungswiderstand  $S$  an der bewegten Gleitfläche mit der Oberfläche  $O$ , eine mittlere Schubspannung  $\bar{\tau}$  abgeleitet werden:

$$\bar{\tau} = \frac{S}{O} = \lambda \tau_0 = \lambda \eta \frac{u}{h_0}$$

Dabei ist  $\lambda$  eine dimensionslose Reibungszahl und  $\tau_0$  eine fiktive Schubspannung, die aus der mittleren Zähigkeit  $\eta$  der Schmierschicht, der Gleitgeschwindigkeit  $u$  und der mittleren Stärke  $h_0$  der Schmierschicht berechnet ist. Beim zylindrischen Gleitlager ist  $\tau_0$  die wirklich auftretende Schubspannung bei konzentrischer Lage von Welle und Schale, und lückenlosen Ölfilm um die Welle mit der unveränderlichen Stärke  $h_0$ , die gleich dem radialen Lagerspiel ist. In diesem Sonderfall ist die Reibungszahl  $\lambda \approx 1$ . Bei belasteter Welle wird  $\lambda \neq 1$ .

Meist wird bei rein flüssiger Reibung der Verschiebungswiderstand  $S = \mu P$  gesetzt, also von der Belastung  $P$  der Gleitfläche, bzw. des Lagers abgeleitet und  $\mu$  als Reibungszahl der flüssigen Reibung eingeführt. Dann ergibt sich die Schubspannung an der bewegten Gleitfläche:

$$\tau = \frac{\mu P}{O} = \frac{1}{4} \mu \cdot P = \frac{1}{4} \mu \cdot \psi \cdot \psi \cdot P$$

$\tau$  wird also in der üblichen Weise von der mittleren Druckspannung  $p$  abgeleitet, die bei zylindrischen Gleitlagern der Flächenpressung  $p = P/d \cdot l$ , bezogen auf die Schalenprojektion der Flächenpressung gleichgesetzt wird. Da die Reibungszahl  $\mu$  von der Grössenordnung wie das verhältnismässige Lagerspiel  $\psi = h_0/r_1$  ist, wird statt  $\mu$  besser der Verhältnismässige Wert  $\mu/\psi$  und statt  $p$  die Druckspannung  $\psi \cdot p$  eingeführt, die in der gleichen Grössenordnung wie  $\tau$  liegt.

Der Zusammenhang zwischen den dimensionslosen Reibungszahlen  $\lambda$  und  $\mu/\psi$  ergibt sich aus den beiden Gleichungen für  $\tau$  zu:

$$\lambda = \frac{1}{4} \cdot \frac{\mu}{\psi} \cdot \psi^2 / \eta \omega$$

Die Grösse der Reibungszahlen  $\lambda$  und  $\mu/\psi$  hängt von der Form der Schmierschicht, mithin beim zylindrischen Gleitlager von der Lage der Welle zur Schale ab. Die Wellenverlagerung wird wieder beeinflusst von der Ausführung des Lagers, gekennzeichnet durch die verhältnismässige Lagerlänge  $l/d$  und das verhältnismässige Spiel  $\psi$ , sowie von den Betriebsverhältnissen, die durch die Flächenpressung  $p$ , die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  der Welle und die mittlere

Zähigkeit  $\eta$  in der Schmierenschicht besteht ein). Nach der hydrodynamischen Lagertheorie hängt die Welleverlagerung in der Schale und damit die Reibungszahlen  $\lambda$  und  $\lambda_0$  ausser von  $l/d$  nur von dem Verhältnis der Druckspannungen  $\psi \cdot p$  zu den reinen Zähigkeitsspannungen  $\eta u/h_0$ , mithin von dem dimensionslosen Wert  $P\psi/\tau \cdot \omega$ , der Lastkennziffer des Lagers, ab. Diese Kennziffer erscheint deshalb auch in der obigen Gleichung, die den Zusammenhang zwischen  $\lambda$  und  $\lambda_0$  wiedergibt. Mit Hilfe der Schubspannung  $\tau$  oder der Reibungszahlen  $\lambda$  bzw.  $\lambda_0$  kann die spezifische Reibungsleistung  $\nu_r$  je  $m^2$  Zapfenoberfläche:

$$\nu_r = \tau u = \lambda \cdot \eta u^2 / h_0 = \frac{1}{8} \lambda_0^2 \cdot \psi p u$$

und die gesamte Verlustleistung  $N_L$  in einem zylindrischen Gleitlager:

$$N_L = \nu_r \cdot C$$

berechnet werden.

In Abb. 10 ist die aus den Messergebnissen errechnete mittlere Schubspannung  $\tau$  je  $m^2$  Zapfenoberfläche über die mittlere Zähigkeitsspannung  $\tau_0 = \eta u/h_0$  bei verschiedenen Flächenpressungen aufgetragen. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass die Schubspannung bei allen Versuchen grösser war als die Zähigkeitsspannung  $\tau_0$  für konzentrische Lage der Welle in der Schale und dass  $\tau$  mit der Flächenpressung  $p$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  zunimmt. In Abb. 11 ist die Schubspannung in Abhängigkeit von der Druckspannung  $\psi \cdot p$  für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten aufgetragen. Die ermittelten Schubspannungen liegen etwa zwischen 400 und 600  $kg/cm^2$  und können für eine überschlägige Berechnung der Verlustleistung benützt werden.

In der Abb. 12 ist die spezifische Verlustleistung  $\nu_r$  in  $mkg/s$  und  $m^2$  Zapfenoberfläche abhängig von der Leistung der Druckspannungen  $\psi \cdot p \cdot u$  für verschiedene Umfangsgeschwindigkeit bei unveränderlichem Eintrittsdruck von 1,0  $kg/cm^2$  und gleichbleibender Eintrittstemperatur von 54° C aufgezeichnet. Aus dieser Abbildung wurde Abb. 13 entwickelt, in der  $\nu_r$  abhängig von  $\eta u^2/h_0$  und  $\psi \cdot p \cdot u$  dar-

gestellt ist, und in der alle Versuchswerte eingetragen sind. Die Abbildung zeigt deutlich die nach der Lagertheorie zu erwartende gesetzmässige Ordnung der Versuchsergebnisse. Sie beweist auch weiterhin, dass die früher erörterte Ableitung der mittleren Zähigkeit aus der an bestimmten Punkten gemessenen Temperatur der Lagerschalen wenigstens für die Ermittlung der Reibungsleistung ausreichend begründet ist.

Für unveränderliche Werte von  $\nu$  p.u kann die Abhängigkeit der spezifischen Reibungsleistung  $\nu_r$  von den Leistungen der Zähigkeitsspannungen  $nu^2/h_0$  mit genügender Genauigkeit durch eine Reihe von Geraden wiedergegeben werden. Wie die in Abb. 13 eingetragenen Versuchspunkte aus früheren Versuchen an langsam laufenden Lagern mit etwa gleichen Abmessungen zeigen, ist jedoch dieses geradlinige Gesetz nur innerhalb des Bereichs der vorliegenden Versuche an rasch laufenden Lagern zutreffend.

In Abb. 14 bis 16 ist die Veränderlichkeit der Reibungszahl  $\lambda$  von der Lastkennziffer  $p\psi/\eta\omega$  der Lager für verschiedene Betriebsverhältnisse aufgetragen. Nach der Lagertheorie sollte sich für alle Lager und Betriebsverhältnisse nur eine Linie ergeben. Nach den Abbildungen ist jedoch ein Einfluss der Betriebsverhältnisse auf die Reibungszahl  $\lambda$  festzustellen. Die Ursache hierfür ist darin zu suchen, dass die Kennziffer das für Lager in erster Linie massgebende Gesetz der mechanischen Ähnlichkeit kennzeichnet. Bei den stark veränderlichen Temperaturen in der Schmierschicht wäre jedoch auch die thermische Ähnlichkeit zu berücksichtigen. Ferner werden gewisse Abweichungen der Werte bei verschiedenen Betriebsverhältnissen auch durch Unterschiede der aus den Schalentemperaturen abgeleiteten mittleren Zähigkeitswerte im Ölfilm von den tatsächlich vorhandenen bedingt sein. Für die praktische Berechnung der Lager dürfte es jedoch ausreichen, wenn Mittelwerte für die Reibungszahl  $\lambda$  eingesetzt werden und gegebenenfalls zu erwartende grössere Abweichungen z.B. für sehr hohe oder sehr niedrige Öleintrittstemperaturen oder höherer Öleintrittsdrücke nach

den Versuchsergebnissen abgeschätzt werden.

Die Ergebnisse der Versuche an Aluminiumschalen, die in der gleichen Weise ausgewertet wurden, wie die für Bleibronzeschalen, sind ebenfalls in Abb. 11 und 12 eingetragen. Ein Vergleich der entsprechenden Werte zeigt, dass die mittlere Schubspannung  $\bar{\tau}$ , die spezifische Reibungsleistung  $\gamma_r$  und die Reibungszahl  $\lambda$  (Abb. 10) bei gleichen Betriebsbedingungen niedriger sind, als diese Werte bei Bleibronzeschalen. Bei den Aluminiumschalen ist das Lagerspiel  $\psi = 4,4 \cdot 10^{-3}$  bis  $5,7 \cdot 10^{-3}$  mithin höher als das Lagerspiel der Bleibronzeschalen, das rund  $3,2 \cdot 10^{-3}$  bis  $4,1 \cdot 10^{-3}$  betrug. In beiden Fällen wurde das Lagerspiel bei Raumtemperatur gemessen (Kaltspiel). Eine nennenswerte Abhängigkeit der Reibungszahlen von dem Lagerspiel lässt sich jedoch nicht ableiten. Hingegen ist anzunehmen, dass das Lagerspiel sich bei den Aluminiumschalen mit steigender Lagertemperatur vergrößert, während es sich bei den Bleibronzeschalen, bei denen ein dünner Ausguss in eine Stahlstützschale eingebracht ist, auch bei höherer Lagertemperatur kaum ändern wird. Es wurde deshalb bei den Aluminiumschalen die Veränderlichkeit des Lagerspiels mit der mittleren Lagertemperatur unter der Voraussetzung freier Dehnung der Lagerschale berechnet. Mit der Wärmeausdehnungszahl  $\alpha_1$  für die Stahlwelle und  $\alpha_2$  für die Aluminiumschale ergibt sich das Warmspiel der Aluminiumschale zu:

$$\delta_t = \delta_{20} + (t-20) \cdot (d_{20} \alpha_2 - d_{1,20} \alpha_1)$$

Bei Vernachlässigung des sehr kleinen Unterschiedes zwischen dem äusseren Wellen- und inneren Schalendurchmesser ist das verhältnismässige Warmspiel:

$$\psi_t = \psi_{20} + \Delta \alpha \Delta t$$

Die Veränderung des Lagerspiels mit der Lagertemperatur  $t_{im}$  des Lagers ist in Abb. 17 eingetragen, wobei für die Stahlwellen  $\alpha_1 = 0,0118 \cdot 10^{-3}$  und für die Aluminiumschalen (94 % Al, 5 % Cu, 1 % Ni)  $\alpha_2 = 0,0238 \cdot 10^{-3}$  eingesetzt sind.

Die mit dem jeweiligen Warmspiel gerechneten Werte

der spezifischen Reibungsleistung  $\gamma_r$  sind in Abb. 13 eingezeichnet. Aus dieser Abbildung ist ersichtlich, dass die Punkte von Bleibronze- und Aluminiumschalen unter den vorstehenden Voraussetzungen praktisch zusammenfallen. Aus Abb. 18 ist der Einfluss des Tarnspiels auf die Reibungszahl  $\lambda$  ersichtlich.

In Abb. 19 sind alle aus den Versuchen mit unveränderlichem Öleintrittsdruck von  $1 \text{ kg/cm}^2$  und unveränderlicher Öleintrittstemperatur von  $54^\circ \text{C}$  ermittelten Reibungszahlen  $\lambda$  an Bleibronze- und Aluminiumschalen (mit Tarnspiel) in Abhängigkeit von der Kennziffer aufgetragen. Auch in dieser Abbildung zeigt sich eine befriedigende Übereinstimmung der Versuchsergebnisse. Die Veränderlichkeit von  $\lambda$  mit der Lastkennziffer  $P\sqrt{\eta\omega}$  kann genügend genau durch die Gleichung:

$$\lambda = \lambda_0 \sqrt{1 + 0,85 P\sqrt{\eta\omega}}$$

widdergegeben werden.

Für verschiedene Öleintrittsdrücke bzw. Öleintrittstemperaturen können die Zahlenwerte von  $\lambda_0$  der Formel nach folgender Zahlentafel abgeschätzt werden:

$P_0 \text{ kg/cm}^2$	1,25	1,0	0,75	0,5	0,25
$\lambda_0$	0,95	0,90	0,87	0,85	0,83

$t_0 \text{ } ^\circ\text{C}$	54	72
$\lambda_0$	0,90	0,75

$\lambda_0$  hängt noch von der verhältnismässigen Lagerlänge  $l/d$  ab.  $\lambda_0$  fällt nach der Lagertheorie mit wachsender Lagerlänge etwa mit:  $\sqrt{1 + 4d/l}$ .

Nach G ü m b e l <sup>1)</sup> und F a l z <sup>2)</sup> kann die mittlere

1) und 2) siehe Schrifttum



Schubspannung und die Reibungsleistung mit Hilfe einer aus der hydrodynamischen Lagertheorie abgeleiteten Reibungszahl:

$$\lambda = k_1 \sqrt{\frac{p}{\eta \omega}}$$

berechnet werden, wobei der unveränderliche Zahlenwert  $k_1$  im wesentlichen nur von dem Verhältniswert  $l/d$  abhängt. Für  $l/d = 0,75$  der Versuchslager ergibt sich  $k_1 = 4,3$ . Mit diesem Wert ist nach der früher entwickelten Gleichung die Reibungszahl:

$$\lambda = \frac{k_1}{\pi} \sqrt{\frac{p \omega^2}{\eta \omega}}$$

berechnet und das sich hieraus ergebende Parabolgesetz in Abb. 19 eingetragen.

Die nach der vorstehenden Formel berechneten Reibungszahlen stimmen für mittlere Betriebsverhältnisse ( $p \omega^2 / \eta \omega$  ungefähr gleich 0,75) mit denen aus den Versuchen gewonnenen überein. Im Bereich grösserer Flächenpressungen oder höherer Zapfengeschwindigkeiten (Lastkennziffer grösser bzw. kleiner als 0,75) können jedoch die nach *S u m b e l* <sup>1)</sup> - *F a l z* <sup>2)</sup> berechneten Reibungsverluste erheblich von den tatsächlichen Werten abweichen.

In Abb. 20 und 21 ist die verhältnismässige Änderung der Reibungsleistung mit dem Eintrittsdruck bzw. der Eintrittstemperatur des Schmieröles in das Lager aufgetragen. In Abb. 22 sind die hieraus abzuleitenden Änderungen  $\alpha$  und  $\epsilon$  der Reibungsleistung mit  $p_0$  und  $t_0$  zusammengestellt, so daß von dem normalen Zustand bei den Versuchen  $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$  und  $t_0 = 54^\circ \text{ C}$  auf andere Werte leicht umzurechnen ist.

#### Genauigkeit der Messung der Reibungsleistung.

Das bei den Versuchen verwendete Getriebe wurde nur im Leerlauf geeicht. Eine Nachrechnung der Verlustleistung der mechanischen Verluste des Getriebes ergab, dass diese bei ungünstigen Verhältnissen bei Vollast um etwa 15 %

1) und 2) siehe Schrifttum

höher sein könnten als die der Auswertung zu Grunde gelegten Werte. Die Reibungsverluste in den Lagern waren dann um rund 2 % kleiner.

Die Eigenverluste im Elektro-Motor können durch Ungenauigkeiten der Bauteile bis höchstens etwa 3 % zu klein sein. Dann würden die ermittelten Reibungswerte um etwa 0,6 % niedriger ausfallen.

Wird ferner bei der Ermittlung der Stromaufnahme des Motors noch eine Fehlermöglichkeit von  $\pm 1,5$  % angenommen, so ergäbe sich ein gesamt Fehler bei der Bestimmung der Reibungsleistung von  $- 4$  % bis  $1$  %, der vor allem bei den grösseren Flächenbelastungen der Lager auftreten kann.

Grössere Fehler sind bei der Ausmessung des Lagerspiels (etwa  $\pm 5$  %) und nach den früheren Ausführungen bei den der Auswertung zu Grunde gelegten Zähigkeitswerten des Schmiermittels möglich. Aus Abb. 19 ist jedoch leicht abzuleiten, dass die sich hieraus ergebenden Fehler bei der Ermittlung der Reibungszahl  $\lambda$  nur in Bruchteilen auswirken, die für die praktische Berechnung belanglos sind, weil auch bei genauester Werkstattausführung mit grösseren Abmaßen zu rechnen sein wird.

### 3. Temperatur und Ölverbrauch der Lager.

In den Abbildungen 23 bis 25 bzw. 26 bis 28 sind die mittlere Lagertemperatur und der Ölverbrauch eines Lagers abhängig von den Betriebsverhältnissen für Bleibronze- bzw. Aluminiumschalen aufgetragen. Die Lagertemperaturen lagen hiernach etwa zwischen  $65$  und  $75^{\circ}$  C bei  $10\ 000$  U/min und  $5$  kg/cm<sup>2</sup> Flächenpressung und zwischen  $90$  und  $100^{\circ}$  C bei  $14\ 000$  U/min und  $30$  kg/cm<sup>2</sup> Flächenpressung. Bei Aluminiumschalen war die Temperatur um etwa  $5$  bis  $10^{\circ}$  C niedriger als bei den Bleibronzeschalen.

Der Ölverbrauch eines Lagers, d.h. die aus dem Lager bei Betrieb seitlich herausgedrückte Ölmenge, bewegte sich je nach den Betriebsverhältnissen zwischen  $0,8$  und  $2,0$  l/min und war bei den Aluminiumschalen im allgemeinen höher als bei den Bleibronzeschalen. Aus den Abbildungen ist festzu-

stellen, dass der Ölverbrauch der Lager sich mit steigender Drehzahl erhöht. Mit der Flächenpressung wächst zunächst der Ölverbrauch bis zu einem Höchstwert, um dann bei grösseren Flächenpressungen wieder abzufallen.

Es ist zweckmässig, auch den ermittelten Ölverbrauch der Lager in ähnlicher Weise wie die Reibungsleistung auf der Grundlage der Lagertheorie auszuwerten. Diese Auswertung erfolgte nach *Le w e r k e* in folgender Weise: Der Querschnitt des Ölfilms beim Eintritt des Schmieröls in das Lager ist  $h_1 \cdot l$ . Infolge der Zähigkeit des Schmiermittels wird bei drucklosen Ölfilm und geradliniger Geschwindigkeitsverteilung, also bei einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit des Schmiermittels von  $u/2$ , die Ölmenge:  $V_0 = u/2 \cdot l \cdot h_1$  von der Welle mitgenommen. Hieron wird ein Teil im Lager verbleiben, der übrige senkrecht hierzu in Richtung der Wellenachse abströmen, wenn die Welle belastet wird. Die an den beiden Lagerseiten herausgedrückte Ölmenge  $V$  wird also ein Bruchteil  $\varphi'$  der Menge  $V_0$  betragen:

$$V = \varphi' \cdot V_0$$

$$V = \varphi \frac{u}{2} \cdot l \cdot h_0$$

Wird an Stelle der Ölfilmdicke  $h_1$  im Eintritt das mittlere Lagerspiel  $h_0$  eingeführt, und der Wert  $h_1/h_0$  mit dem Anteilfaktor  $\varphi'$  zu einem Faktor  $\varphi$  zusammengefasst, so kann der Wert  $\varphi$  als der "Liefergrad des Lagers" bezeichnet werden.  $\varphi$  ist eine dimensionslose Zahl, die wieder in erster Linie von der Lage der Welle in der Schale, gekennzeichnet durch die Lastkennziffer  $p\psi^2/\eta\omega$  und von der verhältnismässigen Lagerlänge  $l/d$  abhängt. Der Liefergrad wird aber auch von dem Öldruck, der Temperatur und der Zähigkeit des Schmiermittels beim Eintritt in das Lager beeinflusst werden, weil hierdurch der durch die vorstehende Ableitung nicht erfasste "Spülölverbrauch" des Lagers geändert wird. Für die weitere Auswertung der Versuchsergebnisse soll jedoch auch der Spülölverbrauch des Lagers in den Liefergrad  $\varphi$  eingeschlossen sein und

$$\eta = \frac{\gamma}{\omega/2 \cdot l \cdot h_0}$$

aus der gemessenen Gesamtölverbrauch des Lagers ermittelt werden.

In Abb. 29 sind die Liefergrade  $\phi$  für die untersuchten Gleitrolllager abhängig von der Lastkennziffer aufgetragen und zwar für  $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$  und  $t_0 = 54^\circ \text{ C}$ . Die Werte liegen etwa zwischen 0,40 und 0,55 und nehmen mit steigender Drehzahl schwach ab. Der Verlauf der Werte ist in allen Abbildungen grundsätzlich gleich und weist bei einer Lastkennziffer von 1,0 bis 1,5 einen Höchstwert.

In Abb. 30 ist aus den Versuchsergebnissen die Abhängigkeit des Liefergrades von dem Eintrittsdruck und in Abb. 31 von der Eintrittstemperatur abgeleitet. Bei einer Erhöhung des Eintrittsdruckes von  $0,50 \text{ kg/cm}^2$  auf  $1,25 \text{ kg/cm}^2$  steigt der Liefergrad nach Abbildung 30 von rund 0,35 auf etwa 0,50. Nach Abbildung 31 wächst der Liefergrad bei einer Erhöhung der Eintrittstemperatur von  $54^\circ \text{ C}$  auf  $72^\circ \text{ C}$  etwa von 0,40 auf 0,50, wenn die übrigen Betriebsverhältnisse des Lagers ungeändert bleiben.

Aus den den Eintrittszustand des Schmieröls kennzeichnenden Werten:  $p_0$  und  $t_0$  bzw. der bei gegebenem Schmiermittel hieraus abzuleitenden Zähigkeit  $\eta_0$ , kann mit den zusätzlichen Werten  $\omega$  und  $\psi$  eine neue Kennziffer  $p_0 \psi^2 / \eta_0 \omega$  abgeleitet werden. Diese "Ölkennziffer", die grundsätzlich gleich aufgebaut ist wie die Lastkennziffer, ist, wie sich leicht beweisen lässt, in erster Linie für den Anteil des Spülölverbrauches am Liefergrad  $\phi$  bestimmend. In Abb. 30 und 31 ist deshalb diese neue Kennziffer als Parameter eingetragen. Der Liefergrad fällt und steigt mit dieser Kennziffer.

In Abb. 32 und 33 ist mit Hilfe der vorhergehenden Abbildungen die Veränderlichkeit des Liefergrades mit der Ölkennziffer bei der unveränderlichen Lastkennziffer von 1,50 für Drehzahlen von 10 000 bis 14 000 U/min aufgezeichnet. Die Abbildungen beweisen, dass durch die Ölkennziffer tatsächlich der Anteil des Spülölverbrauches bei

verschiedenen Betriebsverhältnissen mit geringfügiger Streuung der Versuchspunkte wiedergegeben wird. Innerhalb eines grösseren Bereiches der Ölkennziffer ändert sich der Liefergrad praktisch geradlinig mit der Ölkennziffer bei unveränderlicher Lastkennziffer.

In Abbildung 34 ist die Abhängigkeit des Liefergrades  $\varphi$  von den beiden Kennziffern aus den Mittelwerten der einzelnen Versuchsreihen mit den Bleibronzeschalen zusammengestellt.

Die Auswertung der Messungen des Ölverbrauchs erfolgte bei den Lagern mit Aluminiumschalen in der gleichen Weise wie bei den Bleibronzeschalen, nur ist der Berechnung des Liefergrades  $\varphi$  und der Kennziffern das Wärmespiel bei der jeweiligen Betriebstemperatur des Lagers zu Grunde gelegt. Zum Vergleich ist in Abb. 33 auch der aus den Versuchen an Bleibronzeschalen gewonnene Verlauf der  $\varphi$ -Werte eingezeichnet. Der für die Ölkennziffer  $p_0 \varphi^2 / \eta_0 \omega = 0 \approx$  geradlinig extrapolierte Liefergrad ist für Bleibronze- und Aluminiumschalen gleich hoch, das Ansteigen der  $\varphi$ -Werte mit der Ölkennziffer jedoch verschieden, und zwar bei Aluminiumschalen kleiner als bei Bleibronzeschalen. Diese Unterschiede sind wahrscheinlich durch die Anordnung zweier Ölnuten bei den Aluminiumschalen, gegenüber nur einer bei den Bleibronzeschalen verursacht. Den Einfluss der Grösse und Zahl der Schmiernuten auf den Liefergrad sollen weitere Versuche klären.

Mit Hilfe der festgestellten Liefergrade  $\varphi$  und deren Abhängigkeit von der Last- und Ölkennziffer kann der Ölverbrauch für rasch laufende Lager innerhalb gewisser Grenzen für beliebige Betriebsverhältnisse berechnet werden. Der Einfluss der verhältnismässigen Lagerlänge auf den Liefergrad kann zunächst nach Versuchen an langsam laufenden Lagern mit der Formel:

$$\varphi = \frac{K}{(l/d)^2}$$

berücksichtigt werden. Die bei der vorliegenden Untersuchung festgestellten Liefergrade an Lagern mit  $l/d = 0,73$

wären mithin mit dem Faktor  $0.53/(1/4)^2$  auf Lager beliebiger Lagerlänge (1/4) umzurechnen.

#### 4. Wärmebilanz der untersuchten Lager.

Bei Betrieb eines Gleitlagers in Scharringezustand, wenn also bei gegebenen Betriebsverhältnissen eine bestimmte, unveränderliche Lagertemperatur erreicht ist, muss die Summe der zu- und abgeleiteten Wärmemengen nach der Gleichgewichtsbedingung gleich Null sein. Die durch Reibung in der Schmier-schicht entstehende Reibungswärme, vermehrt oder vermindert um die Wärmemenge, die durch die Welle in das Lager einströmt oder durch Wärmeabgabe des Lagerkörpers nach aussen hin abgeleitet wird, muss also gleich der Wärmemenge sein, die das Schmiermittel beim Durchgang durch das Lager aufnimmt. Aus dieser Wärmebilanz kann die Temperaturerhöhung des Schmieröls im Lager berechnet werden, wenn die Reibungswärme, die durch Welle und Lagerkörper zu- und abgeleitete Wärmemenge und der Ölverbrauch des Lagers bekannt sind.

Bei der vorliegenden Untersuchung mit vier Kugellagern, die eingeschalt waren, ist die Wärmeabgabe der Lager bzw. der Welle nach aussen hin vernachlässigbar klein, infolgedessen ist die vom Öl aufgenommene Wärme gleich der Reibungswärme  $Q_L$ :

$$V \cdot \gamma \cdot c (t_{2m} - t_0) = N_L \cdot 75/427$$

In dieser Gleichung wäre für  $t_{2m}$  die Ablauftemperatur des Öles einzusetzen, die sich nach der Mischung der aus den einzelnen Lagern austretenden Öl-mengen ergibt. Diese Temperatur konnte jedoch bei der vorliegenden Untersuchung nicht gemessen werden. Statt  $t_{2m}$  wurde deshalb in der Wärmebilanz die früher definierte Lagertemperatur  $t_{1m}$  eingesetzt, die auch der Auswertung der Versuchsergebnisse über die Reibungsleistung und den Ölverbrauch bzw. der Ermittlung der Zähigkeit zu Grunde gelegt worden war. Diese mittlere Lagertemperatur  $t_{1m}$  ist bei rasch laufenden Lagern fast immer höher als die tatsächliche Öl-auf-tempe-

peratur  $t_{20}$ , weil ein Teil des im Lager zugeführten Schmieröles in der Nähe der Ölauführungsstelle ohne grössere Wärmeaufnahme aus dem Lager herausgedrückt wird (Spülöl) und nur der restliche Teil durch die Zähigkeit des Schmiermittels einen mehr oder minder grossen Zug mit Wärmeaufnahme bis zum Austritt aus dem Lager zurücklegt (Eigenförderung). Die mit der mittleren Lagertemperatur berechnete Wärmeaufnahme des Öles im Lager wird infolgedessen grösser als die im Lager entwickelte Reibungswärme:

$$Q_1 = \varphi \cdot Q_L$$

Die Verhältniszahl  $\varphi$  wird in erster Linie von dem Anteil der Spülölmenge an dem Gesamtölverbrauch des Lagers abhängen. In Abb. 35 bis 38 sind deshalb die Verhältniszahlen  $\varphi$  in Abhängigkeit von dem Schmieröleintrittsdruck bei verschiedenen Drehzahlen dargestellt. Wie die mit Hilfe des Gesamtölverbrauchs der Lager berechneten Linien G zeigen, steigt  $\varphi$  ungefähr geradlinig mit dem Öldruck und liegt zwischen etwa 1,1 bis 1,5 bei niedrigem und 1,4 bis 1,8 bei hohem Öleintrittsdruck. Wird aus Abb. 32 und 33 durch geradlinige Extrapolation der Liefergrad  $\varphi$  des Lagers bei dem Eintrittsdruck Null (entsprechend der Eigenförderung des Lagers) ermittelt und hieraus der Ölverbrauch, sowie die vom Öl aufgenommene Wärmemenge berechnet, so ergibt sich die in Abb. 35 bis 38 eingetragene Linie E. Aus dem Unterschied der Linien E und G ist der mit  $p_0$  steigende Spülölanteil am Gesamtölverbrauch abzuleiten. Es ist ersichtlich, dass das Spülöl nur einen Teil der Reibungswärme aufnimmt.

In Abb. 39 ist die Verhältniszahl  $\varphi$  abhängig von der spezifischen Reibungsleistung  $\nu_r$  aufgetragen.  $\varphi$  steigt hiernach praktisch geradlinig mit  $\nu_r$ .

Da anzunehmen ist, dass der Spülölanteil ausser von dem Eintrittszustand des Schmieröls von der Verlagerung der Welle in der Schale abhängt, so ist in Abb. 40 bis 42 die Veränderlichkeit von  $\varphi$  mit der Lastkennziffer eingezeichnet, wobei der Öleintrittsdruck als Parameter gewählt ist. Die Abbildungen zeigen, dass  $\varphi$  mit der Kenn-

diff- $r$  und mit  $p_0$  abnimmt. Für die Ableitung einer allgemein gültigen Gesetzmässigkeit für  $\varphi$  reichen die vorliegenden Versuche noch nicht aus. Es wären weitere mit noch höherer Zapfengeschwindigkeit erforderlich.

### 5. Temperaturverteilung im Lager.

Die Messergebnisse über die Temperaturverteilung am Lagerumfang im Mittelschnitt sind in Abb. 43 bis 47 zusammengestellt. Die mittels Thermoelement gemessene Temperatur  $t_L$  ist für verschiedene Betriebsverhältnisse über der Abwicklung der Lauffläche aufgetragen. Aus den Abbildungen geht hervor, dass schon bei Umfangsgeschwindigkeiten von 25 bis 30 m/s an der Lauffläche der Schale und damit auch im Ölfilm erhebliche örtliche Temperaturunterschiede auftreten. Bei einer Öleintrittstemperatur von  $54^\circ\text{C}$  wurde eine Höchsttemperatur von etwa  $110^\circ\text{C}$  bei 10 000 U/min und  $120^\circ\text{C}$  bei 14 000 U/min an der Lauffläche der Schale festgestellt, entsprechend einer Erwärmung des Schmiermittels um rund 50 bis  $70^\circ\text{C}$ . Die Temperaturerhöhung im Lager ist um so grösser, je grösser die Flächenpressung und die Drehzahl und je niedriger die Öleintrittstemperatur ist.

Da bei verschiedenen Betriebsverhältnissen, also verschiedenen Kennziffern, auch die Lage der Welle zur Schale und damit die Form der Schmierschicht, sowie die Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in dieser verschieden sind, verlagert sich auch die Stelle mit höchster Temperatur am Schalenumfang. In Abbildung 48 ist deshalb der Temperaturanstieg  $t_{Lmax} - t_0$  für verschiedene Versuchsgruppen in Abhängigkeit von der Lastkennziffer aufgezeichnet. Hiernach steigt die Temperaturerhöhung im Ölfilm mit der Kennziffer und wird umso grösser, je grösser die Umfangsgeschwindigkeit und je kleiner das Lagerspiel ist. Zum Vergleich sind einige Messpunkte von N ü c k e r <sup>3)</sup> eingetragen, der die Temperaturverteilung an grossen Lagern von 220 mm Durchmesser und 300 mm Länge gemessen hat. N ü c k e r hat die Messungen mit in die Lauffläche der Schalen isoliert eingebauter Thermolemente durchgeführt; weil er die Auf-



Fassung vertritt, dass nur in dieser Weise eine zuverlässige Messung der örtlichen Schmierschichttemperatur möglich ist. Nach Abbildung 48 liegen jedoch die bei den vorliegenden Untersuchungen festgestellten örtlichen Temperaturen in den Lagerachalen dicht an der Lauffläche etwa gleich hoch wie die von N ü c k e r ermittelten, obwohl die von N ü c k e r verwendeten Lager ein kleineres Lagerspiel hatten.

Abb. 49 zeigt einen weiteren Vergleich der vorliegenden Messungen mit der von N ü c k e r ermittelten Temperaturverteilung über den Lagerumfang. Hiernach verläuft der Anstieg der Temperatur in der Schmierschicht nach beiden Untersuchungen ähnlich. Nach den Messungen von N ü c k e r muss das Schmieröl jedoch einen grösseren Weg in der Umfangsrichtung zurücklegen, bis es die Höchsttemperatur erreicht. Der hierauf folgende Temperaturabfall ist kleiner, so dass an der Stelle des Schmieröleintritts in das Lager ein grösserer Temperatursprung festzustellen ist. Obwohl zum Vergleich nur Messungen mit annähernd gleicher Umfangsgeschwindigkeit und gleicher Kennziffer, sowie mit ähnlichen Öleintrittsverhältnissen des Schmieröls herangezogen wurden, kann eine genaue Übereinstimmung der Ergebnisse beider Untersuchungen nicht erwartet werden, weil die Abmessungen der Lager, insbesondere das verhältnismässige Spiel  $\psi$  und die verhältnismässige Lagerlänge  $l/d$  verschieden waren.

#### 6. Wellenverlagerung.

Nach der Lagertheorie hängt die Lage der Welle in der Schale in erster Linie von der Lastkennziffer  $p\psi^2/\eta\omega$  ab. Es wurde versucht, auf Grund der gemessenen Temperaturverteilung über dem Lagerumfang die Stellung der Welle innerhalb der Schale annähernd zu ermitteln. Die Lage des Wellenmittelpunktes zum Schalenmittelpunkt (Abb. 51) ist durch die Exzentrizität  $e$  und den Verlagerungswinkel  $\beta$  festgelegt. Nach der Untersuchung von N ü c k e r <sup>3)</sup> ist

in Übereinstimmung mit der Lagertheorie die Bahn des Wellenmittelpunktes bei verschiedenen Betriebsverhältnissen mit praktisch ausreichender Genauigkeit durch einen Halbkreis zu ersetzen. Unter dieser Voraussetzung wird  $e = h_0 \sin \beta$  und die verhältnismässige Verlagerung:

$$\chi = \frac{e}{h_0} = \sin \beta$$

Wird weiterhin angenommen, dass die höchste Schmier-schichttemperatur an der Stelle kleinster Stärke  $h_{\min}$  des Ölfilms auftritt, so ist aus den Messungen über die Temperaturverteilung der Winkel  $\beta$  zu entnehmen und mit Hilfe der vorstehenden Formel die verhältnismässige Verlagerung in Abhängigkeit von der durch die jeweiligen Betriebsverhältnisse gegebenen Lastkennziffer  $pv^2/\eta\omega$  abzuleiten. In der Abb. 50 sind die in dieser Weise berechneten Werte von  $\beta$  und  $\chi$  für die Bleibronze- und Aluminiumschalen über  $pv^2/\eta\omega$  aufgezeichnet. Zum Vergleich wurde die von N ü c k e r gemessene Wellenverlagerung eingezeichnet. Es zeigt sich, dass der Verlauf der in der oben angegebenen Weise ermittelten Wellenverlagerung mit der von N ü c k e r gemessenen gut übereinstimmt. Die Werte nach N ü c k e r liegen im ganzen niedriger, weil sein Versuchslager mit  $l/d = 1,36$  ausgeführt war gegen  $l/d = 0,75$  der bei vorliegender Untersuchung verwendeten Lager.

Aus Abb. 50 ist die geringste Schmierschichtstärke,

$$h_{\min}/h_0 = 1 - \chi$$

für beliebige Betriebsverhältnisse zu entnehmen.

#### F. Zusammenfassung.

Durch die Untersuchung rasch laufender Gleitlager in einer Prüfmaschine mit vier Lagern wurden die Laufeigenschaften verschiedener Lager- und Wellenwerkstoffe, die Verlustleistung, der Ölverbrauch und die Temperaturverteilung in der Lauffläche der Lagerschale bei verschiedenen Betriebsverhältnissen und bei Drehzahlen zwischen 10 000 und 14 000 U/min festgestellt.

Die Laufeigenschaften von Bleibronze- und Aluminiumschalen auf oberflächengehärteten Wellen waren bei allen Betriebsverhältnissen einwandfrei. Hingegen sind die untersuchten Gussbleischaalen für rasch laufende Lager nicht verwendbar. Die Versuchsergebnisse über die Verlustleistung, den Ölverbrauch und die Temperaturverteilung wurden nach der hydrodynamischen Lagertheorie ausgewertet. Aus der gemessenen Verlustleistung der Lager wurden die spezifische Reibungsleistung, die mittlere Schubspannung in der Schmierschicht und eine Reibungszahl  $\lambda$  abgeleitet und ihre Abhängigkeit von den Betriebsverhältnissen ermittelt. Der Zusammenhang zwischen der Reibungszahl  $\lambda$  und der Lastkennziffer  $p v^2 / \eta \omega$  des Lagers wurde übereinstimmend für alle untersuchten Lager festgestellt und durch eine einfache Formel wiedergegeben.

Aus dem gemessenen Ölverbrauch wurde der Liefergrad  $\varphi$  des Lagers berechnet, der ausser von der Lastkennziffer noch von der Ölkennziffer beeinflusst wird, die den Zustand des Schmieröls beim Eintritt in das Lager erfasst.

Eine für die untersuchten Lager aufgestellte Wärmebilanz zeigt, dass die mittlere Lagertemperatur aus der im Lager entwickelten Reibungswärme, sowie gegebenenfalls der zusätzlichen Wärmezufuhr oder Wärmeableitung über die Welle oder dem Lagerkörper, und dem Ölverbrauch des Lagers berechnet werden kann, wenn ein Berichtigungsfaktor  $\varphi$  eingeführt wird.

Die mittels Thermoelemente an verschiedenen Stellen des Lagerumfangs nahe der Lauffläche der Schale gemessenen örtlichen Temperaturen lassen den starken Temperaturanstieg in der Schmierschicht bei hoher Gleitgeschwindigkeit erkennen. Aus der Lage der Stelle der Höchsttemperatur in der Schmierschicht kann unter bestimmten Voraussetzungen die Verlagerung der Welle in der Schale und ihre Abhängigkeit von der Lastkennziffer berechnet werden.

Die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchung ermöglichen die Vorberechnung rasch laufender Lager, wie sie bei Aufladegbläsen und Abgasturbinen für Flugmotoren verwendet werden. Ein Beispiel im Anhang erläutert den Rechnungsgang.

Beispiel.Beispiel für die Berechnung eines zylindrischen  
Gleitlagers für hohe Drehzahl.

Gewählt wird ein Bleibronzelager in Stahlstützschale.  
Bei diesen Lagern ist das Material gleich dem Kaltspiel.  
Anordnung der Schmiernut nach Abb. 3.

$$\begin{aligned} d_1 &= 38,0 \text{ mm}; & l &= 32,0 \text{ mm}; \\ l/d &= 0,84; & G &= 38,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; \\ d &= 0,150 \text{ mm}; & h_0 &= 0,075 \text{ mm}; \\ \psi &= 3,95 \cdot 10^{-3}; & \psi_0 &= 15,6 \cdot 10^{-6}; \\ n &= 20000 \text{ U/min}; & u &= 40,0 \text{ m/s}; \\ \omega &= 2100 \text{ 1/s}; & p &= 10,0 \text{ kg/cm}^2; \\ p_0 &= 1,20 \text{ kg/cm}^2; & t_0 &= 60^\circ \text{ C}; \\ & & \eta_0 &= 2,60 \cdot 10^{-3} \text{ kgs/m}^2. \end{aligned}$$

Die dynamische Zähigkeit des Schmieröls ist Abb. 4 entnommen.

1. Wahl der zu erwartenden mittleren Lagertemperatur:

Die mittlere Lagertemperatur wird zunächst geschätzt, (z.B. mit Hilfe der Abb. 24) unter Berücksichtigung der verschiedenen Betriebsbedingungen.

$$t_{lm} \approx 98^\circ \text{ C}$$

$$\eta = 0,79 \cdot 10^{-3} \text{ kgs/m}^2 \text{ (Abb.4)}$$

Die mittlere Lagertemperatur kann auch durch überschlägige Rechnung mit  $\tau = 500 \text{ kg/m}^2$  und  $\gamma_r = \tau \cdot u$ , sowie einem geschätzten  $\varphi$ -Wert ermittelt werden.

Die Kennziffern ergeben sich aus:

$$\begin{aligned} \varphi p u &= 15800 \text{ mkg/sm}^2 \text{ und } \eta u^2 / h_0 = 16900 \text{ mkg/sm}^2 \\ \text{zu: } p \psi^2 / \eta \omega &= 0,940; \quad p_0 \psi^2 / \eta_0 \omega = 0,0343; \quad \alpha \cdot \varepsilon = 0,964 \text{ (Abb.22)} \end{aligned}$$

2. Leistungsbedarf des Lagers:

a.) Mit der Lastkennziffer erhält man aus Abb. 19 für  $l/d = 0,73$

$$\lambda = 1,24$$

Für  $l/d = 0,84$  ergibt sich  $\lambda = \frac{\sqrt{1+4 \cdot 1,19}}{\sqrt{1+4 \cdot 1,57}} \cdot 1,24$

$$\lambda = 0,945 \cdot 1,24 = 1,17$$

$$\text{damit: } \gamma_r = \lambda \cdot \eta u^2 / b_0 = 19800 \text{ = kg/cm}^2$$

$$\gamma_r = \alpha \cdot \epsilon \cdot \gamma_r = 19100 \text{ = kg/cm}^2$$

$$\underline{\eta_L = 0,975 \text{ PS}}$$

b.) Die Reibungszahl  $\lambda$  kann auch errechnet werden aus:

$$\lambda = \lambda_0 \sqrt{1 + 0,85 p \psi^2 / \eta \omega}$$

Für  $l/d = 0,84$ ,  $p_0 = 1,20 \text{ kg/cm}^2$  und  $t_0 = 60^\circ \text{ C}$  ergibt sich:

$$\lambda = 0,945 \cdot 0,98 \sqrt{1 + 0,85 \cdot 0,940}$$

$$\lambda = 1,12$$

$$\gamma_r = 1,12 \cdot 16900 = 18950 \text{ mkg/cm}^2$$

$$\underline{\eta_L = 0,968 \text{ PS}}$$

3. Ölverbrauch des Lagers:

Mit den Kennziffern  $p \psi^2 / \eta \omega$  und  $p_0 \psi^2 / \eta_0 \omega$  erhält man für ein  $l/d = 0,73$  aus Abb. 34 den Liefergrad für den Ölverbrauch zu:

$$\varphi = 0,44$$

Für  $l/d = 0,84$  wird:

$$\varphi = 0,44 \cdot \frac{(0,73)^2}{(0,84)^2} = 0,332$$

damit Ölverbrauch:

$$V = \varphi \cdot l \cdot h_0 \cdot u / 2$$

$$V = 0,0159 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 15,9 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\underline{V' = 0,955 \text{ l/min}}$$

Ölverbrauch für 2 Lager:  $2 \cdot V' = 1,91 \text{ l/min}$

Die Fördermenge der Ölpumpe muss also für 2 Lager (ohne Drucklager) mindestens 2,5 bis 3 l/min betragen.

4. Tatsächliche mittlere Lagertemperatur:

Die von Öl abzuführende Wärmemenge beträgt:

$$Q_L = 632 \cdot N_L = 616 \text{ kcal/h}$$

Für zwei zylindrische Gleitlager müssen also im Ölkühler rund 1230 kcal/h abgeführt werden.

Die aus dem Ölverbrauch mit der mittleren Lagertemperatur ermittelte Wärmemenge ist:

$$Q_1 = \varphi \cdot Q_L$$

$\varphi \approx 1,65$  nach Abb. 39 und 41 unter Berücksichtigung der verschiedenen Betriebsbedingungen.

$$Q_1 = 1,65 \cdot 616 = 10200 \text{ kcal/h}$$

Dabei ist die Zuleitung oder Ableitung von Wärme durch die Lagerschale oder die Welle nicht berücksichtigt. Im allgemeinen ist die Wärmez- oder Ableitung bei rasch laufenden Lagern nicht gross, so dass sie vielfach vernachlässigt werden kann.

$$Q_1 = V \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta t \quad (\text{c u. } \gamma \text{ n. Abb. 5)}$$

$$\Delta t = \frac{Q_1}{V \cdot \gamma \cdot c} = \frac{10200}{57,4 \cdot 0,848 \cdot 0,550}$$

$$\Delta t = 38,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{1m} = t_0 + \Delta t = 98,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

geschätzt  $t_{1m} = 98,0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Stimmt die berechnete Lagertemperatur mit der vorher geschätzten nicht überein, so muss die Rechnung wiederholt werden.

5. Geringste Schmierschichtstärke:

Die verhältnismässige Verlagerung  $\chi$  ergibt sich aus Abb. 50 zu:

$$\chi \approx 0,45$$

Verlagerungswinkel  $\beta \approx 27^\circ$

$$h_{\min} = (1 - \chi) \cdot h_0 = (1 - 0,45) \cdot 0,075$$

$$h_{\min} \approx 0,049 \text{ mm}$$

$h_{\min}$  ist grösser als 0,01 mm, also sicher flüssige Reibung.

Schriften.

1. L. G u m b e l. Einfluss der Schmierung auf die Konstruktion.  
Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 18. Band 1917 S. 236.
2. E. F a l z . Grundzüge der Schmiertechnik  
II. Auflage Berlin 1937.
3. W. N u c k e r . Über den Schmiervorgang im Gleitlager.  
V D I Forschungsheft 352.

000488

Übersichtstafel 1 Untersuchte Lagerwerkstoffe.

Werkstoff	Bezeichnung	Lieferfirma	Brinellhärte	
			kg/mm <sup>2</sup>	p. °C
Mei Bronze in Stahlstützschale H.K. 630 P	H.A. H.B.	V.D.M. Frankfurt- Hedderheim	20.....28	60.... 100
Rollerbleibronze 30% u. 40% in Stahlstützschale	R 30 R 40	Fürstl. Hohenzol- lernsche Hutten- verw. Lauchertal	24 20	20 100
Pan Alu Quarzal 5	P-Q5-3 P-Q5-C	Aluminium Walzw. Müttschingen/Bad.	60.....80	20
Pan Aluminium	P-Al-K	Pan Metallges. Bamheim	100...110	20
Spezialguss	ME	Maschinenfabrik Esslingen	150...160	20

Übersichtstafel 2 Untersuchte Wellenwerkstoffe.

Werkstoff	Bezeichnung	Lieferfirma
Chromolybdänvergü- tungsstahl VCMO 140	VCMO	Stahlwerke Ed. Dör- renberg Söhne, Rün- deroth/Rheinland
VCMO 140 doppelduro- oberflächengehärtet	VCMO D	"
Chromnickel Vergü- tungsstahl CNS 95 zähhart	CNS	Poldihütte Stuttgart- Bad Cannstatt
CNS 95 mit hartver- chromter Oberfläche	CNS H	Poldihütte Stuttgart- Bad Cannstatt
Nitrierstahl St.F.P. E.23. nitriert auf 0,4 mm Tiefe	N	J. Witzemann u. Co. Stuttgart-Bad Cann- statt



000489

Übersichtstafel 3. Versuchsgruppen und Betriebsbedingungen

Versuchs- gruppe	Wellen- werk- stoff	Drehzahl n U/min	Eingangs- druck $P_0$ kg/cm <sup>2</sup>	Eingangs- temp. $t_0$ °C	Lagerprofil	
					d	$\gamma \cdot 10^3$
H.B.	N	10 000	0,2 ..... 1,25	54,0	0,198	4,15
	N	12 000				
	N	14 000	1,0	54,0	0,198	4,15
	N	14 000	1,0	54,0	0,198	4,15
	VCMO D	14 000	0,75 u. 1,25	54,0	0,198	4,15
	VCMO D	14 000	1,0	54,0	0,198	4,15
	VCMO D	14 000	0,75	72,0	0,198	4,15
H.A.	N	10000 ..... 14000	1,0	54,0	0,155	3,24
	CNS H	14 000				
	CNS H	14 000	1,0	54,0	0,155	3,24
			0,50	54,0	0,155	3,24
R 30	N	10000 ..... 14000	1,0	54,0	0,198	4,15
	CNS	14 000	1,0			
R 40	N	10000 ..... 12000	1,0	54,0	0,206	4,30
	VCMO D	14 000	1,0			
	VCMO D	14 000	1,25	72,0	0,206	4,30
P-Q5-B	N	10 000	0,2 ..... 1,25	54,0	0,215	4,48
	N	10000 ..... 14000				
	VCMO D	14 000	1,0	54,0	0,215	4,48
	N	14 000	1,0	54,0	0,215	4,48
P-Q5-C	N	10000 ..... 14000	0,75 ..... 1,0	54,0	0,275	5,74
	VCMO D	14 000				
			1,0	54,0	0,275	5,74
P-A1-K	N	10000 ..... 14000	1,0	54,0	0,210	4,37
	CNS H	14 000	1,0			
ME	CNS	10000 ..... 14000	1,0	54,0	0,198	4,15

000490

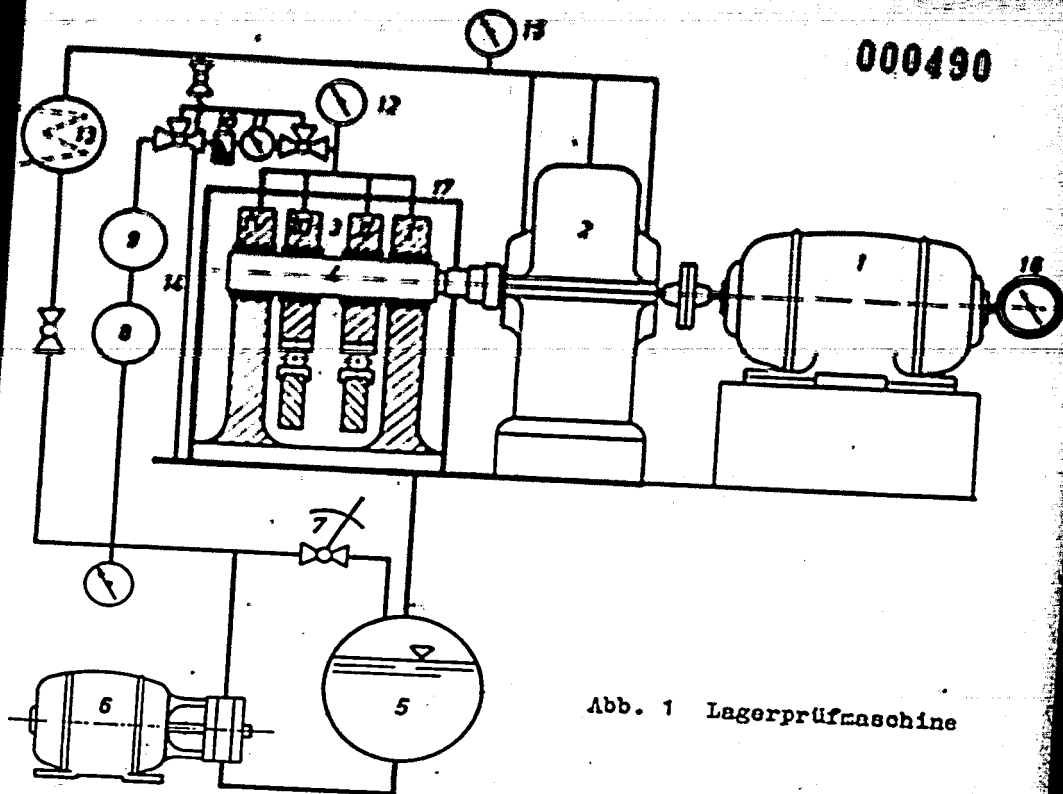


Abb. 1 Lagerprüfmaschine

1. Gleichstrommotor  
( $n = 2500$  bis  $3500$  U/min)
2. Getriebe-Übersetzung 1:4
3. Lagerprüfeinrichtung  
Festlager I Loslager II  
Festlager IV Loslager III
4. Versuchswelle
5. Schmierölbehälter
6. Zahnradpumpe
7. Regelventil
- 8.u.9. Heizpatronen
10. Ölfilter
11. Ölmenge-messer
12. Manometer für den Öleintrittsdruck
13. Ölkühler zur Kühlung des Getriebeöles
14. Rückstromleitung für kaltes Öl
15. Manometer
16. Drehzahlmesser
17. Einschaltung

000491

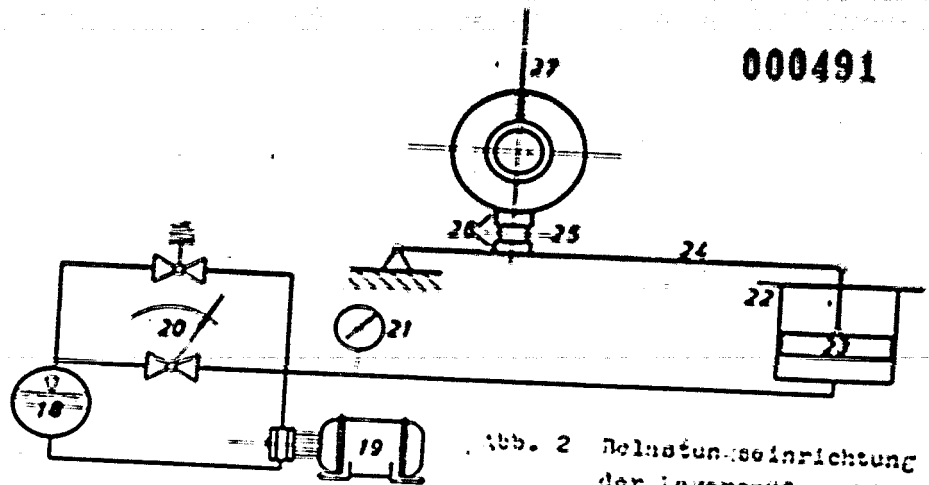


Abb. 2 Ölstationseinrichtung der Lagerprüfmaschine

- |                  |  |
|------------------|--|
| 19. Ölbehälter   | 23. Kolben                                 |
| 19. Zahnradpumpe | 24. Hebel                                  |
| 20. Regelventil  | 25. Kugeln                                 |
| 21. Manometer    | zur Kraftübertragung                       |
| 22. Zylinder     | 27. Thermometer für die Loslagertemperatur |

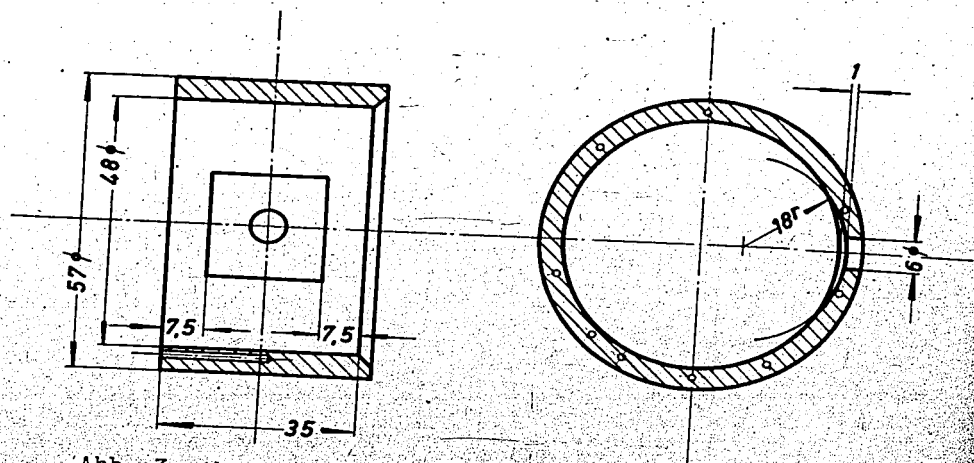


Abb. 3 Abmessungen der Versuchslager und Anordnung der Thermomeßstellen

000492

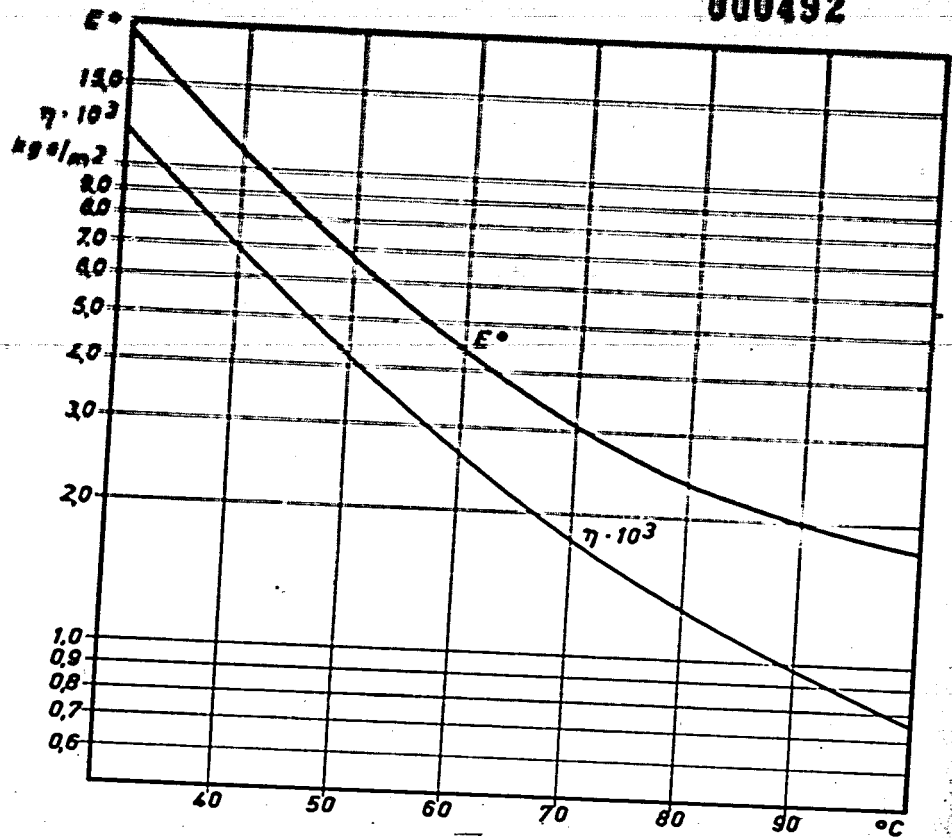


Abb. 4 Zähigkeit des Versuchsöles

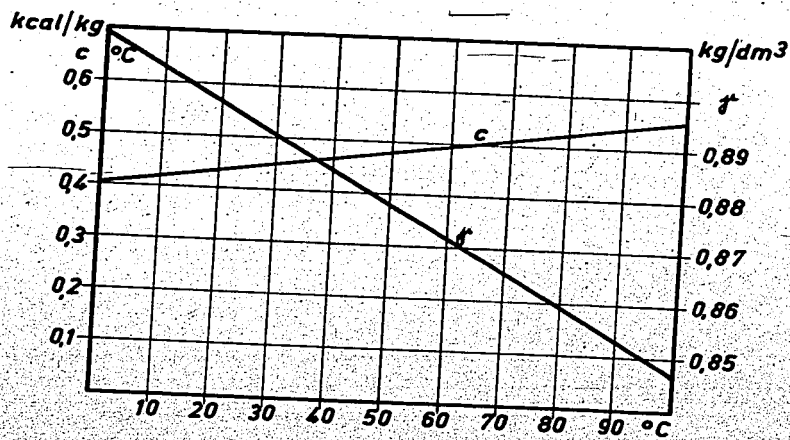


Abb. 5 Spez. Wärme und spez. Gewicht des Versuchsöles

000493

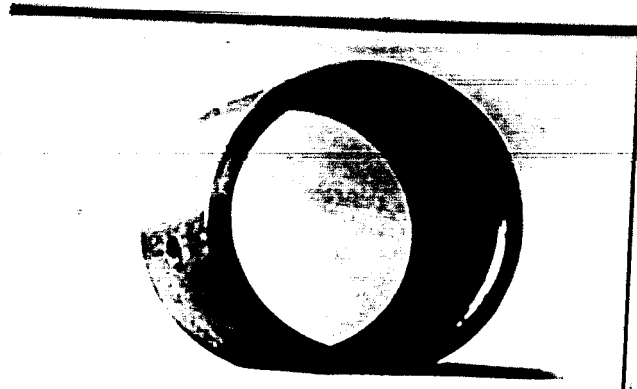
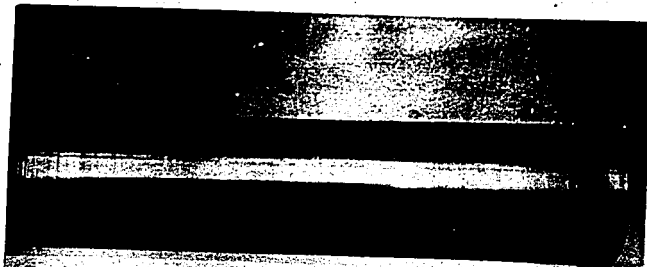


Abb. Versuchswelle nach dem Versuchen



*Welle aus Nitrierstahl*

Abb. Versuchswelle nach dem Versuchen

000494

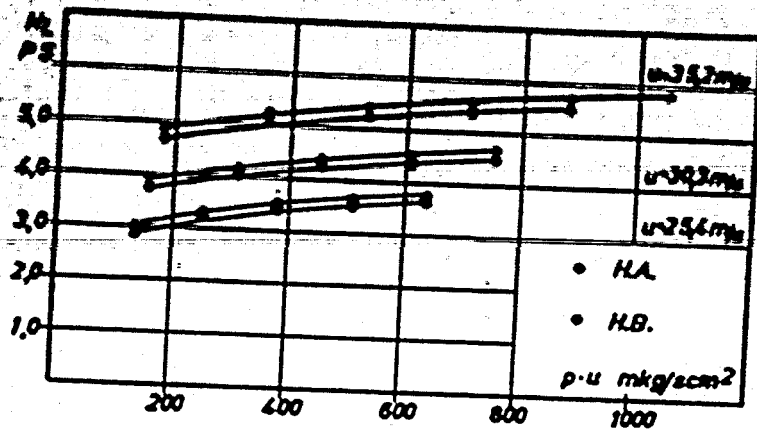


Abb. 8 Gemessene Reibungsleistung von vier Lagern  
 $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

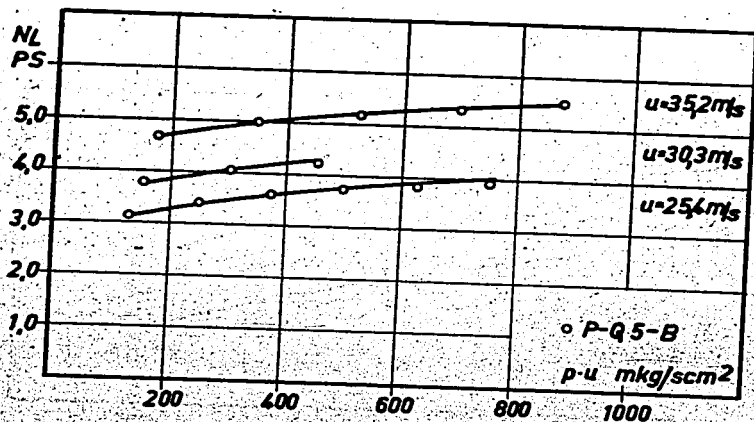


Abb. 9 Gemessene Reibungsleistung von vier Lagern  
 $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

000495

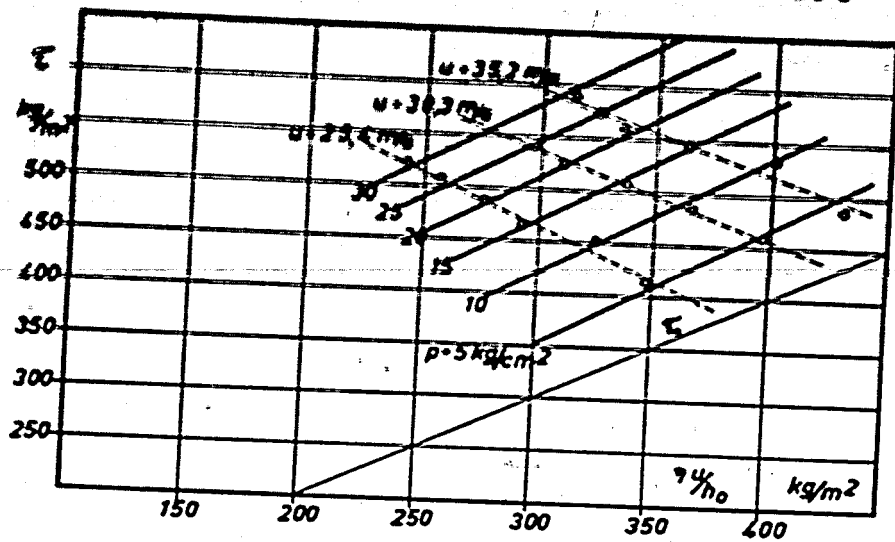


Abb. 10 Schubspannung  $\tau$  abhängig von  $\eta u/h_0$   
 $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

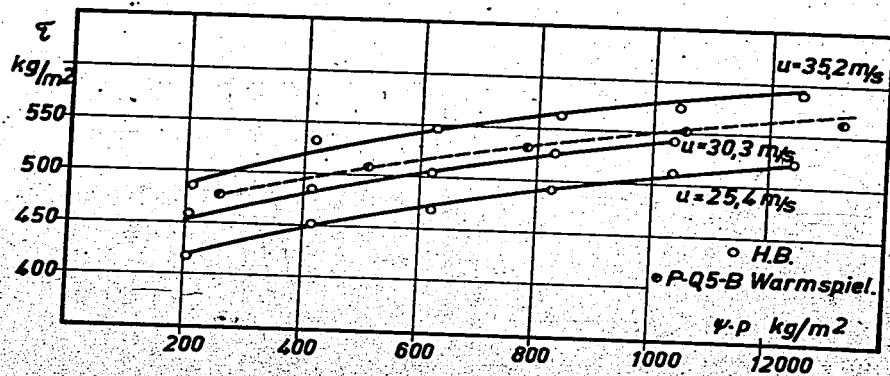


Abb. 11 Schubspannung  $\tau$  abhängig von  $\psi \cdot p$   
 $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

000496

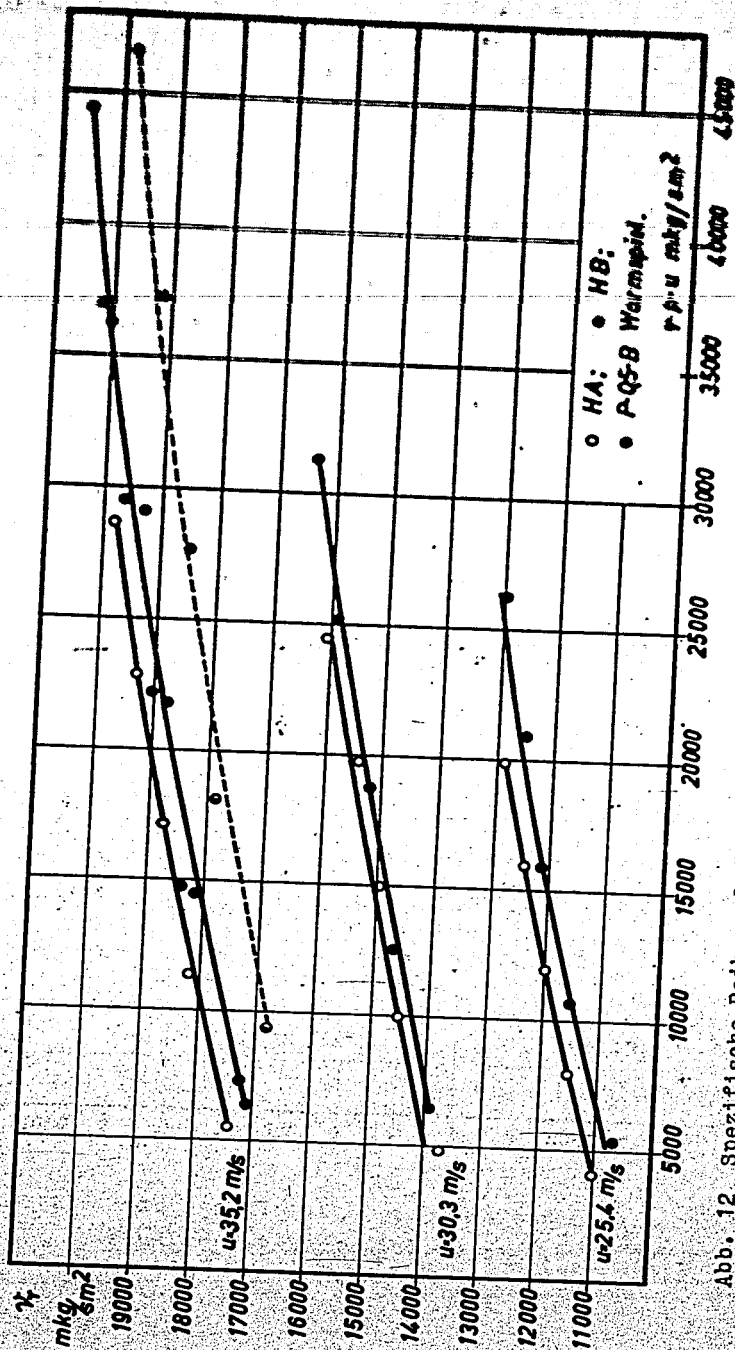


Abb. 12 Spezifische Reibungsleistung  $\gamma_r$  abhängig von  $\rho_p$ .  $\rho_0 = 1.0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54^\circ \text{C}$ .



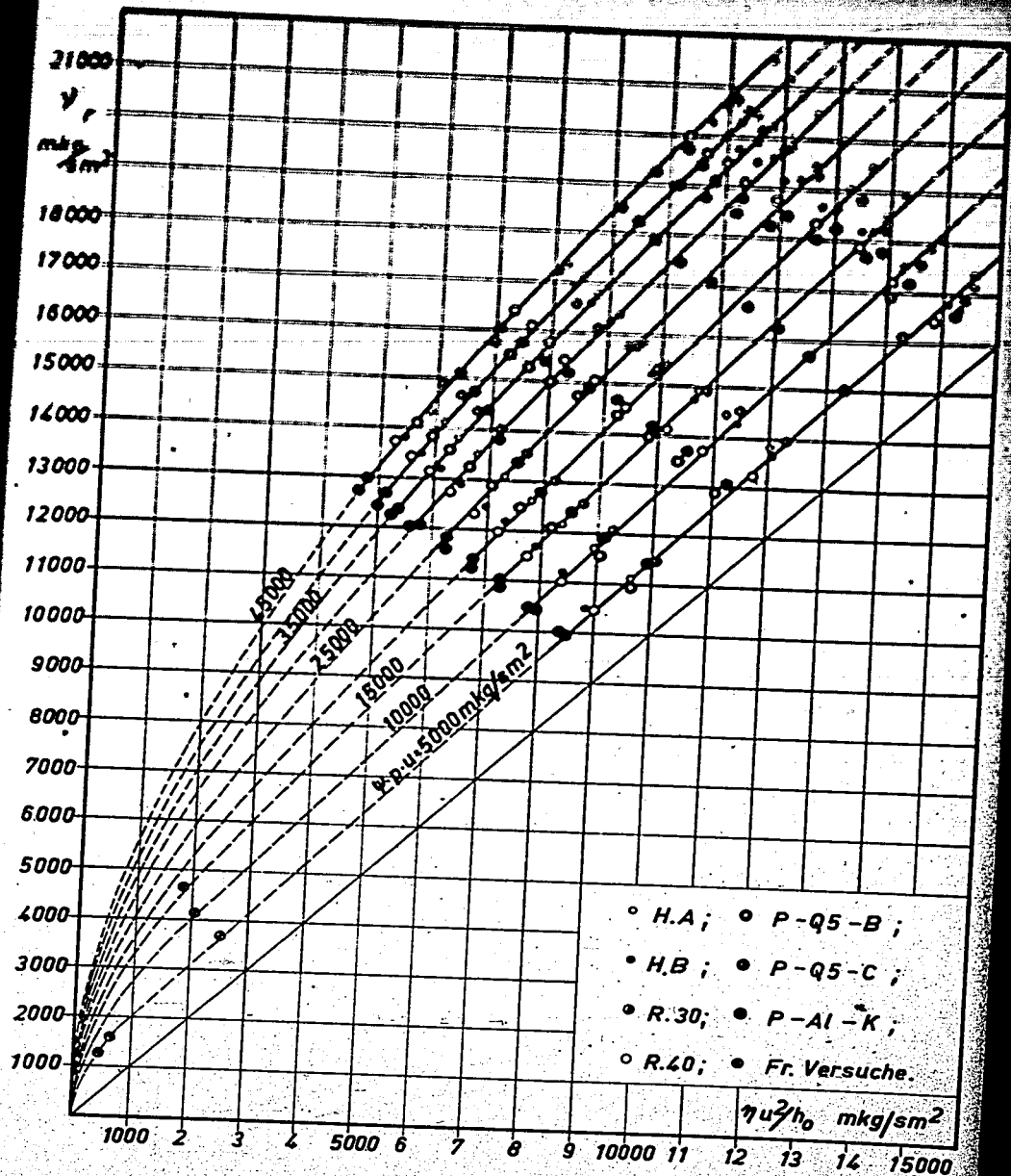


Abb. 13. Reibungsleistung bei Bleibronzeschalen und Aluminiumschalen mit Warmspiel.  $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

000497

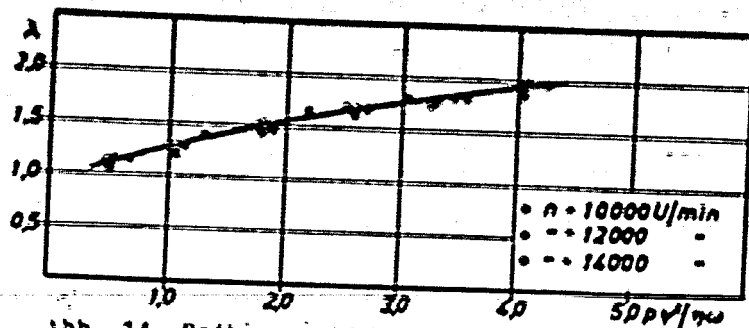


Abb. 14 Reibungszahl  $\lambda$  abhängig von der Lastkennziffer. Drehzahl veränderlich.  
H.B.;  $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

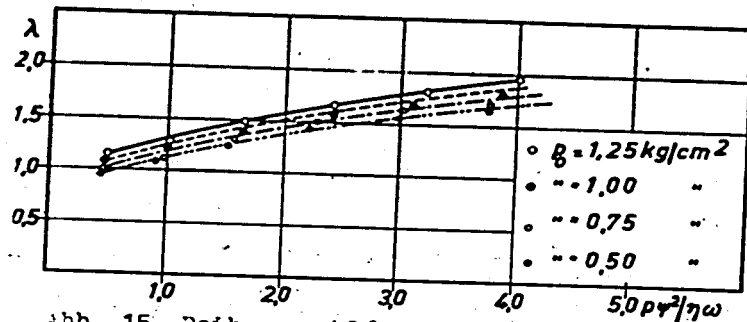


Abb. 15 Reibungszahl  $\lambda$  abhängig von der Lastkennziffer. Schmieröldruck veränderlich.  
H.B.;  $n = 14000 \text{ U/min}$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

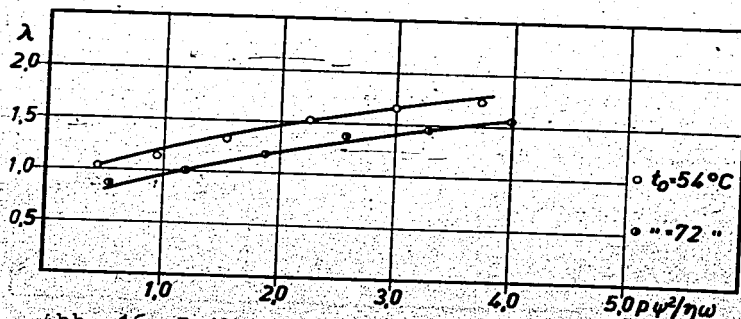


Abb. 16 Reibungszahl  $\lambda$  abhängig von der Lastkennziffer. Schmieröleintr. temp. veränderlich.  
H.B.;  $n = 14000 \text{ U/min}$ ;  $p_0 = 0,75 \text{ kg/cm}^2$ .

000498

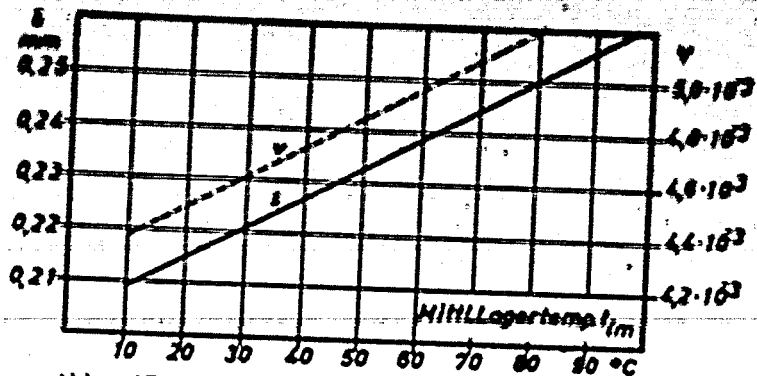


Abb. 17 Farnspiel von Aluminiumschalen.  
Freie Dehnung.

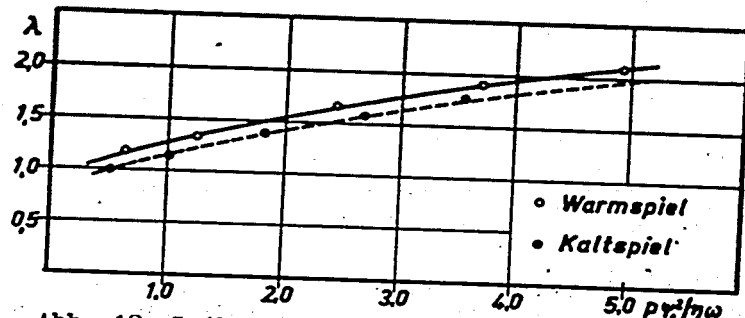


Abb. 18 Reibungszahl  $\lambda$  bei Kalt- und Warmspiel.  
P-Q5-B;  $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 $n = 14000 \text{ U/min}$ .

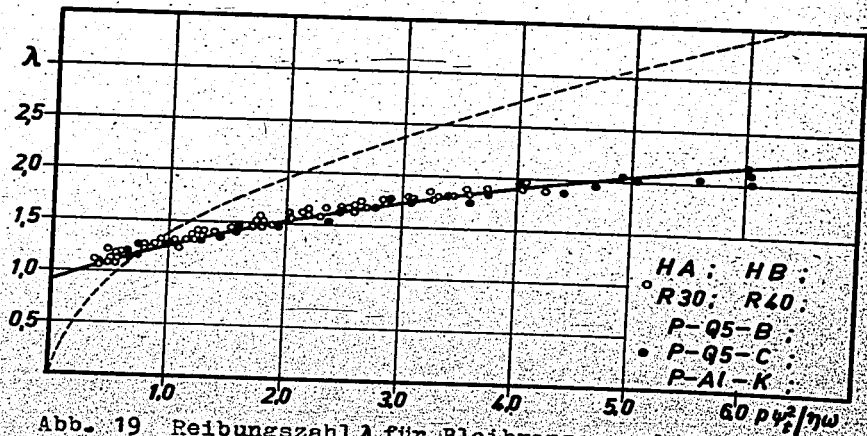


Abb. 19 Reibungszahl  $\lambda$  für Bleibronze- und Aluminiumschalen mit Warmspiel.  $p_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .  
---- nach Gumbel-Falz; —  $\lambda = 0,90 \sqrt{1 + 0,05 p v^2 / \eta \omega}$

000499

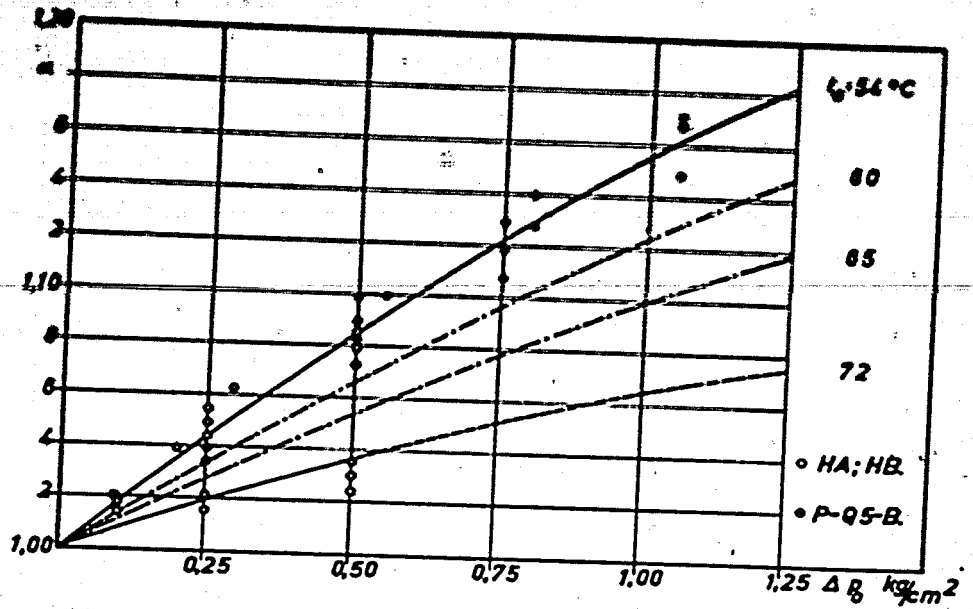


Abb. 20 Abhängigkeit der Reibungsleistung von  $p_0$  und  $t_0$

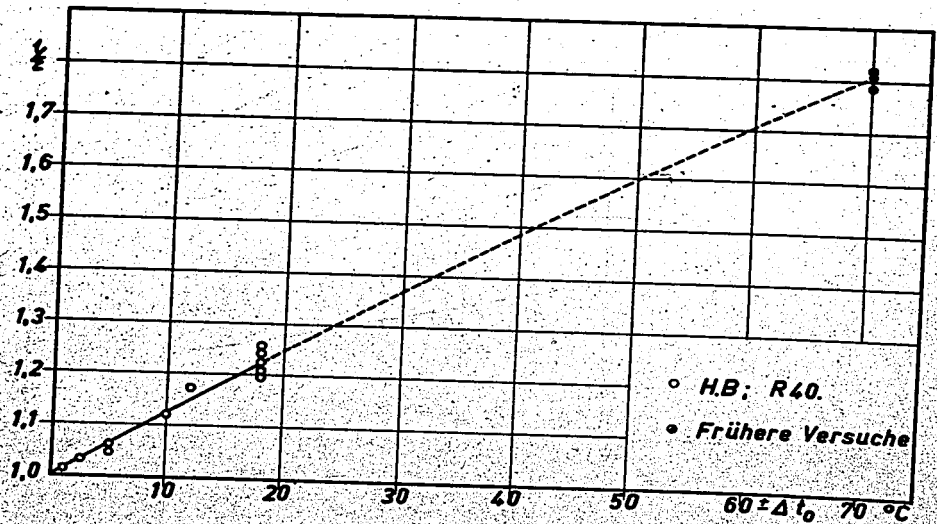


Abb. 21 Abhängigkeit der Reibungsleistung von  $t_0$  bei  $p_0 = 1.0 \text{ kg/cm}^2$

000500

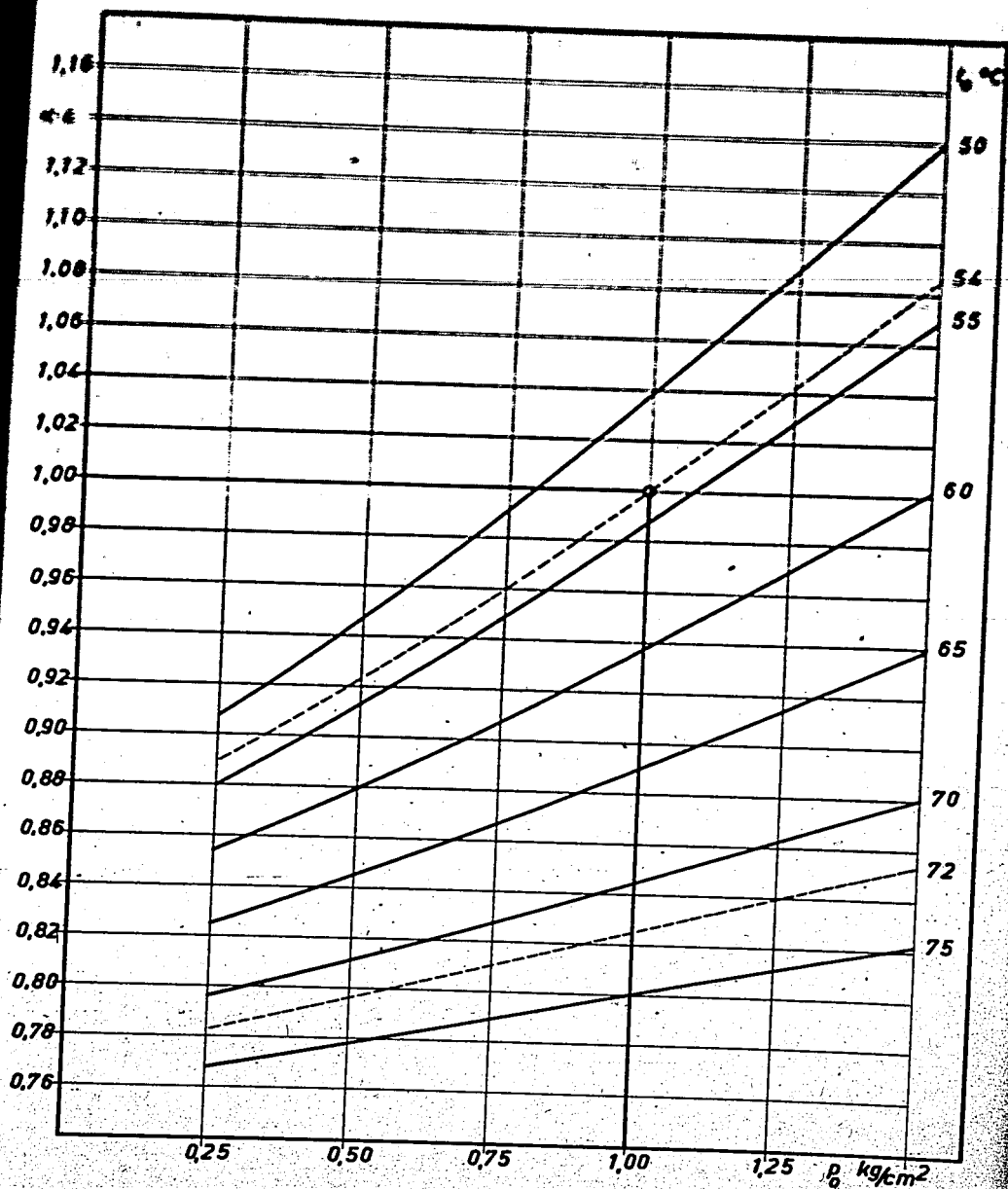


Abb. 22. Abhängigkeit der Dichtenselbständerung von  $\rho_0$  und  $t_0$ .

000501

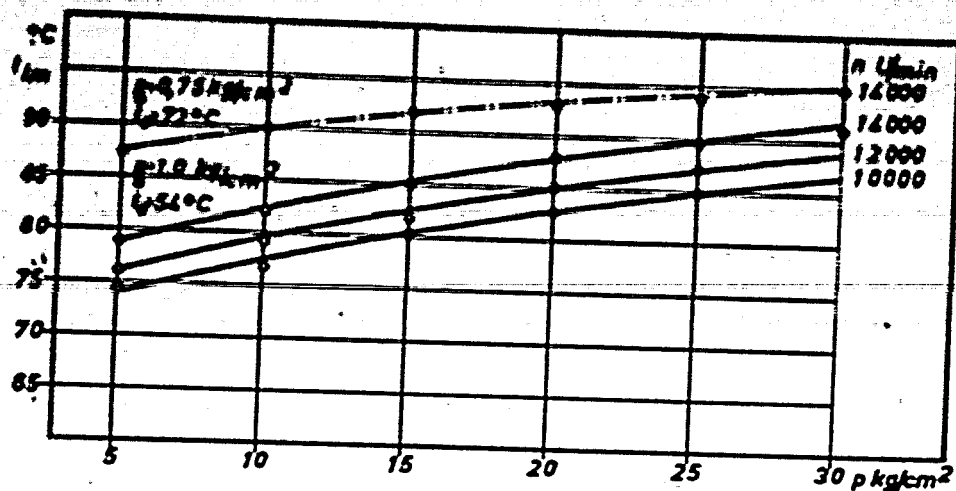


Abb. 23. Mittlere Lagertemperatur  $t_{lm}$  abhängig von Belastung und Drehzahl. H.A.:  $\nu = 1,15 \cdot 10^{-3}$ ;  $p_0 = 1,0$  u.  $0,75$  kg/cm<sup>2</sup>;  $t_0 = 54$  u.  $72$  °C.

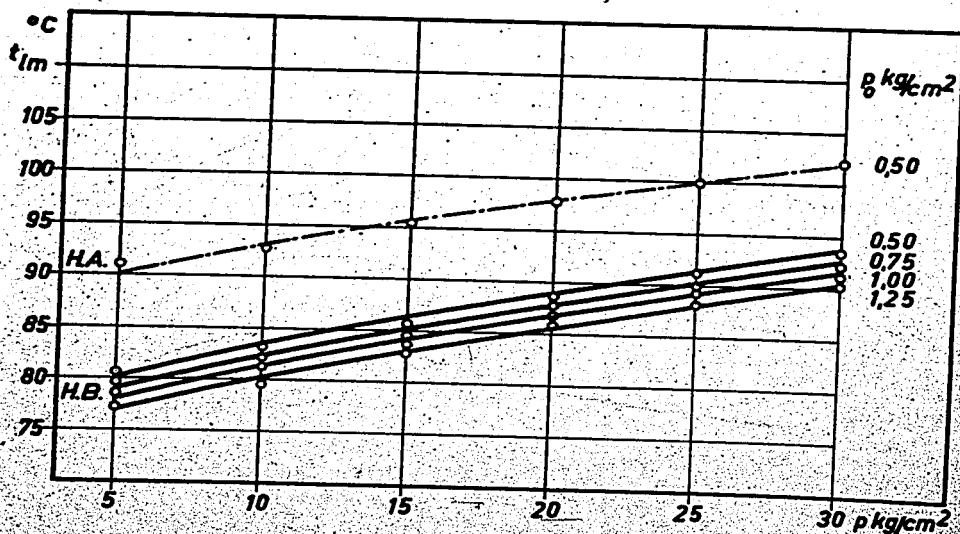


Abb. 24. Mittlere Lagertemperatur  $t_{lm}$  abhängig von Belastung, Öldruck und Durchmesserdiel. H.A.:  $\nu = 3,24 \cdot 10^{-3}$ ;  $t_0 = 54$  °C; H.B.:  $\nu = 4,15 \cdot 10^{-3}$ ;  $t_0 = 54$  °C.

000502

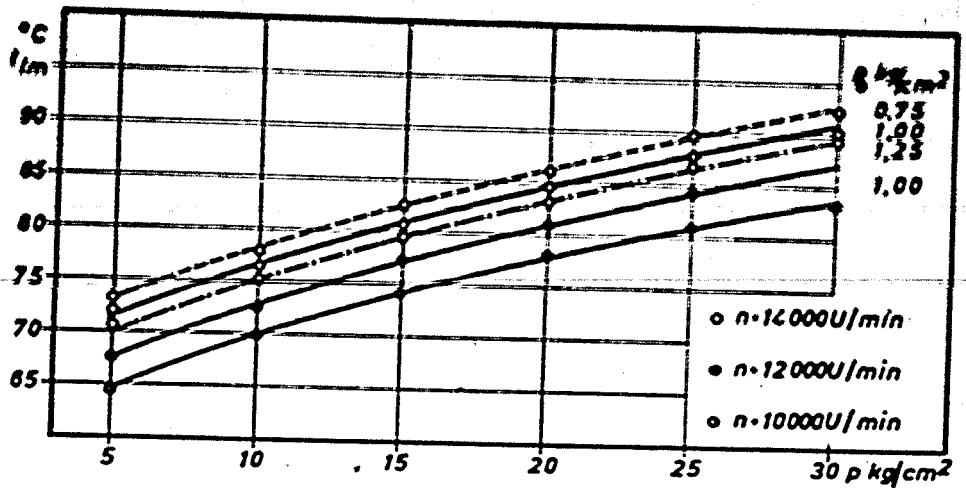


Abb. 25 Mittlere Lagertemperatur  $t_{lm}$  abhängig von Belastung, Drehzahl und Öldruck.  
P-Q5-B;  $t_0 = 4,48 \cdot 10^{-3}$ ;  $t_0 = 54$  °C.

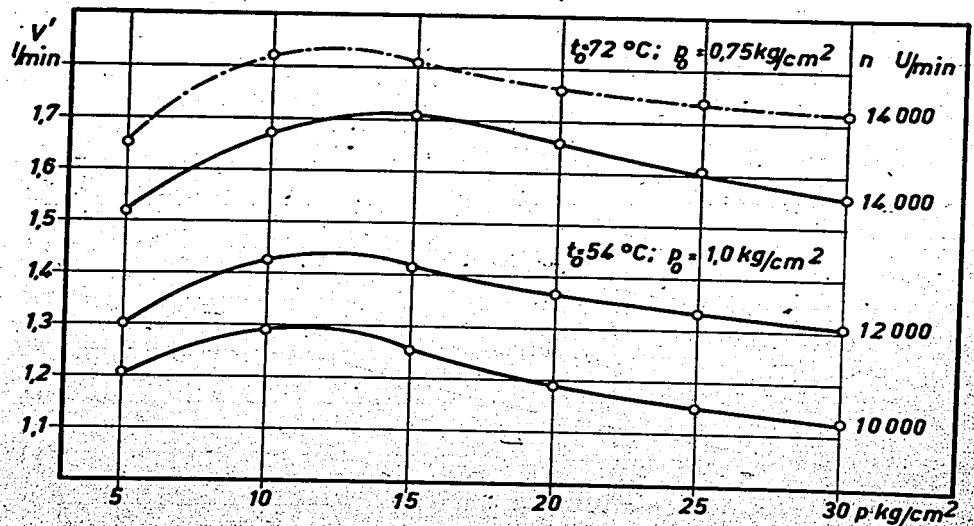


Abb. 26 Ölverbrauch eines Lagers abhängig von Belastung und Drehzahl. H.B.;  $\psi = 4,15 \cdot 10^{-3}$ ;  
 $p_0 = 1,0$  u.  $0,75$  kg/cm<sup>2</sup>;  $t_0 = 54$  u.  $72$  °C.

000503

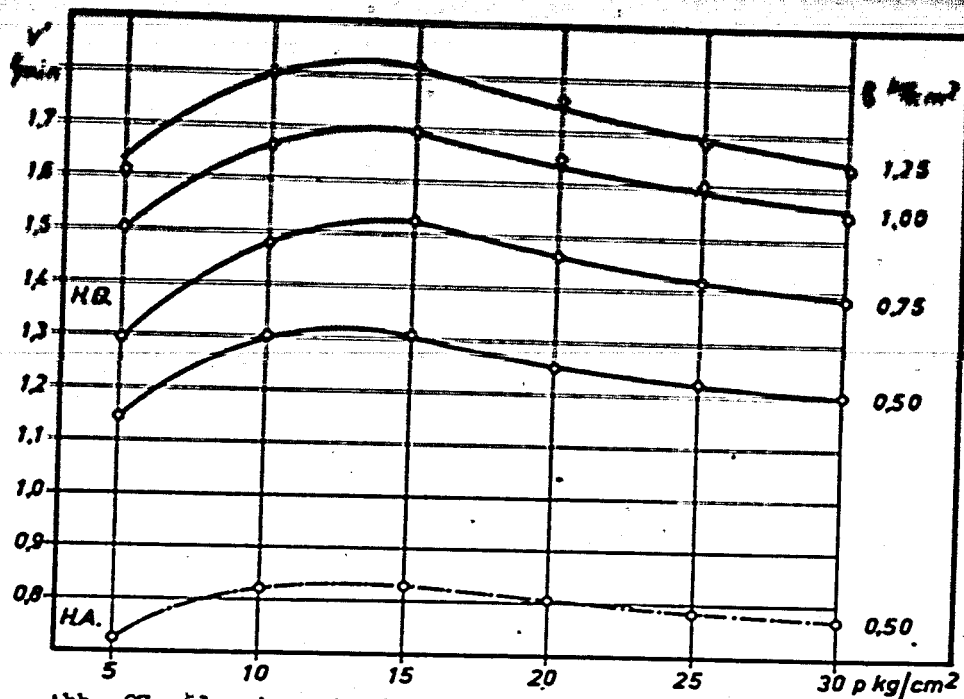


Abb. 27 Ölverbrauch eines Lagers abhängig von Belastung, Öldruck und Durchmesserspiel. H.A.;  $\psi = 3,24 \cdot 10^{-3}$ ;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ ; H.B.;  $\psi = 4,15 \cdot 10^{-3}$ ;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ .

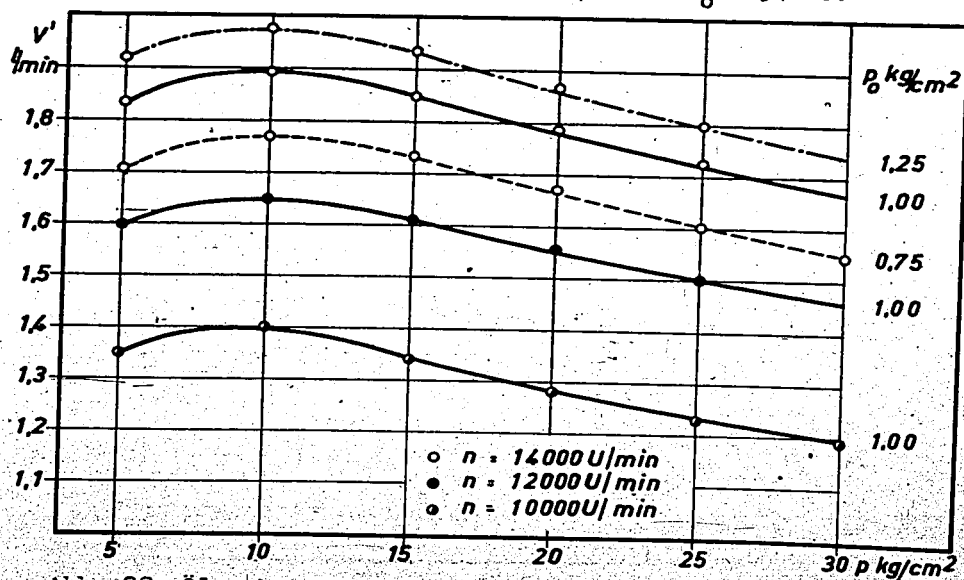


Abb. 28 Ölverbrauch eines Lagers abhängig von Belastung, Drehzahl u. Öldruck. P-Q5-B;  $\psi = 4,48 \cdot 10^{-3}$ ;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ .

000504



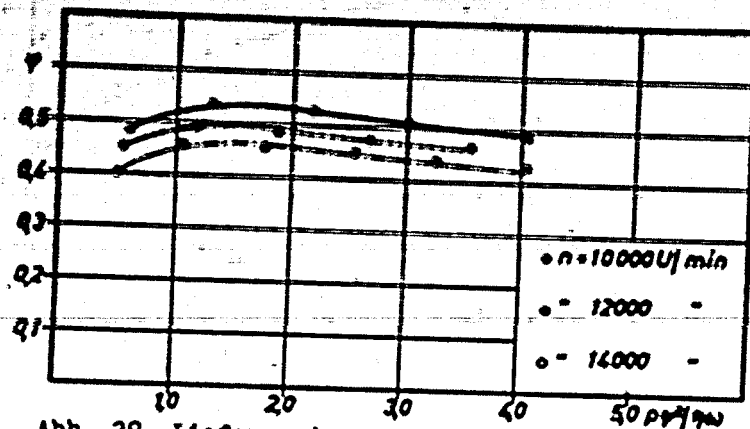


Abb. 29 Liefergrad  $\varphi$  abhängig von Lastkennziffer und Drehzahl. H.B.;  $P_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

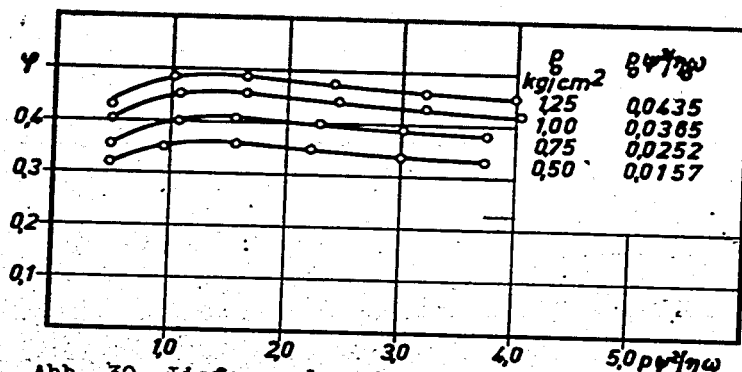


Abb. 30 Liefergrad  $\varphi$  abhängig von Lastkennziffer u. Öldruck. H.B.;  $n = 14000 \text{ U/min}$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

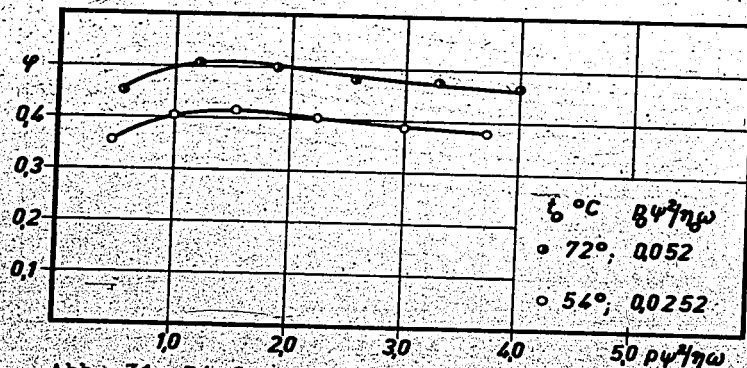


Abb. 31 Liefergrad  $\varphi$  abhängig von Lastkennziffer u. Öleintr. temp.; H.B.;  $n = 14000 \text{ U/min}$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

000505

000506

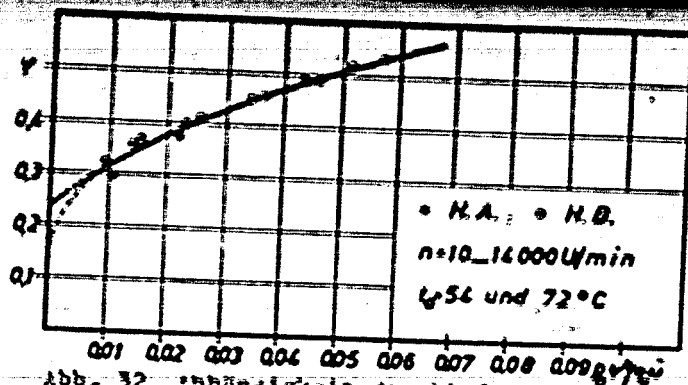


Abb. 32 Abhängigkeit des Liefergrades von  $\frac{Pv}{\tau\omega}$  bei  $\frac{Pv}{\tau\omega} = 1,50$ .

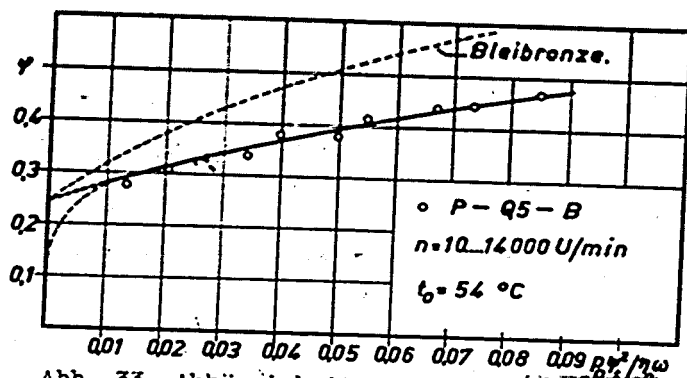


Abb. 33 Abhängigkeit des Liefergrades von  $\frac{Pv}{\tau\omega}$  bei  $\frac{Pv}{\tau\omega} = 1,50$ .

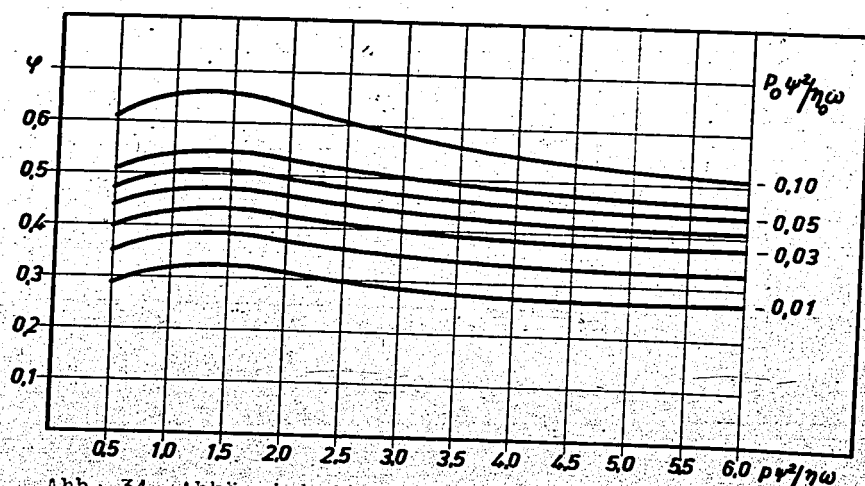


Abb. 34 Abhängigkeit des Liefergrades von  $\frac{Pv}{\tau\omega}$  u.  $\frac{Pv}{\tau\omega}$   
H.A. u. H.B.;  $n = 10000 \text{ bis } 14000 \text{ U/min}$ .

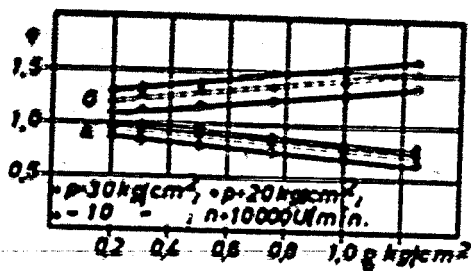


Abb. 35 Abhängigkeit von  $\eta$   
von  $n$ ,  $p_0$  und  $p$ .  
H.B.;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ .

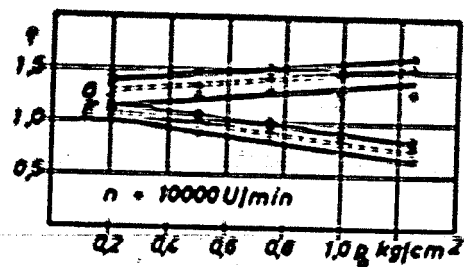


Abb. 37 Abhängigkeit von  $\eta$   
von  $n$ ,  $p_0$  und  $p$ .  
P-Q5-B;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ .

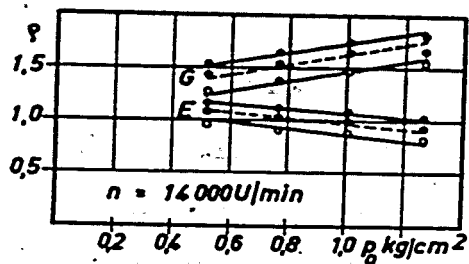


Abb. 36 Abhängigkeit von  $\eta$   
von  $n$ ,  $p_0$  und  $p$ .  
H.B.;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ .

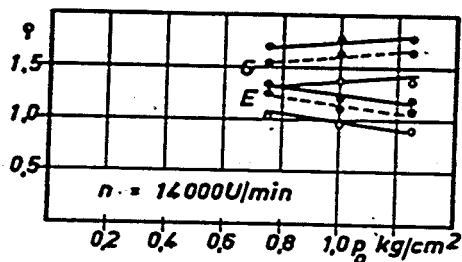


Abb. 38 Abhängigkeit von  $\eta$   
von  $n$ ,  $p_0$  und  $p$ .  
P-Q5-B;  $t_0 = 54^\circ\text{C}$ .

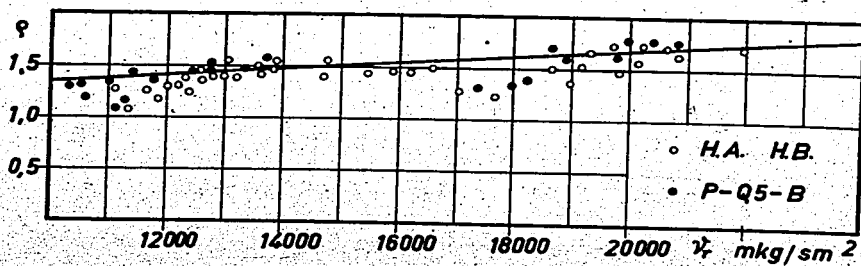


Abb. 39 Abhängigkeit von  $\eta$  von der spez. Reibungsleist.  $\gamma$ ,  
 $p_0 = 0,2$  bis  $1,25 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54$  und  $72^\circ\text{C}$ .

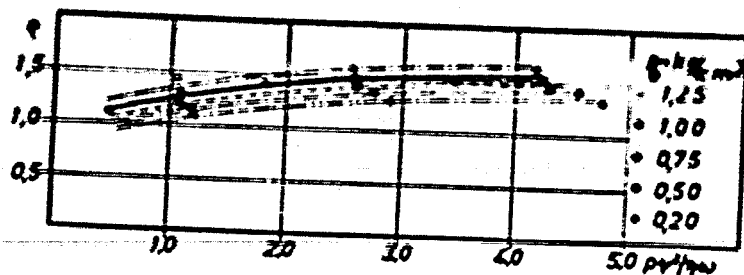


Abb. 40 Abhängigkeit von  $\varphi$  von  $\rho v^2 / \eta \omega$  und  $p_0$   
H.B.;  $n = 10000$  U/min;  $t_0 = 54$  °C.

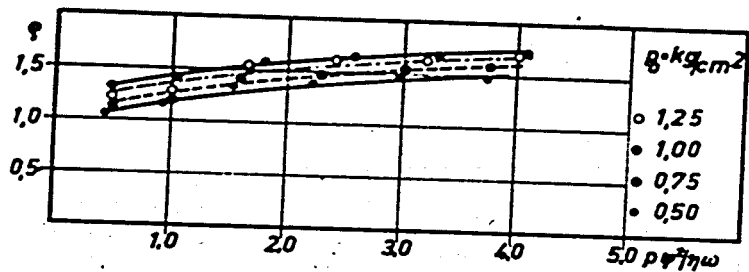


Abb. 41 Abhängigkeit von  $\varphi$  von  $\rho v^2 / \eta \omega$  und  $p_0$   
H.B.;  $n = 14000$  U/min;  $t_0 = 54$  °C.

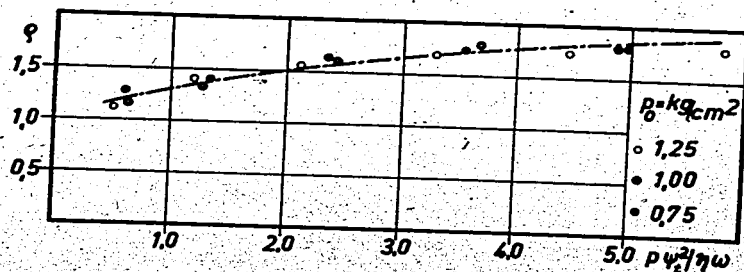


Abb. 42 Abhängigkeit von  $\varphi$  von  $\rho v^2 / \eta \omega$  und  $p_0$   
P-Q5-B;  $n = 14000$  U/min;  $t_0 = 54$  °C.

Abb. 43

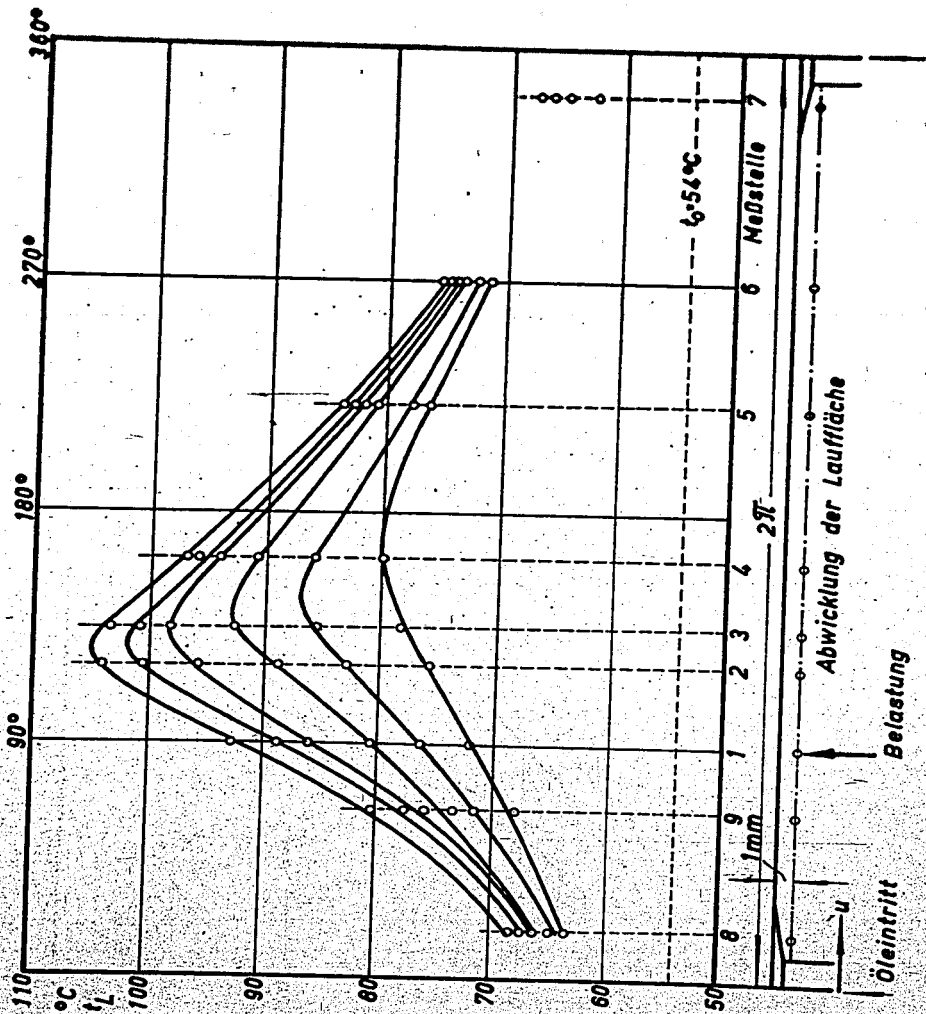
Temperaturverlauf an  
Schalenumfang (Mittel-  
schnitt).

Last veränderlich.

H.B.1  $n = 10000 \text{ U/min.}$

$P_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$P = 5 \text{ bis } 30 \text{ kg/cm}^2$ .



000509

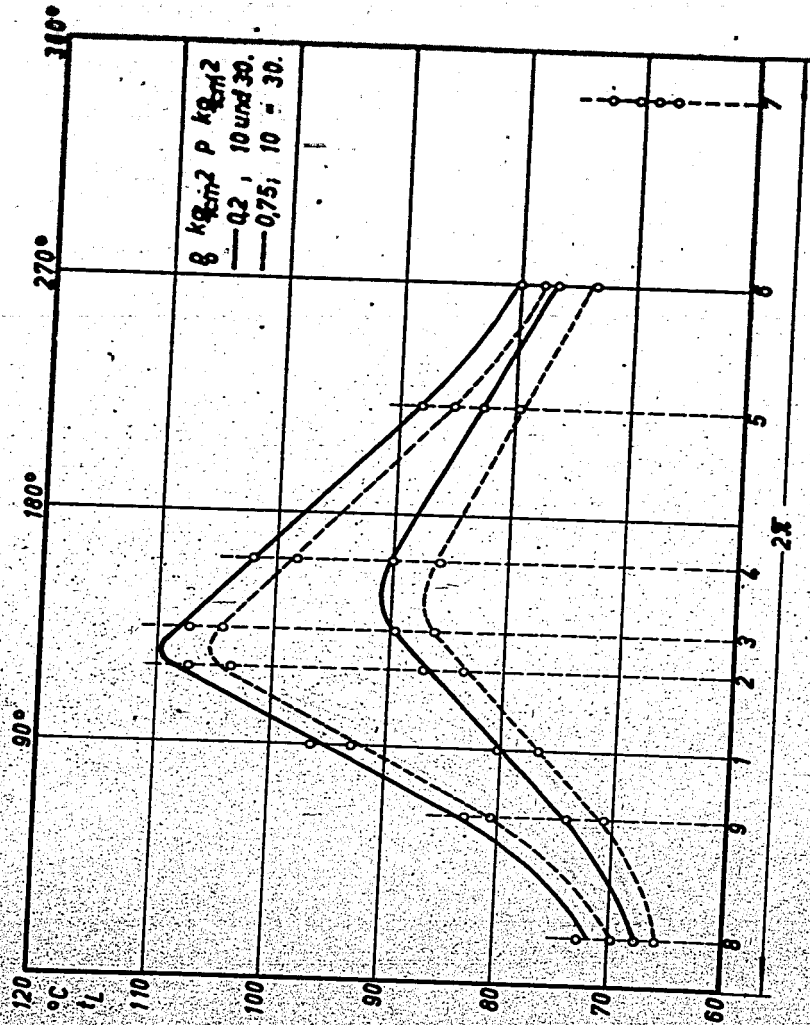


Abb. 24

Temperaturverlauf an  
Schalenwandung.

Last und Öltemp. ver-  
gleich.

H.B.:  $\alpha = 10000 \text{ g/min}$   
 $t_0 = 54^\circ \text{C}$ .

000600

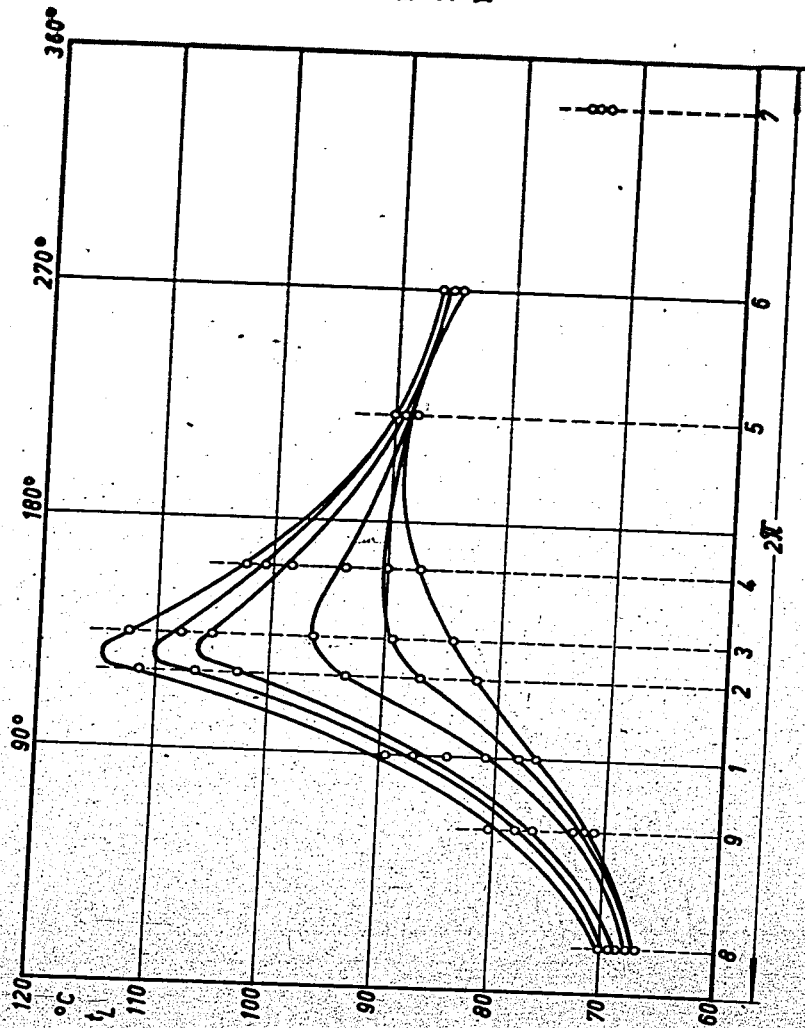


Abb. 45

Temperaturverlauf am  
Schalenumfang.

Last veränderlich.

H.B.1  $n = 14000 \text{ U/min}$   
 $P_0 = 1,0 \text{ kg/cm}^2$   $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P = 5 \text{ bis } 30 \text{ kg/cm}^2$

000601

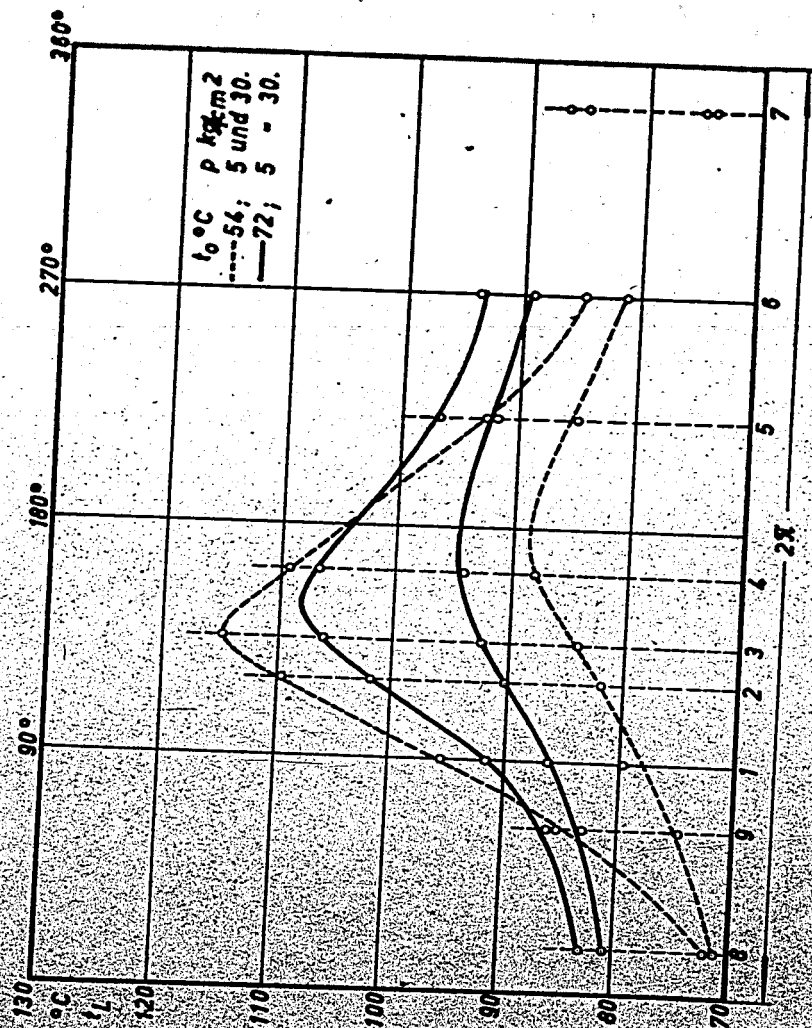


Abb. 46

Temperaturverlauf an  
Schalenumfang.

Last und Öleintritts-  
temperatur veränderlich.

B.B.1  $\alpha = 14000 \text{ W/cm}^2$   
 $P_0 = 0,75 \text{ kg/cm}^2$ .

000602



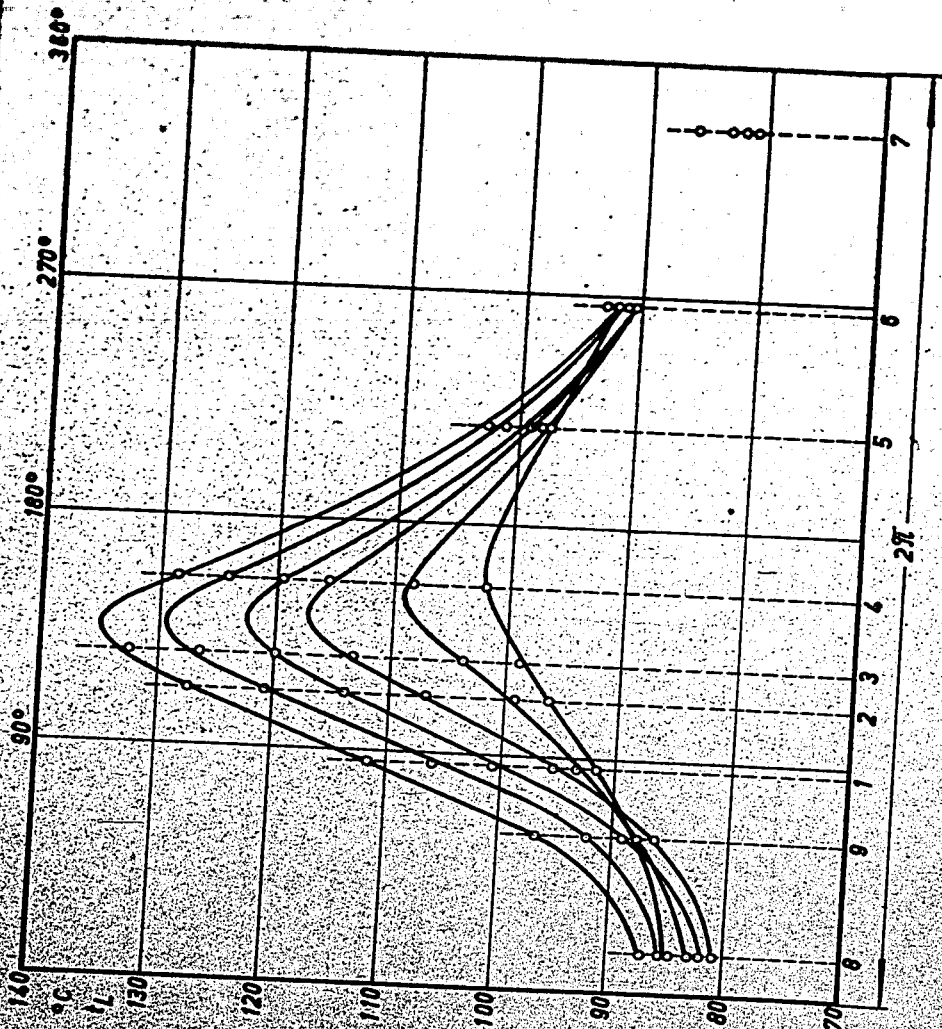


Abb. 47

Temperaturverlauf an  
Sohllaufumfang.

Last veränderlich.

B.A.1  $n = 14000 \text{ U/min}$   
 $P_0 = 0,5 \text{ kg/cm}^2$ ;  $t_0 = 54 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P = 5 \text{ bis } 50 \text{ kg/cm}^2$ .

000603

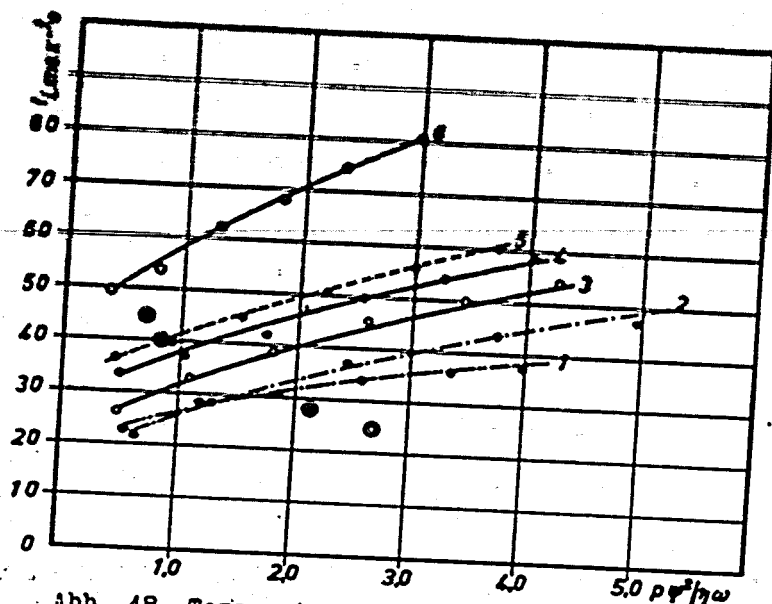


Abb. 48 Temperaturdifferenz  $t_{\text{max}} - t_0$  abhängig von der Lastkennziffer

Zahlentafel 4. Übersicht zu Abb. 48

Vers.gr.	Bez.	1/d	$\gamma \cdot 10^3$	u m/s	$P_0$ kg/cm <sup>2</sup>	$t_0$ °C
H.A.	• 6	0,73	3,24	35,2	0,50	54,0
H.B.	• 3	0,73	4,15	25,4	1,00	54,0
	• 4	0,73	4,15	35,2	1,00	54,0
	• 5	0,73	4,15	35,2	0,75	54,0
	• 1	0,73	4,15	35,2	0,75	72,0
P-Q5-B	• 2	0,73	4,48	35,2	1,00	54,0
Nücker IA	○	1,36	2,64	25,4	0,50	50,0
	●	1,36	2,64	32,4	0,50	55,0
IIA	⊙	1,36	1,23	25,4	1,00	46,0
	⊗	1,36	1,23	19,6	1,00	46,0

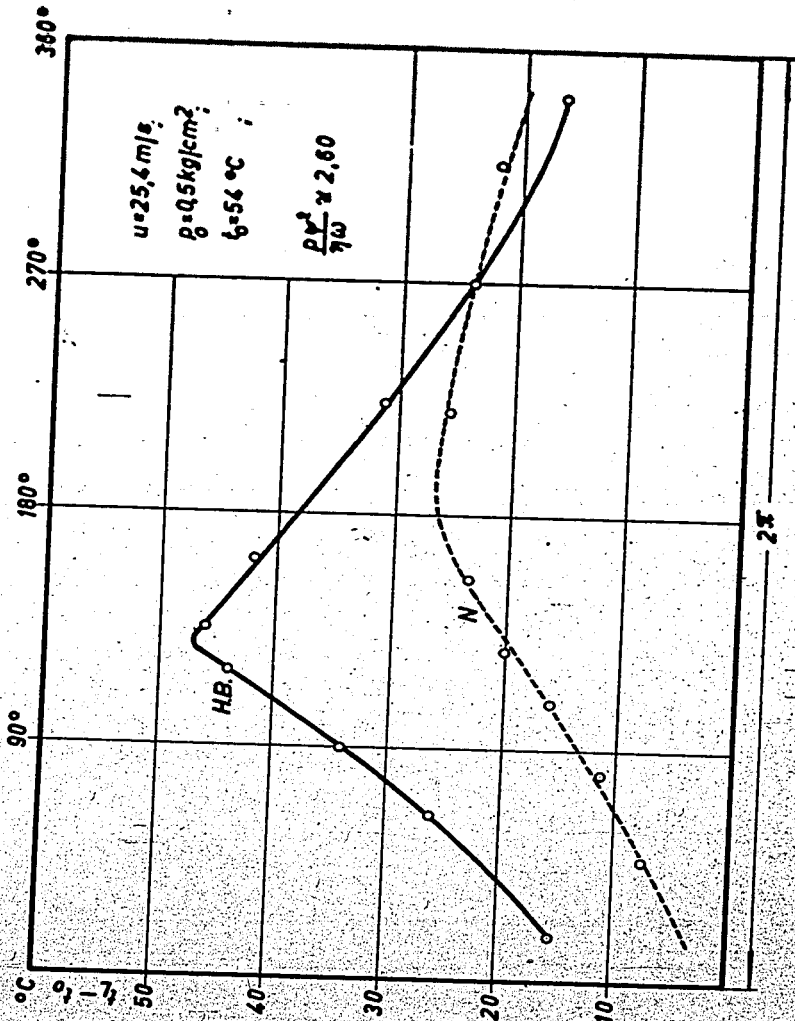


Abb. 19

Vergleich der ermittelten Temperaturverteilung an einem Lager mit den Messungen von H u e x e r .

H. E. I  $\psi = 4,15 \cdot 10^3$

$1/d = 0,73$ ;  $p = 20 \text{ kg/cm}^2$ .

H. I. A. T. I  $\psi = 2,64 \cdot 10^3$

$1/d = 1,36$ ;  $p = 10,6 \text{ kg/cm}^2$ .

000605

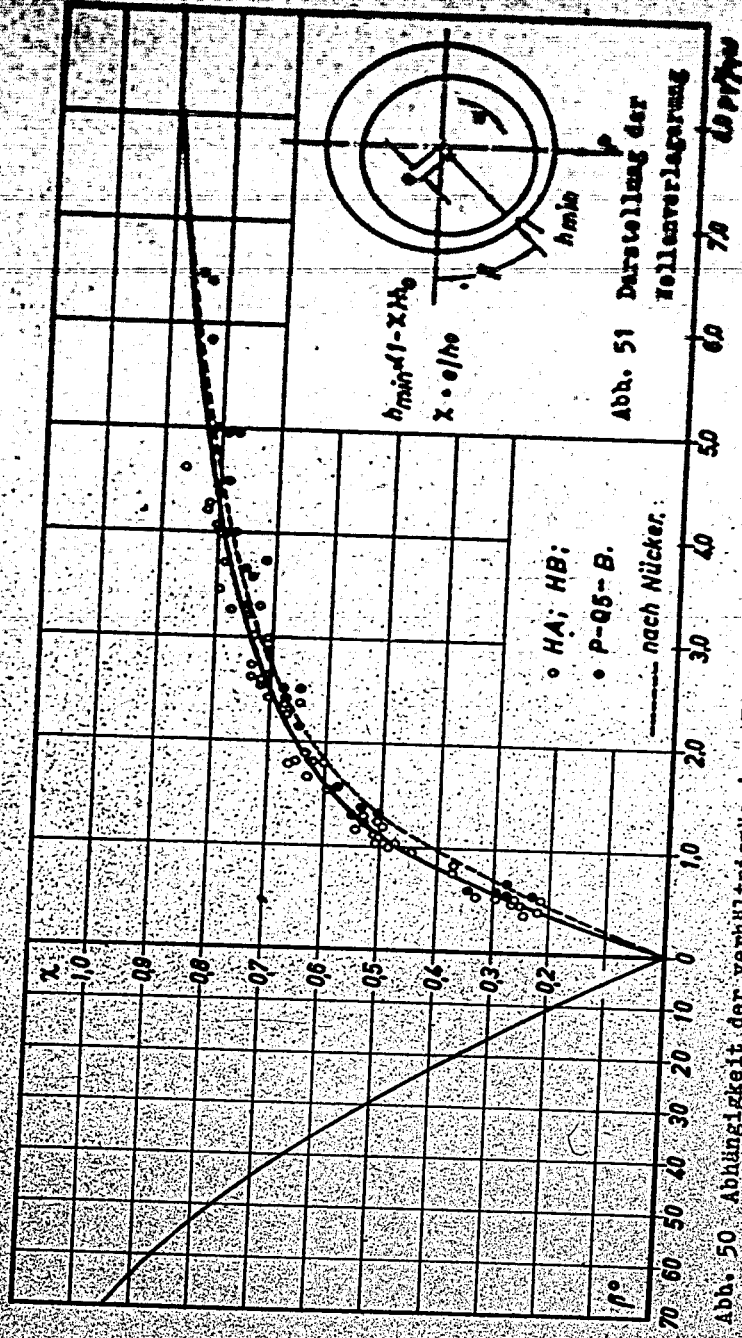


Abb. 50 Abhängigkeit der verhältnismäßigen Verlagerung  $x$  und des Vorlagerungswinkels  $\phi$  von der Lastkennziffer.

800606

PAGE Nos

JUMPED FROM  
509 TO 600

NONE MISSING

000607

SE 7

Staatl. Materialprüfungsanstalt

an der

Technischen Hochschule Stuttgart

Institut für die Materialprüfungen, des Maschinenbaues

Prüfungsbericht

000608

# Institut für die Materialprüfungen des Maschinenbaues

Staatliche Materialprüfungsanstalt  
an der  
Technischen Hochschule Stuttgart

## Prüfungsbericht.

Antragsteller:

An den Herrn Reichsminister der Luftfahrt  
und Oberbefehlshaber der Luftwaffe

B e r l i n S W 68

Gegenstand:

Verschleissverhalten von verchromten Laufflächen  
(auf Al-Grundlage) beim Lauf gegen Aluminiumlegierungen  
bei Oelschmierung unter Verschleissmittelsatz.

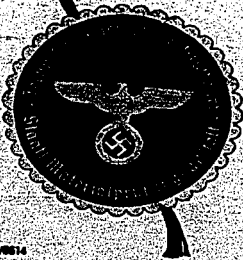
Datum des Berichts: 10. Juni 1941.

Auftrag: M 8870

7 Textseiten.

29 Beilagen.

ausgegeben:



Staatliche  
Materialprüfungsanstalt  
an der  
Technischen Hochschule  
Stuttgart

Institut für die  
Versuchsbedingungen des Maschinenbaus

Saßberg-O, den  
Bau des Luftschiffes  
Eisenbahnen 7-7  
Kriegsmuseum 1-10 11

10. Juni 1941

000609

An den

Herrn Reichsminister der Luftfahrt  
und Oberbefehlshaber der Luftwaffe

Berlin SW 68  
Jerusalemstr. 65 - 66.

Ihre Zeichen: IC 1  
Az 55 b 10 38 LP 1 IV C 1 Nr. 5538/40.

Unser Zeichen: M 8870  
Bro/Fe

### V o r b e r i c h t

Über das Verschleißverhalten von verchromten Laufflächen  
(auf Al-Grundlage) beim Lauf gegen Aluminiumlegierungen bei  
Ölschmierung unter Verschleißmittelsatz.

Mit den uns vom Forschungsinstitut und Probieramt für  
Edelmetalle, Schwäb.-Gmünd zugesandten Aluminiumproben mit verchrom-  
ter Lauffläche wurden Ihrem Auftrag entsprechend Verschleißversuche  
durchgeführt.

Die Versuche sollten über den Einfluss der Verchromung auf  
das Verschleißverhalten von Aluminiumlaufflächen bei Ölschmierung  
unter Verschleißmittelsatz Aufschluss geben. Dabei wurde als Ver-  
schleißmittel Feldspat und Quarz mit der Härte 6 und 7 nach Mohs  
verwendet. Die Zahlentafel 1 und 2, (Beilage 1) bringen eine Zusammen-  
stellung der bei den Versuchsreihen I<sub>15</sub> bis IV<sub>120</sub> für die umlaufende  
und ruhende Probe verwendeten Werkstoffe. Als Vergleichswerkstoff wur-



000610

Es ist ein Vergütungsstahl nach Fliegenarm 1460, der auf  $R_p = 354 \text{ kg/cm}^2$  vergütet war, benutzt. Gegenwerkstoffe waren 2 Kolbenlegierungen:

- 1) Y - Legierung,
- 2) Legierung EC 124.

Aus dem gezogenen Stangenmaterial von 15 mm Durchmesser wurden die Proben (s. Abb. 1, Beilage 10) durch Drehen und Fräsen herausgearbeitet. Eine weitere Vergütung fand nicht statt. Bei den Chromproben betrug die Schichtstärke nach Angabe von Herrn Prof. Dr.-Ing. R a u b , vom Forschungsinstitut für Edelmetalle, Schwäb. Gmünd, ca 80  $\mu$ .

#### I. Versuchsdurchführung.

Die Versuchsdurchführung ist in Abb. 1 (Beilage 10) schematisch dargestellt. Die feststehende untere Probe wird mittels Gewichtsbelastung gegen die umlaufende Ringprobe gepresst. Diese sitzt in einem Einspannkopf, der auf die Maschinenspindel aufgeschraubt ist. Durch die hohle Spindel wird das Schmiermittel den Probekörpern zugeführt. Bei sämtlichen Versuchen bestand das Schmiermittel aus Rotring-Öl, dem als Verschleissmittel Feldspat bzw. Quarz zugesetzt war. Die Mischung wird in einem elektrisch geheizten Rührwerk vorgenommen, von wo es durch eine mittels Wasserbad gleichmässig erwärmte Tropfdüse der Hohlspindel zugeleitet wird. Das die Proben umgebende Schmiermittel wird elektrisch auf die Versuchstemperatur aufgeheizt. Um einen gleichmässigen Abrieb beider Flächen zu erhalten, führt die untere Probe eine Exzenterbewegung aus. Das

Drehmoment wird mit einer geeichten Feder gemessen und laufend aufgezeichnet.

Während der gesamten Versuchsdauer werden die Temperaturen sowohl des Rührwerkes und der Düse, als auch des Schmiermittelbades automatisch konstant gehalten. Dabei ist der Beheizung der Tropfdüse besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden, weil die Düsentemperatur die Tropfenzahl und damit die Menge des zugeführten Verschleissmittels regelt.

Es wurden folgende Versuchsbedingungen eingehalten:

Flächenpressung:  $p = 15; 30; 60 \text{ und } 120 \text{ kg/cm}^2$

Gleitgeschwindigkeit:  $v = 1 \text{ m/sec}$

Temperatur des Schmiermittelbades:  $T = 60^\circ \text{ C}$

Laufweg:  $S = 7,25 \text{ km}$  entsprechend einer Versuchsdauer von etwa 2 Stunden

Seitenbewegung:  $= 0,8 \text{ mm}$  Exzentrizität bei  $1,5 \text{ Umläufen/min}$

Anschrägung des unteren Probekörpers:  $\alpha = 10^\circ$

Öl:  $= \text{Rotring}$

Verschleissmittel:  $= \text{Feldspat bzw. Quarz von } 0 + 10 \mu \text{ Korngröße, } 1,3 \text{ g auf } 100 \text{ cm}^3 \text{ Öl}$

Menge des zugeführten Schmiermittels:  $= \text{ca } 10 \text{ Tropfen/min entspr. einer Gesamtmenge von ca } 100 \text{ cm}^3 \text{ je Versuch.}$

Die Laufflächen sämtlicher Probekörper wurden mit auf Scheiben aufgesogenem Schmirgelpapier geschliffen. Besondere Sorgfalt wurde dabei den verchromten Proben zugewandt. Es wurde jede unnötige Erwärmung vermieden und nur soviel abgeschliffen,

wie zur Erlangung einer einwandfreien Oberfläche erforderlich war. Eine grosse Anzahl von Versuchen, die mit verdrehten Probekörpern, die im Forschungsinstitut und Probieramt für Edelmetalle maschinell mit Korundscheiben geschliffen worden waren, ergaben sehr grosse Streuungen in den Versuchsergebnissen, bis zu 500 %, so dass anzunehmen ist, dass entweder die Schichtstärke unter der notwendigen Masse durch Schleifen abgetragen wurde oder aber, dass eine Umwandlung der Chromschicht erfolgte. Die Versuche sind in diesem Bericht nicht aufgeführt<sup>+</sup>). Nach dem Schleifen wurden dann die Probenflächen mit Korund von 10 + 12  $\mu$  Korngrösse und Rotring-Öl geklopft und dann mit Feldspat von 20 + 30  $\mu$  Korngrösse und Rotring-Öl nachgeklopft. Auf diese Weise gelang es die Streuungen klein zu halten, da so etwaige Reste von Korund, die sich in den Poren der Versuchskörper festsetzen können, mit Sicherheit entfernt werden. Der Abrieb wurde durch Wägung vor und nach dem Versuch ermittelt. Aus den gewichtsmässig festgestellten Abrieben wurde als Verschleissmasse unter Verwendung des spezifischen Gewichts und der Laufflächengrösse die Höhenabnahme der Proben nach 1 km Laufweg berechnet.

## II. Versuchsergebnisse.

Die Versuchsergebnisse sind in den Zahlentafeln 3 + 6, (Beilage 2 bis 5) für Feldspat als Verschleissmittel und in den Zahlentafeln 7 + 10, (Beilage 6 bis 9) für Quarz als Verschleissmittel wiedergegeben und in Abb. 2 und 3, (Beilage 11 u.12) Schau-

Prof. Dr. R a u b wird darüber in seinem Bericht näher Mitteilung machen.

bildlich dargestellt. Es wurde jede Versuchsreihe durch mindestens 2 Versuche belegt. Da sich bei den Versuchen gewisse Streuungen der Werte nicht vermeiden liessen, wurden die Mittelwerte aufgetragen.

Um den Einfluss der Verchromung auf das Verschleissverhalten zu erkennen, wurden Vergleichsversuche durchgeführt. Aus den Schaubildern 2 und 3, (Beilage 11 u. 12) ergibt sich deutlich, dass die Verchromung sich ausserordentlich günstig auf das Verschleissverhalten auswirkt. Beim Vergleich von Aluminium (Leg. Hy 7) verchromt und legiertem Stahl (Fliegnorm 1460) vergütet zeigt die verchromte Oberfläche bei allen Flächenpressungen ( $15 + 120 \text{ kg/cm}^2$ ) wesentlich günstigere Ergebnisse. Dabei ist zu bemerken, dass auch der Verschleiss der Gegenproben (Y-Legierung und Leg. EC 124) wesentlich geringer war. Ferner trat bei einer Flächenpressung von  $120 \text{ kg/cm}^2$  bei dem Werkstoffpaar Stahl vergütet gegen Y-Legierung nach kurzer Zeit starkes Pressen auf und es war der Weiterlauf nicht mehr möglich. Das Durchbrechen der Chromschicht mit nachfolgendem starkem Fressen der Proben, wie es bei den Versuchen der Versuchsreihe I<sub>30</sub> und I<sub>120</sub> (Verschleissmittel Feldspat) und Versuchsreihe I<sub>60</sub> (Verschleissmittel Quarz) erfolgte, ist nicht von so grosser Bedeutung wie es im ersten Augenblick erscheint, da sämtliche zu Bruch gegangenen Chromproben vorher mehrfach bei z.T. höherer Flächenpressung gut gelaufen sind. Dazu erscheint erwähnenswert, dass die Proben nach dem Fressen noch längere Zeit gelaufen sind und die Abriebe im Gegensatz zu früheren Verchromungen in erträglichen Grenzen blieben. Die Abb. 6 + 10, (Beilage 15 bis 19) geben

die am Ende der Versuche vorhandenen Oberflächen wieder. Abb. 6 und 10 zeigen deutlich das Ausbrechen der Chromschicht, während Abb. 8 starke Anrisse in der Chromschicht aufweist. Auf der Abb. 9 sind erhebliche Aufrauungen mit einzelnen Auskolkungen in der Mitte der Probe aus Y-Legierung zu sehen und Abb. 7 zeigt eine stark angegriffene Probe mit grossen tiefen Auskolkungen ebenfalls aus Y-Legierung.

Die Gegenüberstellung der Kolbenlegierungen ergibt bei nahezu allen Flächenpressungen bei beiden Gegenwerkstoffen und bei beiden Verschleissmitteln das günstigere Verschleissverhalten der Legierung EC 124. Je höher die Flächenpressung und je weicher das Verschleissmittel, umso stärker tritt diese Erscheinung hervor. Bei sämtlichen Anfressungen bzw. Durchbrüchen der Chromschicht, die bei den durchgeführten, hier niedergelegten 91 Versuchen erfolgten, war eine Probe der Werkstoffpaare aus Y-Legierung. Um die auftretenden Laufspiele der einzelnen Werkstoffpaare bei gleicher Verschleissbeanspruchung gut zu erkennen, wurden in Abb. 4 u.5, (Beilage 13 u.14), die Gesamttriebe der Werkstoffpaare in Abhängigkeit der Flächenpressung aufgetragen.

#### Zusammenfassung.

Die durchgeführten Versuche haben deutlich gezeigt, dass trotz der hier angewandten scharfen Versuchsbedingungen mit den verchromten Oberflächen eine ausserordentlich hohe Verschleissminderung erzielt wurde, insbesondere auch bei hohen Flächenpressungen. Von besonderer Bedeutung dürfte ferner sein, dass

beim Brechen und Ausbrechen der Verschleisszonen einer erhöhten Verschleiss auftritt, derselbe aber in verhältnismässig engen Grenzen bleibt.

Das günstigere Verschleissverhalten der Kolbenlagerung NO 124 gegenüber der Y-Lagerung tritt besonders bei weichen Verschleissmitteln und bei höheren Flächenpressungen hervor.

(gez.) Brockstedt

(gez.) Siebel



Beilage 1 zum Bericht vom 10. Juni 1941

Zahlentafel 1

Versuchswerkstoffe (Belastungsproben).

000616

Versuchsreihe	Werkstoff (Oberfläche)	Behandlung	Bezeichnung	Härte $H_B$ kg/mm <sup>2</sup>	Spez. Gewicht g/cm <sup>3</sup>
I <sub>15</sub> II <sub>15</sub> I <sub>30</sub> II <sub>30</sub> I <sub>60</sub> II <sub>60</sub> I <sub>120</sub> II <sub>120</sub>	Chrom	Aluminium Leg. Nr 7, Lauffläche verchromt	Cr 1 + 50	Vickers- Härte (1 kg) 650 + 900*	6,0
III <sub>15</sub> IV <sub>15</sub> III <sub>30</sub> IV <sub>30</sub> III <sub>60</sub> IV <sub>60</sub> III <sub>120</sub> IV <sub>120</sub>	Vergütungs- Stahl Cr-Ni-Mo	Vergütet 830° abgeschreckt bei 570°C	KFKK 64 0 2	354 (2,5/187,5/30)	7,8

\* Die tatsächliche Härte der Chromschicht dürfte erheblich höher liegen, da bei der angewandten Belastung schon ein Durchdrücken der sehr dünnen Chromschichten erfolgte.

Zahlentafel 2

Versuchswerkstoffe (Ruhende Proben).

Versuchsreihe	Werkstoff (Oberfläche)	Behandlung	Bezeichnung	Härte $H_B$ kg/mm <sup>2</sup>	Spez. Gewicht g/cm <sup>3</sup>
I <sub>15</sub> III <sub>15</sub> I <sub>30</sub> III <sub>30</sub> I <sub>60</sub> III <sub>60</sub> I <sub>120</sub> III <sub>120</sub>	Aluminium Y-Legierung	Stangen- material gezogen	B.Y. 1 + 8	110+120 (2,5/62,5/30)	2,8
II <sub>15</sub> IV <sub>15</sub> II <sub>30</sub> IV <sub>30</sub> II <sub>60</sub> IV <sub>60</sub> II <sub>120</sub> IV <sub>120</sub>	Aluminium Leg. EG 124	Stangen- material gezogen	EG 124 1 + 6	112+121 (2,5/62,5/30)	2,7

Zahlentafel 3

Verschleißmittelsfeldspat 0-10 P. Flächenpressung  $P = 15 \text{ kg/cm}^2$

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsverlust		Verwehliches		Gesamtwahlleistung $\text{mg/cm}^2$
				Ruhende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Umlaufende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Ruhende Probe $\text{mg/cm}^2$	Umlauf. Probe $\text{mg/cm}^2$	
I, 15	1	Y. - 3	Gr 30	3,0 } 2,9 } 2,5 } 4,0 }	0,1 } 1,1 } 0,3 } 1,0 }	0,001590	0,000027	0,001617
	2	Y. - 8	Gr 44					
	3	Y. - 7	Gr 43					
	4	Y. - 6	Gr 33					
II, 15	1	EG 124.2.	Gr 30	1,2 } 1,9 }	0,3 } 0,2 }	0,000790	0,000052	0,000842
	2	EG 124.6.	Gr 33					
III, 15	1	Y. - 3	BYM 64 0 2	19,7 } 17,7 }	8,6 } 7,1 }	0,009200	0,001394	0,007806
	2	Y. - 4	BYM 64 0 2					
IV, 15	1	EG 124.6.	BYM 64 0 2	7,2 } 9,2 }	7,3 } 8,2 }	0,001180	0,001570	0,002750
	2	EG 124.1.	BYM 64 0 2					

000617



Beilage zum Bericht vom 10. Juni 1941

Zahlentafel 4

Verschleissmittel: Feldspat 0 + 10  $\mu$  Flächendruckung  $p = 30 \text{ kg/cm}^2$

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsverlust			Verschleiss		Gewichtserhöhung $\text{mg/cm}^2$
				Ruhende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Umlaufende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Ruhende Probe $\text{mg/cm}^2$	Umlauf. Probe $\text{mg/cm}^2$		
I 30	1	Y. - 2	Gr 32	2,5 } 2,9 } 2,5 } 25,5 } +	2,63 } 2,63 } 2,63 } 2,63 } +	0,1 } 0,6 } 1,0 } 2,6 } +	0,001295	0,000115	0,001411
	2	Y. - 6	Gr 34						
	3	Y. - 1	Gr 36						
	4	Y. - 7	Gr 43						
II 30	1	EC 124.2	Gr 34	2,3 } 2,3 } 2,3 } 2,3 } +	2,30 } 2,30 } 2,30 } 2,30 } +	0,1 } 0,3 } 0,3 } 0,20 }	0,001175	0,000041	0,001215
	2	EC 124.6	Gr 36						
III 30	1	Y. - 1	EFKM 64 0 2	19,7 } 18,2 } 17,3 }	18,40 } 18,40 } 18,40 }	6,6 } 7,2 } 6,1 }	0,009050	0,001170	0,012720
	2	Y. - 3	EFKM 64 0 2						
	3	Y. - 4	EFKM 64 0 2						
IV 30	1	EC 124.6	EFKM 64 0 2	11,2 } 9,4 }	10,30 } 10,30 }	9,2 } 8,5 }	0,005350	0,001590	0,006400
	2	EC 124.1	EFKM 64 0 2						

+ Starkes Fressen der Proben nach 0,2 km Laufweg, Versuch nach 3,625 km Laufweg abgebrochen

000618

Zahlentafel 5

Verschleißmittel: Feldspat  $\phi = 10 \mu$  Flächenpressung  $p = 60 \text{ kg/cm}^2$

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsverlust			Verwechslung			Gesamtwärmeabfuhr $\text{mJ/cm}^2$
				Ruhende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Umlaufende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Rubende Probe $\text{mm}^2/\text{cm}$	Rubende Probe $\text{mm}^2/\text{cm}$	Umlauf. Probe $\text{mm}^2/\text{cm}$		
I 60	1	Y. - 3	Or 37	3,3	2,1	0,001940	0,000223	0,001163	0,001163	
	2	Y. - 4	Or 30	5,6	0,5					
	3	Y. - 2	Or 32	2,9	0,7					
II 60	1	EO 124.2	Or 37	1,2	0,8	0,000995	0,000112	0,001187	0,001187	
	2	EC 124.6	Or 30	2,7	0,3					
III 60	1	Y. - 3	HTM 64 0 2	21,0	3,7	0,011200	0,000610	0,011810	0,011810	
	2	Y. - 3	HTM 64 0 2	23,5	3,2					
IV 60	1	EO 124.6	HTM 64 0 2	11,8	9,6	0,006380	0,001630	0,007990	0,007990	
	2	EO 124.6	HTM 64 0 2	12,8	9,6					

000619

Zahlentafel 6

Verschleissmittel: Feldspat 0 + 10  $\mu$  Fliehkompresung  $p = 120 \text{ kg/cm}^2$

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsverlust		Verbleiss		Gesamtwerschleiss $\text{mg/cm}^2$
				Ruhende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Umlaufende Probe $\text{mg/7,25 km}$	Endende Probe $\text{mg/cm}^2$	Umlauf. Probe $\text{mg/cm}^2$	
I_120	1	Y. - 2	Gr 36	16,4	1,2			
	2	Y. - 3	Cr 39	17,3	0,2			
	3	Y. - 1	Cr 40	12,0	0,5			
	4	Y. - 4	Cr 37	30,7	34,0	0,007350	0,000128	0,007478
	5	Y. - 2	Cr 30	34,1	7,1			
II_120	1	EC 124.2	Cr 32	1,8	0,2			
	2	EC 124.6	Cr 33	2,1	0,8	0,000993	0,000102	0,001095
III_120	1	Y. - 3	EFKM 64 G 2	28,6	4,0			
	2	Y. - 1	EFKM 64 G 2	25,5	4,0	0,013350	0,000710	0,014060
IV_120	1	EC 124.1	EFKM 64 G 2	16,6	5,3			
	2	EC 124.1	EFKM 64 G 2	17,8	6,1	0,000770	0,001510	0,002280

+ Starkes Fressen der Proben nach 1,2 km Laufweg, Versuch nach 3,25 km Laufweg abgebrochen  
 ++ Starkes Fressen der Proben nach 1,2 km Laufweg, Versuch nach 2,9 km Laufweg abgebrochen

000620

Zahlentafel 7

Verschleißmittel: Quarz 0 + 10  $\mu$  Flächenpresskraft  $p = 1,5 \text{ kg/cm}^2$

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichterverlust		Verschleiß		
				Ruhende Probe mg/ 7,25 km	Umlaufende Probe mg/ 7,25 km	Ruhende Probe mm <sup>2</sup> /km	Umlauf. Probe mm <sup>2</sup> /km	Gewichtverl. mm <sup>2</sup> /km
I <sub>15</sub>	1	Y. - 1	Gr 32	9,0 } 9,25 9,5 }	2,8 } 2,95 3,1 }	0,004550	0,006000	0,001450
	2	Y. - 3	Gr 41					
II <sub>15</sub>	1	EG 124.1	Gr 45	12,6 } 11,55 10,5 }	3,1 } 3,20 3,5 }	0,009900	0,006650	0,006750
	2	EG 124.2	Gr 46					
III <sub>15</sub>	1	Y. - 3	SPKM 64 0 2	53,7 } 57,40 61,1 }	49,0 } 56,55 64,0 }	0,028500	0,010000	0,028500
	2	Y. - 1	SPKM 64 0 2					
IV <sub>15</sub>	1	EG 124.2	SPKM 64 0 2	55,1 } 49,70 54,3 }	49,4 } 48,25 47,1 }	0,023500	0,009550	0,013950
	2	EG 124.6	SPKM 64 0 2					

000621

Zahlentafel 8

000622

Verschleissmittel: Quarz 0 + 10  $\mu$  Fliechenpressung: P - 30 kg/cm<sup>2</sup>

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsverlust		Verschleiss		Schwartzschleiss mm/cm
				Ruhende Probe mg/ 7,25 km	Umlaufende Probe mg/ 7,25 km	Ruhende Probe mm/cm	Umlauf. Probe mm/cm	
I 30	1	Y. - 3	Gr 43	13,2	4,9	0,000710	0,007710	0,007710
	2	Y. - 3	Gr 44	10,6	2,7			
	3	Y. - 3	Gr 40	12,7	2,8			
II 30	1	EG 124.6	Gr 40	11,8	2,3	0,007400	0,000457	0,007957
	2	EG 124.1	Gr 34	16,5	2,2			
	3	EG 124.1	Gr 46	14,8	2,3			
III 30	1	Y. - 1	EFKM 64 G 2	80,6	85,5	0,035000	0,035000	0,043900
	2	Y. - 3	EFKM 64 G 2	65,1	71,7			
IV 30	1	EG 124.1	EFKM 64 G 2	59,1	68,1	0,031400	0,031400	0,043900
	2	EG 124.1	EFKM 64 G 2	64,2	73,4			

Zahlentafel 9

Verschleissmittel: Quarz 0 + 10 u Flächenpressung:  $p = 60 \text{ kg/cm}^2$

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsverlust		Verschleiss		Gesamtverschleiss mm/cm
				Ruhende Probe mg/ 7,25 km	Umlaufende Probe mg/ 7,25 km	Ruhende Probe mm/cm	Umlauf. Probe mm/cm	
I 60	1	Y. - 1	Cr 34 Cr 53 Cr 49 Cr 36	21,5 } 19,4 } 16,3 } 22,2 } 19,06 +	1,5 } 2,0 } 2,6 } 22,5 } 2,03 +	0,000160	0,000112	0,000772
	2	Y. - 7						
	3	Y. - 8						
	4	Y. - 1						
II 60	1	EG 124.6	Cr 43 Cr 48 Cr 49 Cr 50	19,6 } 14,7 } 16,4 } 15,8 } 16,62	1,9 } 2,9 } 2,5 } 2,8 } 2,50	0,000160	0,000504	0,000664
	2	EG 124.6						
	3	EG 124.2						
	4	EG 124.6						
III 60	1	Y. - 1	EFTM 64 G 2 EFTM 64 G 2 EFTM 64 G 2	104,3 } 84,7 } 73,4 } 87,47	117,1 } 117,0 } 102,8 } 112,30	0,043100	0,019400	0,062700
	2	Y. - 3						
	3	Y. - 7						
IV 60	1	EG 124.1	EFTM 64 G 2 EFTM 64 G 2	67,6 } 72,8 } 70,20	100,2 } 111,3 } 105,75	0,035000	0,018700	0,053700
	2	EG 124.2						

+ Stärkeres Fressen der Proben nach 0,600 km Lauweg, Versuch konnte beendet werden.

000623

Zahlentafel 10

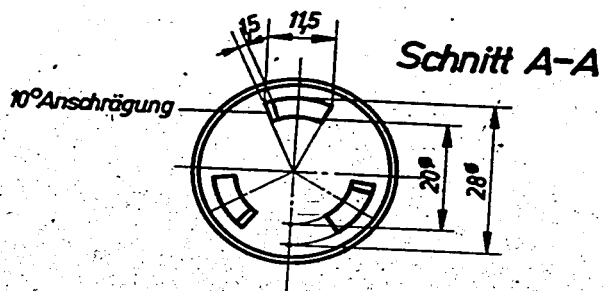
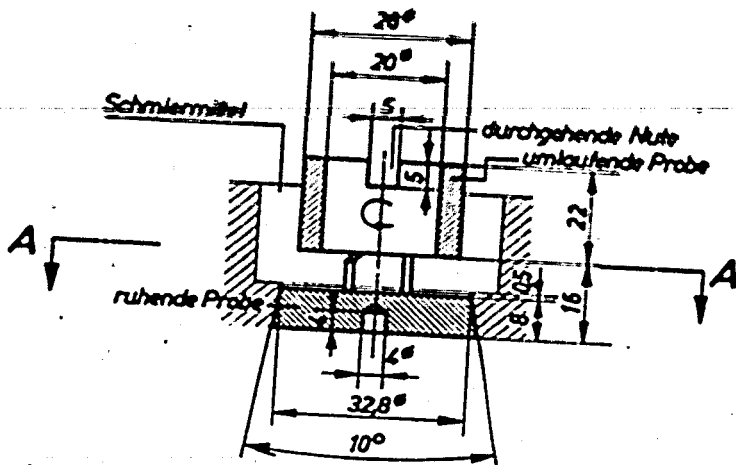
Verschleissmittel: Quarz 0 • 10  $\mu$  Filchenpressung: p = 120 kg/cm<sup>2</sup>

Vers. Reihe	Nr.	Ruhende Probe Bezeichnung	Umlaufende Probe Bezeichnung	Gewichtsvorlust		Verschl. loss		Detailliertes Schleissloss mm/cm
				Ruhende Probe mg/ 7,25 km	Umlaufende Probe mg/ 7,25 km	Ruhende Probe mm/cm	Umlauf. Probe mm/cm	
I 120	1	Y. - 1	Gr 42	28,9 } 25,30 21,7 }	3,4 } 2,80 2,2 }	0,012500	0,000570	0,013570
	2	Y. - 3	Gr 41					
II 120	1	EG 124.6	Gr 40	29,3 } 28,75 28,2 }	1,4 } 1,50 1,6 }	0,014650	0,000305	0,013955
	2	EG 124.1	Gr 46					
III 120	1	Y. - 3	EPM 64 0 2	11,8 + 34,7 ++	11,2 + 49,7 ++			
	2	Y. - 3	EPM 64 0 2					
IV 120	1	EG 124.2	EPM 64 0 2	61,2 } 67,25 73,3 }	85,8 } 93,15 100,5 }	0,034500	0,016500	0,030850
	2	EG 124.6	EPM 64 0 2					

+ Starkes Pressen der Proben nach 0,4 km Laufweg, Versuch nach 0,9 km Laufweg abgebrochen  
 ++ Starkes Pressen der Proben nach 0,2 km Laufweg, Versuch nach 3,625 km Laufweg abgebrochen

000624

Abb.  
Anordnung der Proben  
bei Verschleißversuchen mit Ölschmierung



000625

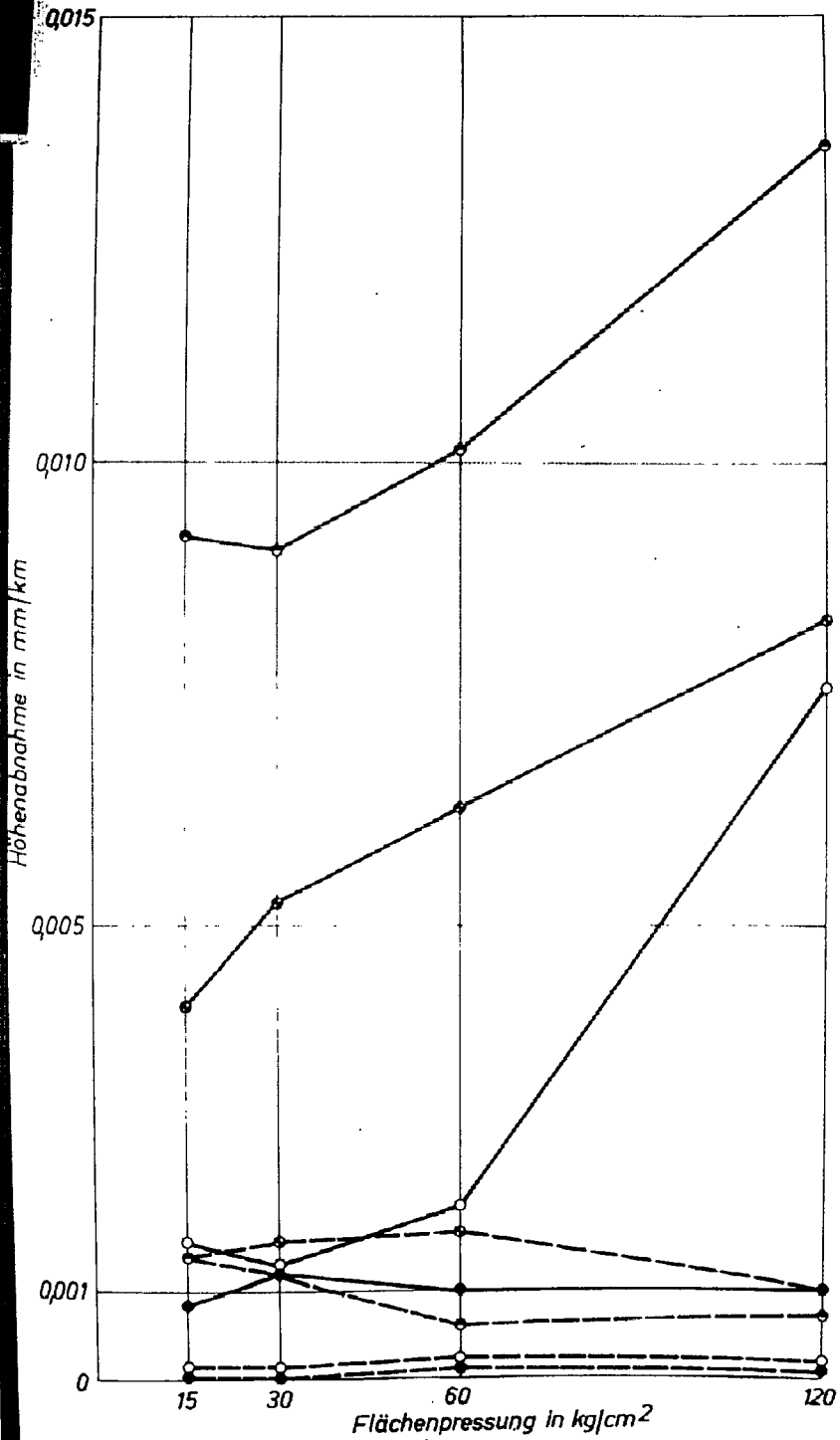
J.M.



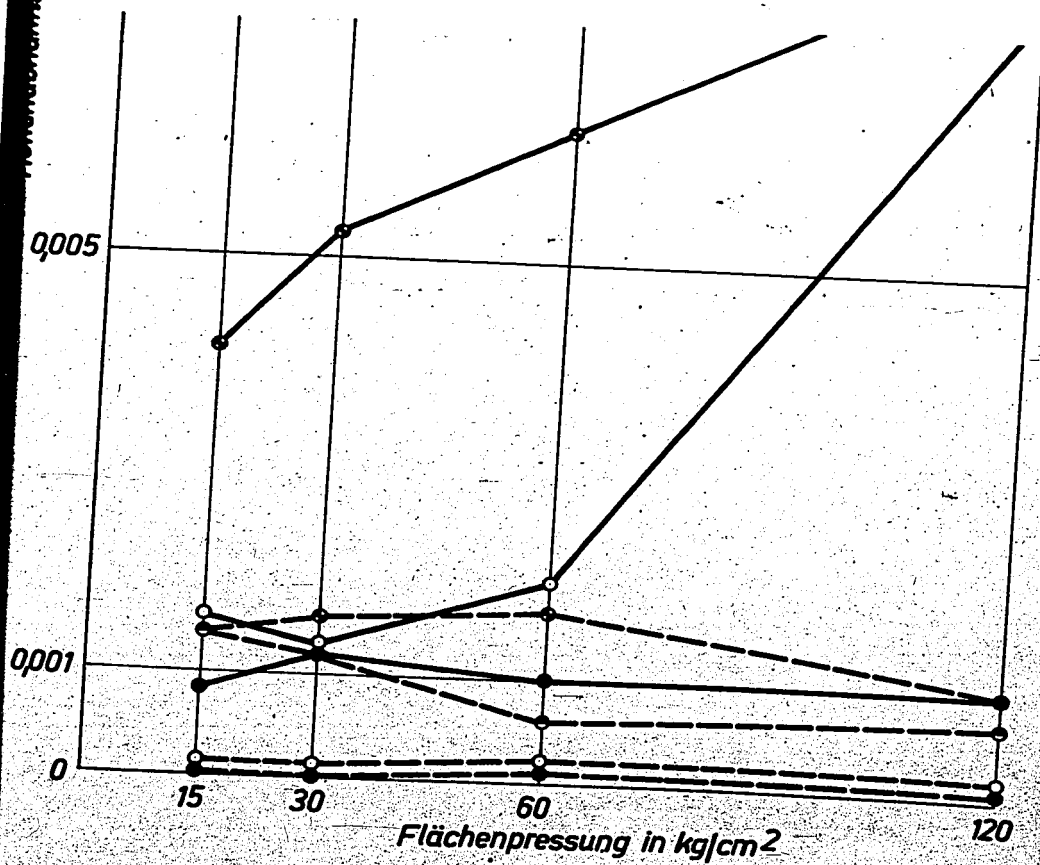
000626

Verschleißmittel: Feidagat - - 10 P  
 Schmiermittel: Rotring  
 Gleitgeschwindigkeit:  $v = 1 \text{ m/sec.}$   
 Versuchstemperatur:  $T = 80^\circ\text{C}$

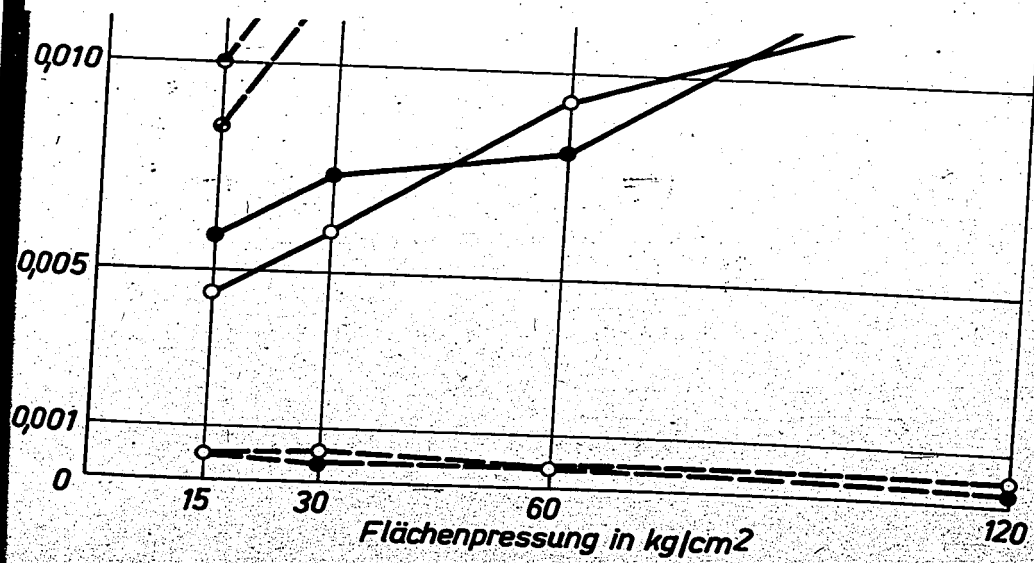
- |     |                    |     |                               |
|-----|--------------------|-----|-------------------------------|
| ○—○ | Y-Leg. gegen Chrom | ●—● | Y-Leg. gegen Stahl (vergütet) |
| ○—○ | EC 124 gegen Chrom | ●—● | EC 124 gegen Stahl (vergütet) |



000627



000629



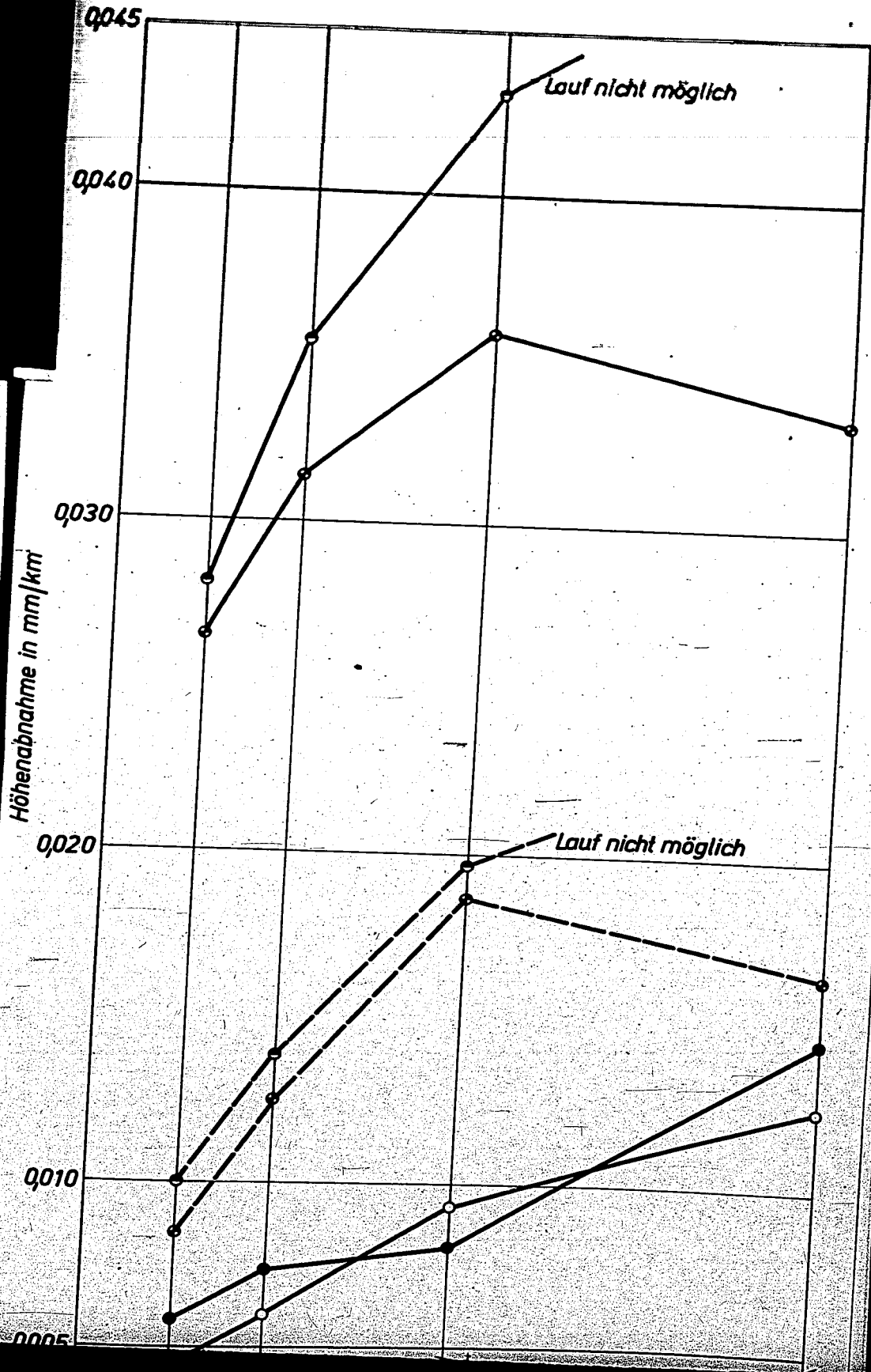
Vergleichsuntersuchung zur Beurteilung des Verschleißverhaltens von Y-Legierung und Leg. 30 124 beim Lauf gegen verchromte Oberflächen und vergüteten Stahl in Abhängigkeit von der Flächenpressung

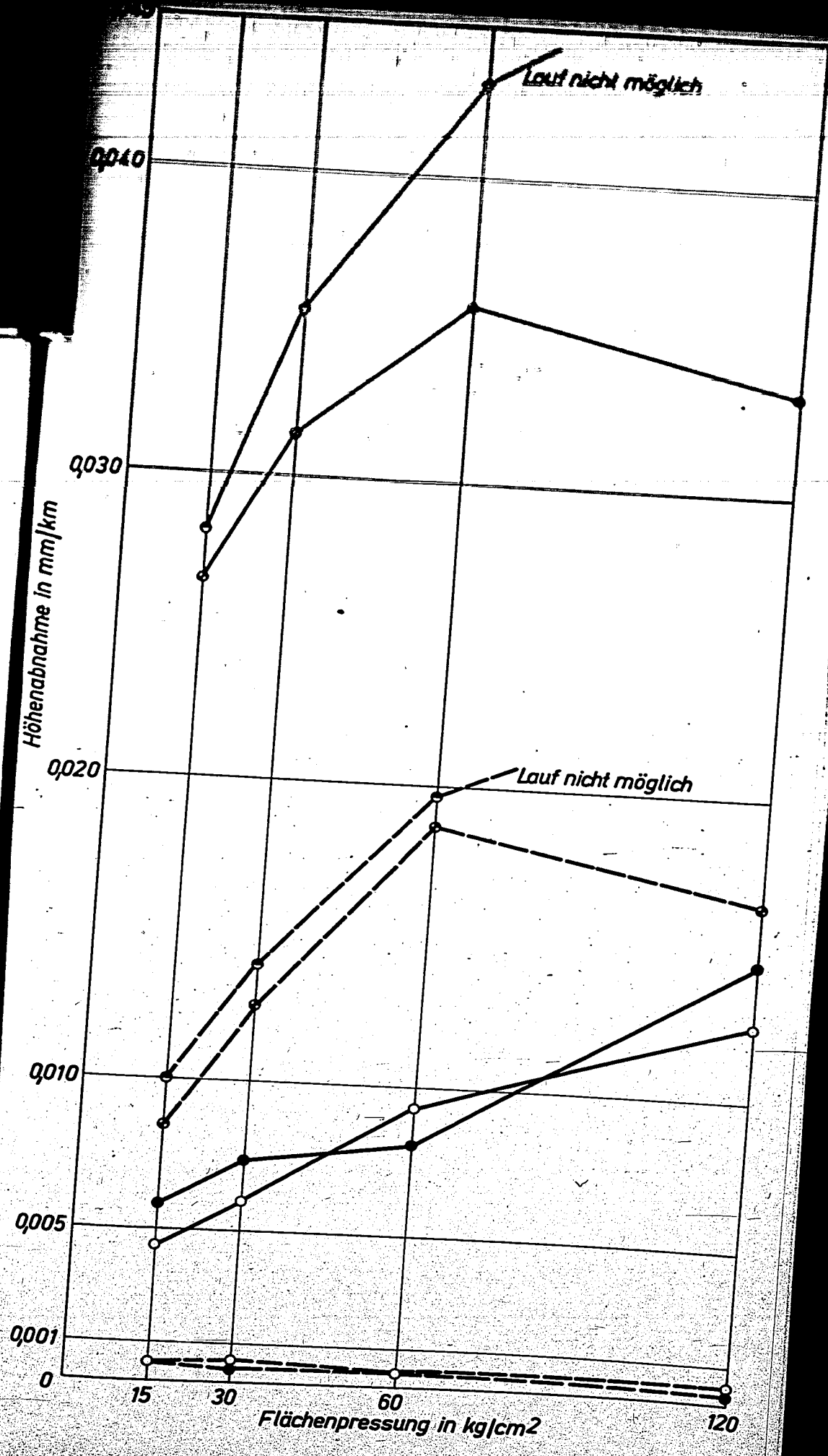
000628

Verschleißmittel: Quarz 0 + 10  $\mu$   
 Schmiermittel: Motriol  
 Gleitgeschwindigkeit:  $v = 1$  m/sec.  
 Versuchstemperatur:  $T = 20^{\circ}\text{C}$

- Y-Leg. gegen Chrom
- 30 124 gegen Chrom

- Y-Leg. gegen Stahl (vergütet)
- 30 124 gegen Stahl (vergütet)



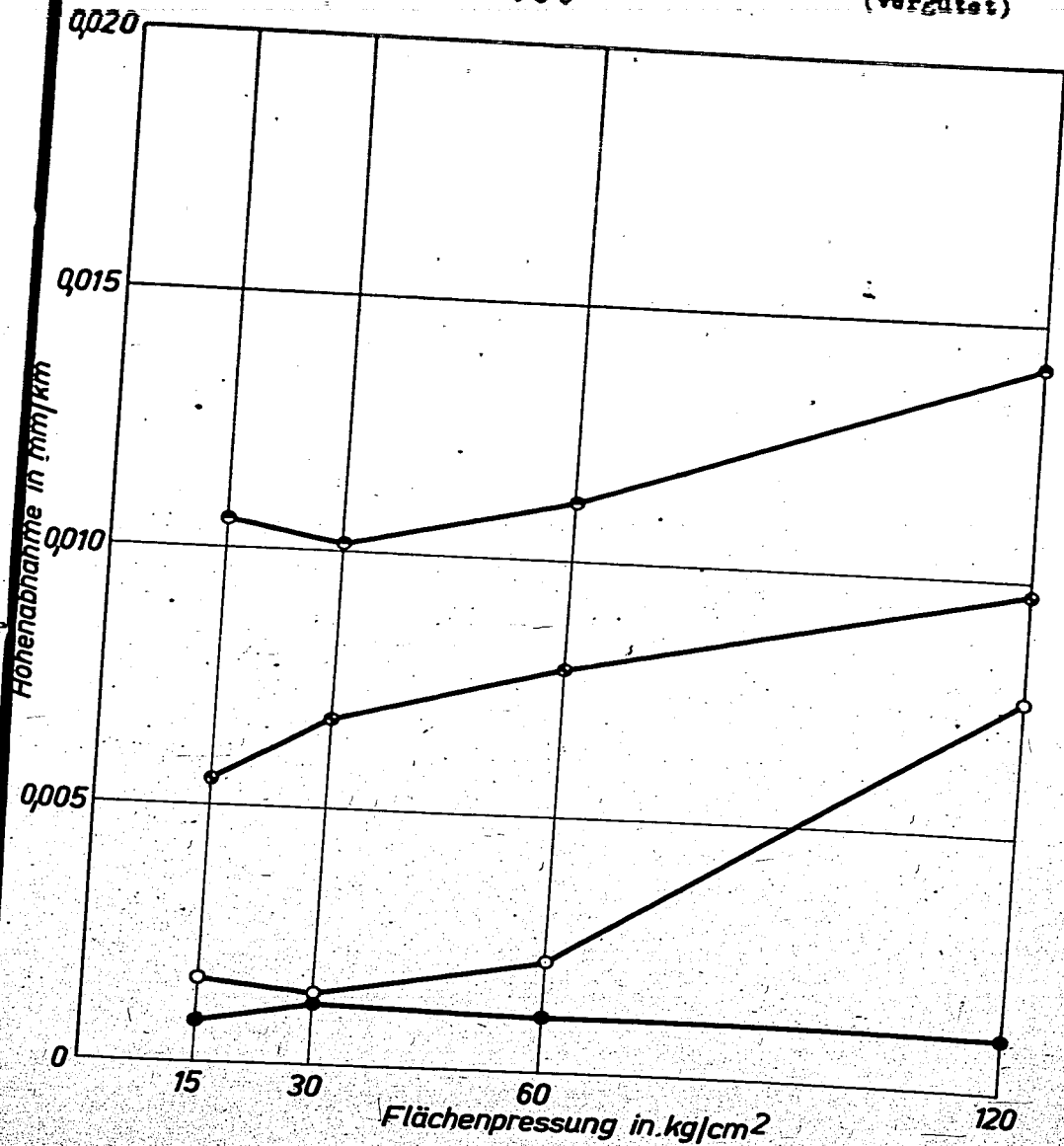


Beilage 13 zum Bericht von 10. Juni 1941  
 Vergleichende Zusammenstellung der Gesamtabriebe der  
 Werkstoffpaare in Abhängigkeit von der Flächenpressung

Verschleissmittel: Feldspat  $0 + 10 \mu$   
 Schmiermittel: Rotring  
 Gleitgeschwindigkeit:  $v = 1 \text{ m/sec.}$   
 Versuchstemperatur:  $t = 80^\circ\text{C}$

- Y-Leg. gegen Chrom
- EC 124 gegen Chrom
- Y-Leg. gegen Stahl (vergütet)
- EC 124 gegen Stahl (vergütet)

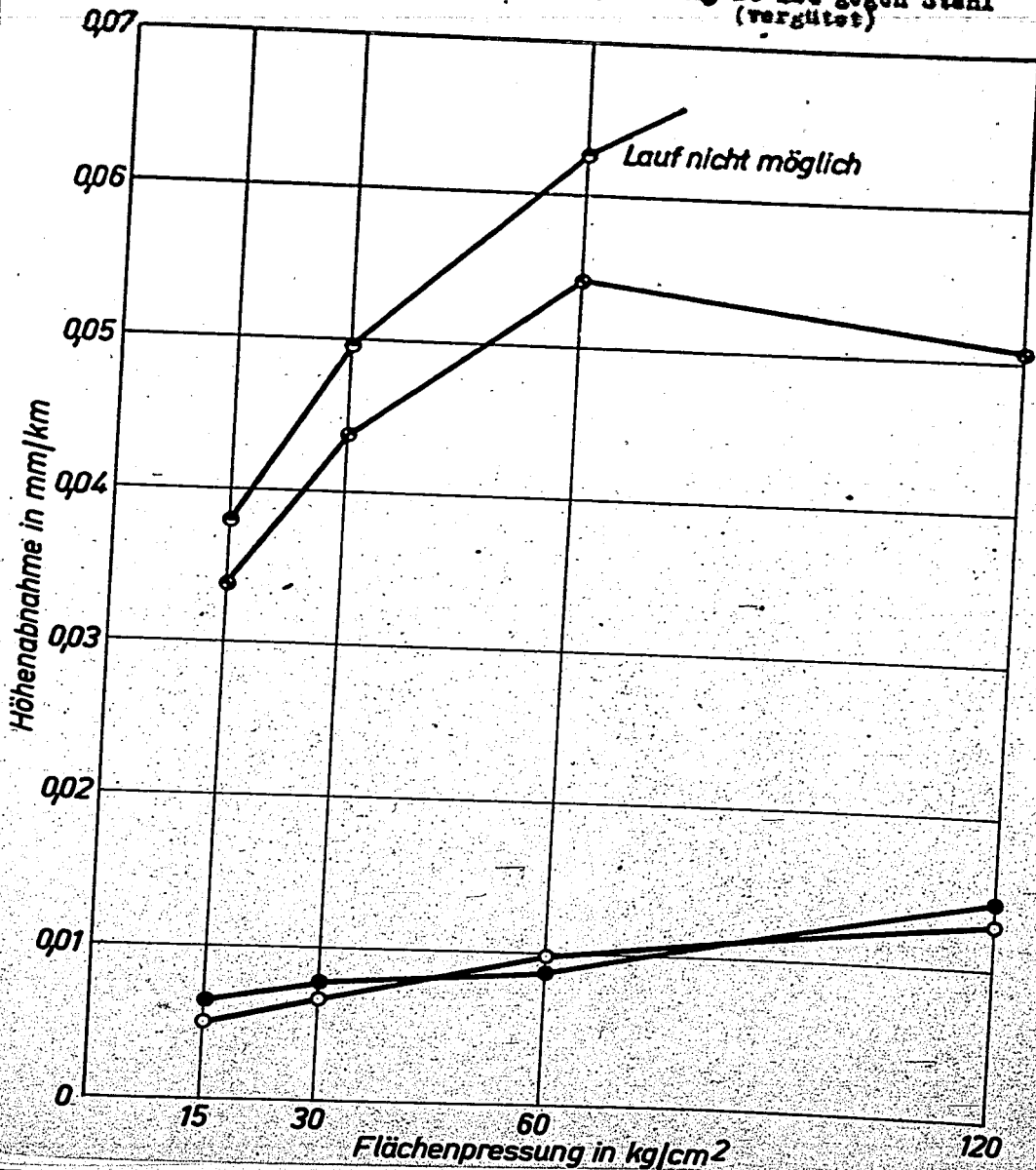
000630



Beilage 14 zum Bericht vom 10. Juni 1951  
 Vergleichende Zusammenstellung der Gesamtverluste der  
 Werkstoffpaare in Abhängigkeit von der Flächenpressung

Verschleissmittel: Quarz 0 + 10  $\mu$  ○ — ○ Y-Leg. gegen Chrom  
 Schmiermittel: Rotring ● — ● BG 124 gegen Chrom  
 Gleitgeschwindigkeit:  $v = 1 \text{ m/sec.}$  ○ — ○ Y-Leg. gegen Stahl  
 Versuchstemperatur:  $T = 80^\circ\text{C}$  ● — ● BG 124 gegen Stahl  
 (vergütet)

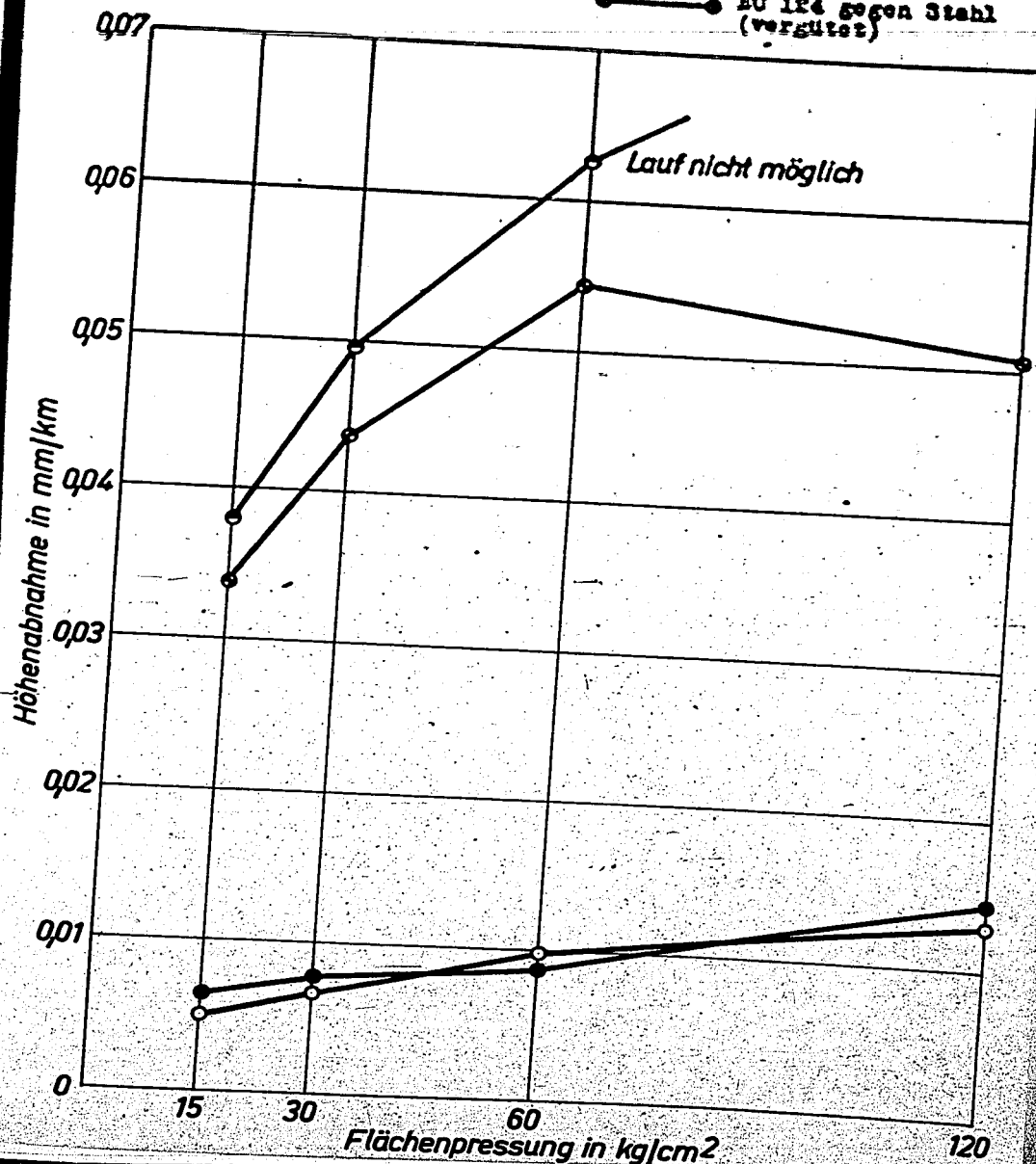
000631



Beilage 14 zum Bericht vom 10. Juni 1942  
 Vergleichende Zusammenstellung der Gesamtergebnisse der  
 Versuchsreihe in Abhängigkeit von der Flächenpressung

Verschleissmittel: Quarz  $0 + 10 \mu$  ○ — ○ Y-Lag. gegen Chrom  
 Schmiermittel: Rotring ● — ● NO 124 gegen Chrom  
 Gleitgeschwindigkeit:  $v = 1 \text{ m/sec.}$  ○ — ○ Y-Lag. gegen Stahl  
 Versuchstemperatur:  $T = 60^\circ\text{C}$  ● — ● NO 124 gegen Stahl  
 (vergütet)

000631





Beilage zu dem Bericht vom 10. April 1941

190632

135. 7

Die Probe ist ein Stück eines Aluminiumbleches, das von einem

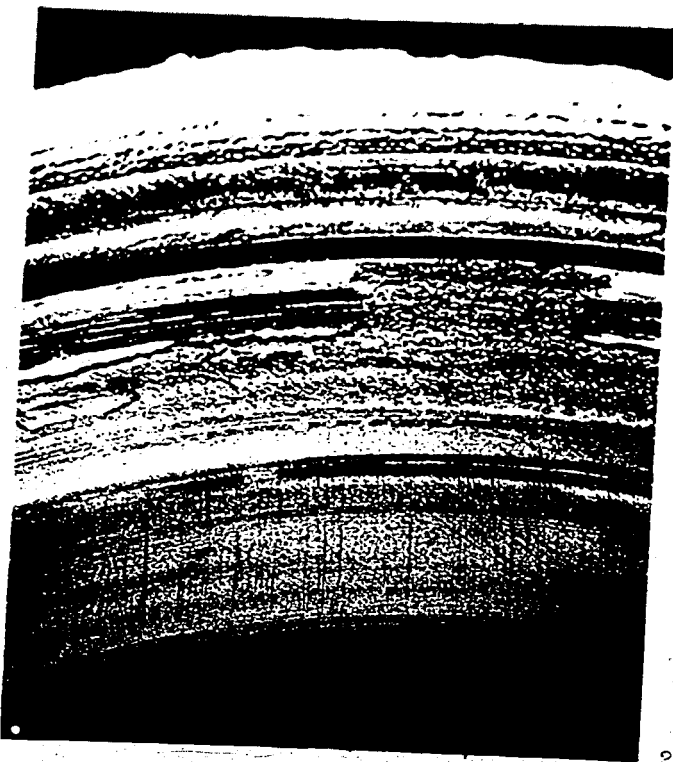
Hersteller geliefert wurde. Die Probe ist

mit einer Dicke von

1 mm hergestellt.

Hersteller: Alu (Pilsener)

Hersteller: Alu



20 x

Lauffläche zeigt starke Ausbröckelungen der  
Chromschicht in der Mitte. Leichte Anrisse  
in dem Grundwerkstoff sind schwach erkennbar

000033

Abb. 7

$\gamma$ -Nioblegierung gegen Aluminium (Leg.-Nr. 7) verschleift

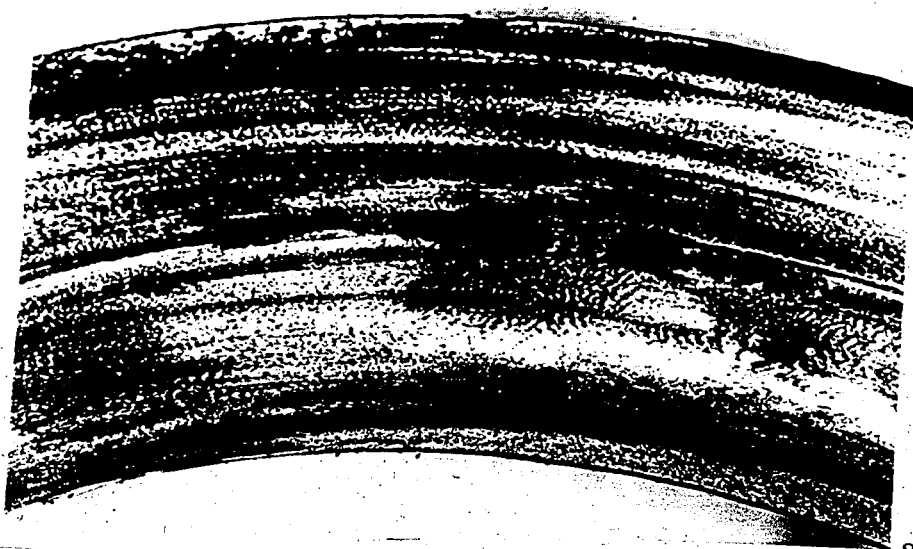
Lauffläche:  $\gamma$ -Legierung

$$p = 120 \text{ kg/cm}^2$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

Versuchsreihe: 1,20 (Yeldapet)

Versuchsnr.: 4



20 x

Probe zeigt starke Anfrassungen über die ganze  
Lauffläche. In der Mitte grosse tiefe Auskol-  
kungen

Beilage 10 zum Bericht vom 10. Juni 1941

000634

Abb. 6

Y-Folienreflektierung gegen Aluminium (Leg.-Nr. 7) verchromt

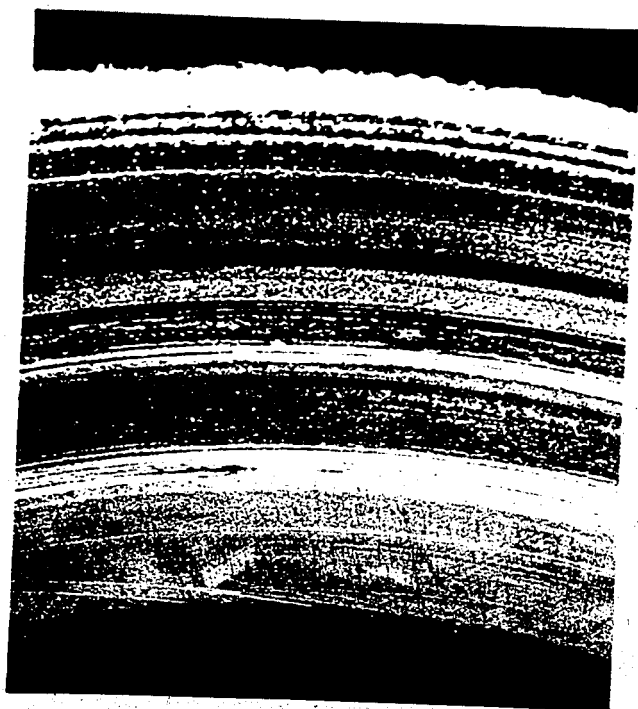
Lauffläche: Leg.-Nr. 7 verchromt

$p = 120 \text{ kg/cm}^2$

$v = 1 \text{ m/sec}$

Versuchereihe: I<sub>190</sub> (Peldspat)

Versuchsnummer: 5



20 x

Lauffläche weist stärkere Anbrüche in der  
Chromschicht auf

Bearbeitung des Berichtes vom 10. Juni 1941

000635

ABB. 9

$\gamma$ -Eisenlegierung gegen Aluminium (Leg.-N<sup>o</sup> 7) verschleift

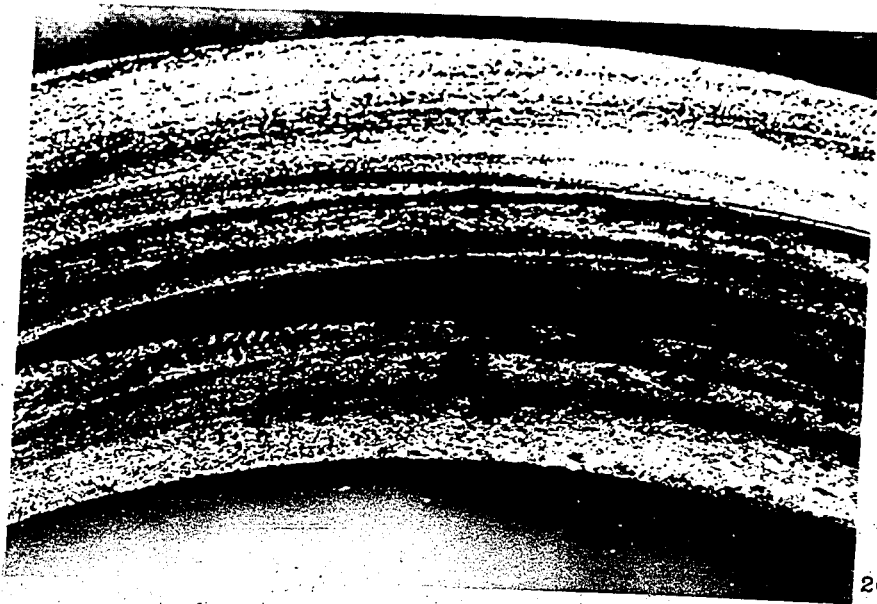
Lauffläche:  $\gamma$ -Legierung

$$p = 120 \text{ kg/cm}^2$$

$$v = 1 \text{ cm/sec}$$

Versuchsreihe: I<sub>120</sub> (Polaspet)

Versuchsnummer: 6



20 x

Aufrauhung der gesamten Oberfläche. Kleine  
Ausfaltungen in der Mitte

Beilage 19 zum Bericht vom 10. Juni 1941

030636

Abb. 13

V-Kohlenlegierung gegen Aluminium (Leg.-Nly 7) verschrott

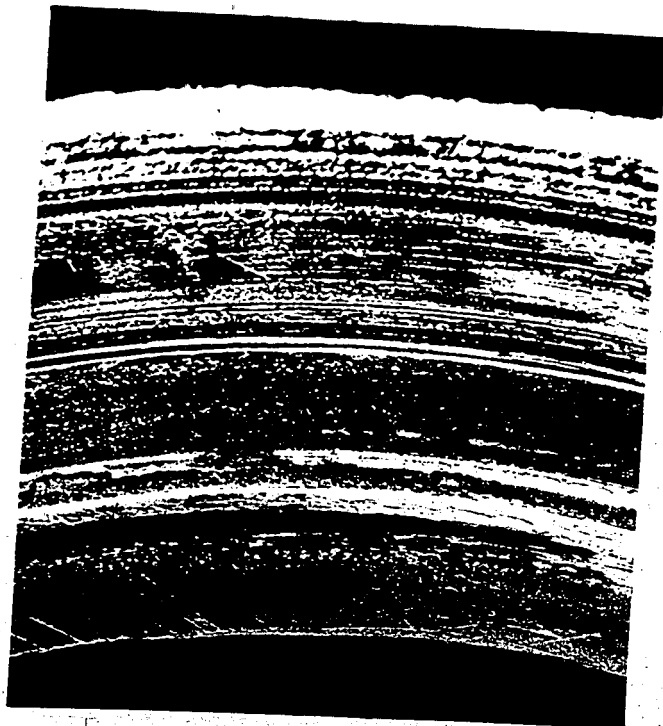
Lauffläche: Leg.-Nly 7 verschrott

$p = 60 \text{ kg/cm}^2$

$v = 1 \text{ m/sec}$

Versuchereinheit: I60 (Quarz)

Versuchsnummer 4



20 x

Lauffläche zeigt starke Anbrüche und Ausbröckelungen der Chromschicht

IMM

009687

SE 8

Staatl. Materialprüfungsanstalt

an der

Technischen Hochschule Stuttgart

Institut für die Materialprüfungen des Maschinenbaues

Prüfungsbericht

*Frucht*

000638

**Institut für die Materialprüfungen  
des Maschinenbaues**

**Staatliche Materialprüfungsanstalt  
an der  
Technischen Hochschule Stuttgart**

**Prüfungsbericht.**

Antragsteller: -

Gegenstand:

**Einfluss der Korngrösse von Quarzstaub als Verschleissmittel  
im Motorenöl auf das Verschleissverhalten verschiedener Werk-  
stoffpaarungen  
von K. Wellinger und H.C. Brockstedt**

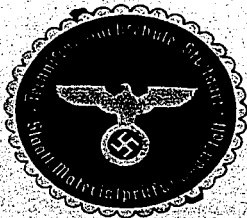
Datum des Berichts: 7. Juni 1944.

Auftrag M 10620

6 Textseiten.

6 Beilagen.

ausgefertigt:



hrc/Bg.

Stuttgart-2, den 7. Juni 1944.

000639

V e r i c h t I

Über den Einfluss der Korngrösse von Quarzstaub als Verschleissmittel im Motorendl auf das Verschleissverhalten verschiedener Werkstoffpaarungen

von K. Tollinger und H. C. Brockstedt

Auf Grund Ihres Forschungsauftrages vom 11. 5. 1944 haben wir entsprechend unserem Versuchsprogramm vom 9. 2. 1944 die im nachfolgenden beschriebenen Verschleissversuche durchgeführt.

Die Untersuchungen sollten über den Einfluss der Korngrösse von Verunreinigungen im Schmiermittel auf den Motorenverschleiss Aufschluss geben. Dabei wurde als Verschleissmittel Quarz mit der Härte 7 nach Mohs verwendet. Dieses Verschleissmittel<sup>+) dürfte etwa sehr scharfen Verunreinigungen durch Strassenstaub entsprechen. Es wurde der Quarzstaub mit den Kornfraktionen  $0 + 10 \mu$ ,  $10 + 20 \mu$  .....  $60 + 70 \mu$  verwendet. Die Herstellung der Staube erfolgte nach Feinbrechen von möglichst reinen Mineralstücken durch Mahlen in einer Kugelmühle und anschliessende Windsichtung in einem Gonnell'schen Windsichtgerät. Die Staube sind in der Abb. 1 mikrophotographisch bei 350-facher Vergrösserung festgehalten.</sup>

<sup>+) Über die Verwendung von Mineralstäuben der Mohs'schen Härteskala als Verschleissmittel bei Verschleissversuchen sowie deren Herstellung und die Durchführung solcher Versuche vergl. "Verschleiss bei verunreinigten Schmiermitteln" von H.C. Brockstedt, Dissertation T.H. Stuttgart, 1942.</sup>



000640

Als Werkstoffpaarungen wurden untersucht:

1. Kolbenlegierung EC 124\*) gegen Zylinder-Gusseisen Gc 26.01\*)  
bezeichnet mit I
2. Kolbenring-Gusseisen\*) gegen Zylinder-Gusseisen Gc 26.01  
bezeichnet mit II

Bei den Versuchskörpern aus Zylinder-Gusseisen als unlaufende Proben und diejenigen aus EC 124 und Kolbenring-Gusseisen als ruhende Proben ausgebildet. Durch Einsetzen von Kolbenringschnitten als Gleitflächen für die ruhenden Proben waren die Versuchskörper und die in Kraftfahrzeug-Motoren zur Verwendung kommenden Kolbenringe im Gefüge und der nach Härte gleich. In der Abb. 2 sind die Gefüge der Versuchswerkstoffe festgehalten und die Brinell-Härten angegeben.

#### Versuchsdurchführung.

Die Versuchseinrichtung bestand aus einer Verschleißprüfmaschine der Bauart Siebel-Kehl, mit welcher der Verschleiß bei rein gleitender Reibung untersucht wird. Die ringförmigen Probekörper sind aus dem zu prüfenden Werkstoffpaar gefertigt und laufen mit den Stirnflächen gegeneinander. Die Abb. 3 gibt eine schematische Darstellung der Versuchseinrichtung und die Abmessungen der Probekörper wieder. Den gesamten Aufbau der Maschine zeigt Abb. 4.

\*) Die Kolbenlegierung EC 124 wurde als vergütetes Stangenmaterial von der Firma Mahle K.G., Bad Cannstatt, das Zylinder-Gusseisen von der Firma Daimler-Benz A.G., Gaggenau, als gegossenes Stangenmaterial und das Kolbenring-Gusseisen als Kolbenring-Rohlinge normaler Abmessungen von der Firma Goetzwerke Burscheid, freundlicherweise zur Verfügung gestellt.

Die feststehende obere Probe wird mittels Gewichtbelastung gegen die umlaufende Ringprobe gepresst und diese sitzt in einem Einspannkopf, der auf die Maschinenspindel aufgeschraubt ist. Durch die hohle Maschinenspindel ist ein Kontaktthermometer in das die Probekörper umgebende Schmiermittelbad eingeführt, das zur Messung und selbsttätigen Regelung der Temperatur dient. Das Schmiermittelbad wird elektrisch auf die Versuchstemperatur aufgeheizt bzw. durch ein Gebläse gekühlt. Somit ist eine konstante Temperatur über die gesamte Versuchsdauer gewährleistet. Um einen gleichmäßigen Abrieb beider Flächen zu erhalten, führt die untere Probe eine Exzenter-Bewegung aus. Das Drehmoment kann mit einer Feder- oder Pendelwaage gemessen und laufend aufgezeichnet werden. Die Laufflächen der Probekörper wurden vor Beginn jeder Versuchsreihe sorgfältig geschliffen und mit Korund und Öl vor- und Feldspat und Öl nachgeläppt.

Bei den Verschleissversuchen wurden folgende Versuchsbedingungen eingehalten:

Gleitgeschwindigkeit	$v = 1 \text{ m/sec.}$
Flächenpressung	$p = 15 \text{ kg/cm}^2$
Laufweg	$s = 2,0 \text{ km}$ entsprechend einer Versuchsdauer von etwa 33 Minuten
Seitenbewegung	$e = 1,0 \text{ mm}$ Exzentrizität bei 2 U/min.
Schmiermittel	= Motorenöl der Wehrmacht Sommer, 25 cm <sup>3</sup> /Versuch
Temperatur des Schmiermittels	$t = 80^\circ \text{ C}$
Verschleissmittel	= 0,8 g Quarzstaub auf 100 cm <sup>3</sup> Öl.

Der Verschleiss wird durch Nügang der Proben vor und nach dem Versuch ermittelt. Aus den gewichtsmässig festgestellten Abrieben wird als Verschleissmass unter Verwendung des spezifischen Gewichtes und der Laufflächengrösse die Höhenabnahme der Proben nach 1 km Laufweg berechnet.

Versuchsergebnisse.

Die Ergebnisse der Verschleissversuche sind für die Werkstoffpaarung I, EC 124 (Kolben) gegen Ge 26.91 (Zylinder) und für die Paarung II, Gusseisen (Kolbenring) gegen Ge 26.91 (Zylinder) in der Abb. 1 schaubildlich zusammengestellt. Es wurden der Gesamtverschleiss der Werkstoffpaare und die Einzelabriebe von Werkstoff und Gegenwerkstoff eingetragen. Da sich bei den Untersuchungen gewisse Streuungen der Werte, die im allgemeinen nicht über  $\pm 10\%$  betragen, nicht vermeiden liessen, wurden die einzelnen Punkte stets als Mittelwerte einer grösseren Anzahl von Versuchen und in einigen Fällen sogar mehrerer Versuchsreihen aufgetragen. Die Zahlentafel gibt als Beispiel die Werte der Versuchsdurchführung für die Körnung  $0 + 10 \mu$  bei der Werkstoffpaarung I und für  $60 + 70 \mu$  bei der Paarung II wieder. Man erkennt die innerhalb einer Versuchsreihe auftretenden Streuungen und die für Verschleissversuche geringen Unterschiede der Mittelwerte zweier Versuchsreihen. Bei beiden untersuchten Werkstoffpaarungen steigt der Verschleiss mit zunehmender Korngrösse des Verschleissmittels sehr stark an; dieser Anstieg geht bis zur Korngrösse  $30 + 40 \mu$ , von da ab weist die Werkstoffpaarung I

000643

etwa konstanten Gesamtverschleiss auf, während der Verschleiss der Paarung II etwas abfällt. Offenbar werden nach Überschreiten einer gewissen Korngrösse ein Teil der Verschleissmittelteilchen abgestreift und kommen nicht zum Eingriff, erst wenn sie eine entsprechend ihrer Form günstige Lage zur Eintrittskante haben, werden sie zwischen die Gleitflächen gelangen und dort Verschleiss hervorrufen. Wahrscheinlich werden dabei die Körner auch zerkleinert (gebrochen) und ergeben somit mehr Teilchen von kleineren Abmessungen und neuen Schneidkanten, die nun mit Sicherheit zwischen die Flächen gelangen<sup>\*)</sup>.

Während der Verschleiss von Probe und Gegenprobe bei der Paarung II, Gusseisen gegen Gusseisen, sich entsprechend der Gleichartigkeit der Gefüge nur wenig unterscheidet, wird bei der Paarung I die Probe aus EC 124 wesentlich stärker abgerieben als die Gegenprobe aus Ge 26.91.

Von besonderer Bedeutung dürfte ein Vergleich der Gesamtabriebe der beiden Werkstoffpaarungen sein. Die Abb. 5 zeigt die Gegenüberstellung in Abhängigkeit von der Korngrösse. Durchschnittlich beträgt der Gesamtverschleiss der Werkstoffpaarung I, das 4- bis 6-fache des Verschleisses der Paarung II. Dabei ist bemerkenswert, dass dieser höhere Gesamtverschleiss der Paarung I sich nicht nur aus dem höheren Verschleiss der Kolbenlegierung EC 124 ergibt, sondern auch aus dem des Zylinder-Gusseisens.

<sup>\*)</sup> Über das Abstreifen von Verschleissmittelteilchen vergl. Diss. H.C. Brockstedt, T.H. Stuttgart, 1942.

000644

Man dürfte wohl nicht fehlgehen, das günstigere Verschleissverhalten der Werkstoffpaarung II, Gusseisen gegen Gusseisen, bei verunreinigten Schmiermitteln, mit als Grund für die Verwendung von Gusseisen-Kolben in amerikanischen Automobilen anzusehen.

Zusammenfassung.

Die beiden untersuchten Werkstoffpaarungen weisen mit zunehmender Korngrösse des Verschleissmittels steigenden Verschleiss auf. Der Hauptanstieg des Verschleisses erfolgt bei den gewählten Versuchsbedingungen zwischen 10 und 20  $\mu$  Korngrösse. Die erheblich höhere Verschleissfestigkeit der Werkstoffpaarung II, Gusseisen gegen Gusseisen, gegenüber der Paarung I, EC 124 gegen Gusseisen, ist bei allen Kornfraktionen in der gleichen Grössenordnung.

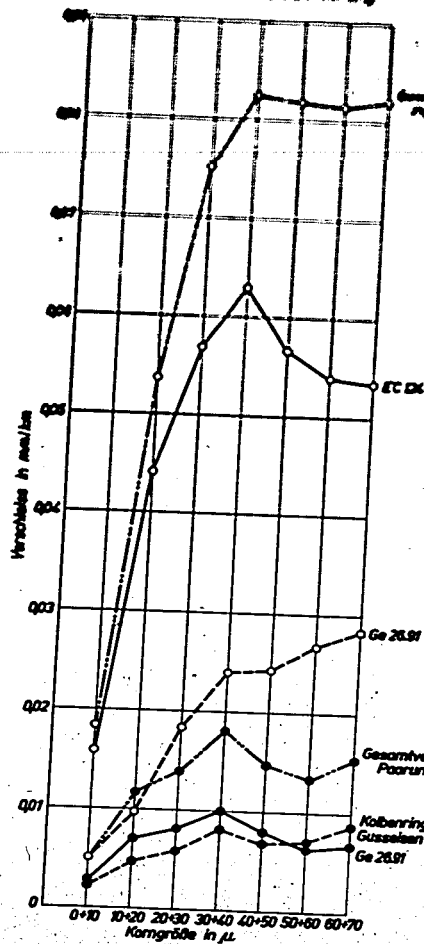
Die durchgeführten Untersuchungen lassen es zweckmässig erscheinen, zu überprüfen, wieweit eine Verwendung von Gusseisen-Kolben für Kraftfahrzeug-Motoren in Frage kommt, insbesondere bei solchen Motoren, bei denen die thermische Beanspruchung die Verwendung von Gusseisen gestatten würde und bei denen trotz guter Luft- bzw. Gasfilterung mit einer starken Verunreinigung der Schmiermittel gerechnet werden muss.

*Brockhoff*

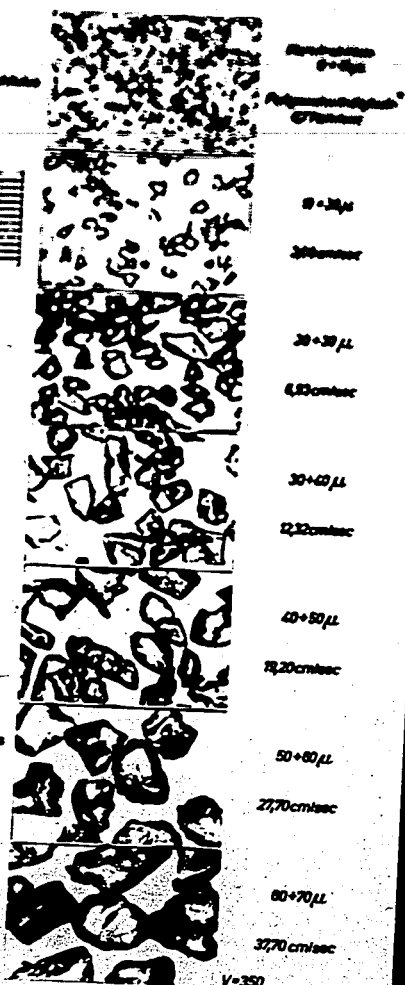


*Weyling*

**Einfluss der Korngröße des Verschleißmittels „Quarz“ auf den Verschleiß bei Gleitreibung**



**Verschleißmittel „Quarz“ (Bergschotter, Brechstein) gemessen mit Gleitpaarung**

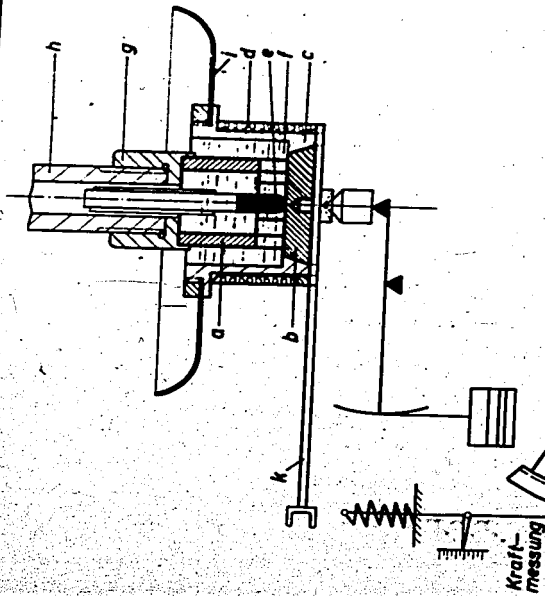


○ Werkstoffpaarung I: Kolbenlegierung EC 124 gegen Zylinder-Gussisen Ge 26.91  
 Hg = 120 kg/mm<sup>2</sup>

● Werkstoffpaarung II: Kolbenring-Gussisen gegen Zylinder-Gussisen Ge 26.91  
 Hg = 205 kg/mm<sup>2</sup>

+ Der Windsichtung zugrunde gelegte Fallgeschwindigkeiten

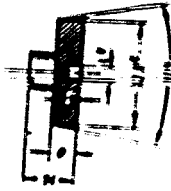
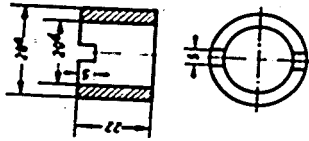




Kraftmessung

Draufsicht auf die untere Probe  
mit der Verrichtung  
zur Messung des Drehmomentes

Umlaufende Probe  
Abmessungen der Probekörper



Ruhende Probe

- g = umlaufende Probe
- b = ruhende Probe
- c = Einsparbohrung
- d = Hochdrücker
- e = Kontaktthermometer
- f = Ölbad mit Verschleißmittel
- g = Mikrometer legte
- h = Achse Antriebswelle
- i = Ölwanne
- k = unterer Probekörper mit Verrichtung zur Messung des Drehmomentes



Schema der Prüfanordnung

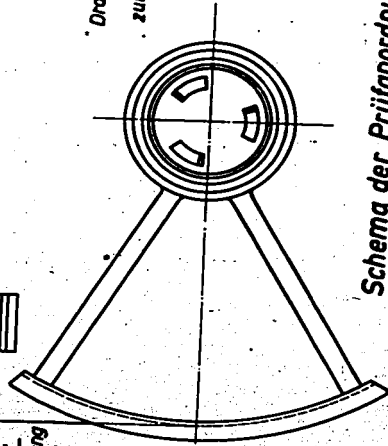
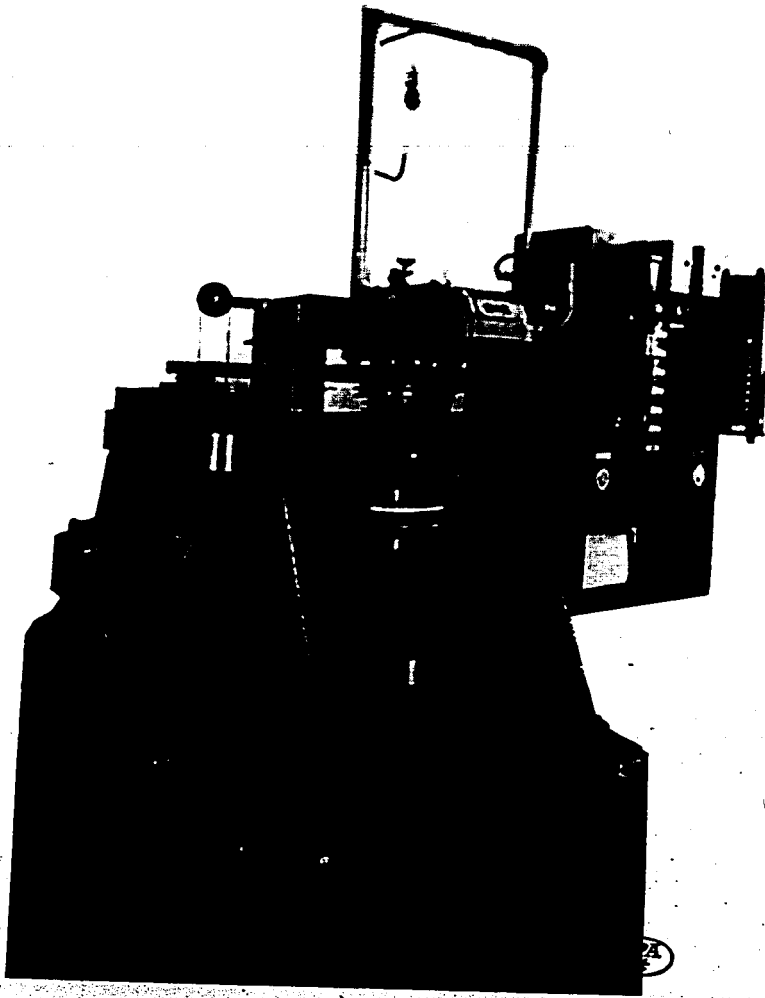


Abb. 4

000647



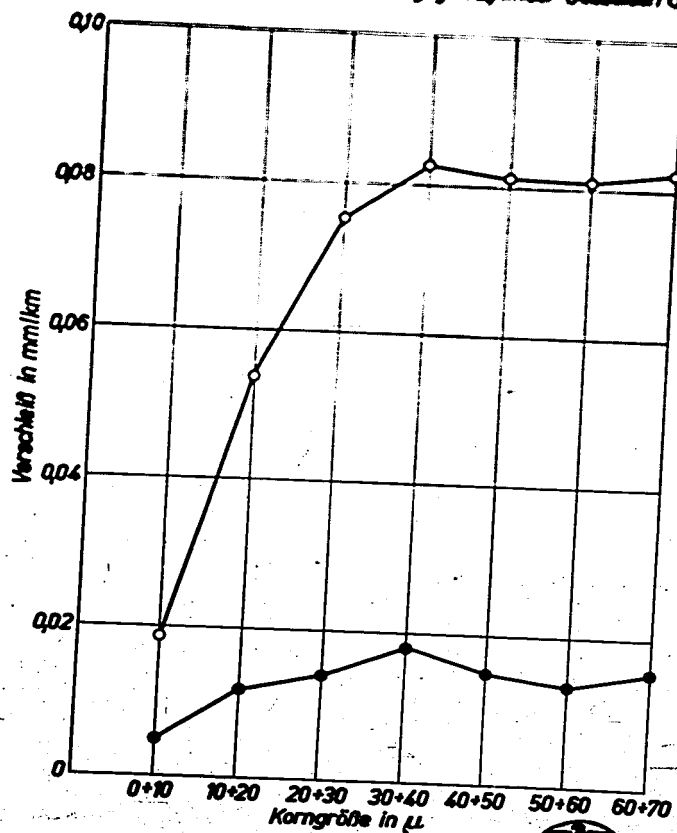
*Verschleißprüfmaschine für gleitende Reibung  
MPA - Stuttgart  
Bauart: Siebel-Kehl*



Vergleich des Verschleißverhaltens zweier Werkstoffpaarungen  
bei verschiedenen Korngrößen des Verschleißmittels (Quarzstaub)

Werkstoffpaarungen:

- I ○ —○— Kolbenplegierung ECDI gegen Zylinder-Guss Eisen Ge 2LSH
- II ● —●— Kolbenring-Guss Eisen gegen Zylinder-Guss Eisen Ge 2LSH



Verschleißmittel: Korngröße in $\mu$ Menge in g/100 cm <sup>3</sup> Öl	Vers. Nr.	Laufweg in km	Beselchnung		Gewichtsverlust		Verschleiß		Gesamtverschleiß in mm/km	Zensusfrayung
			Ruhende Probe	Umlauf. Probe	Ruhende Probe in mg	Umlauf. Probe in mg	Ruhende Probe in mm/km Mittelwert	Umlauf. Probe in mm/km Mittelwert		
Quarz 0 + 10 $\mu$ 0,8 g	1	1,0			6,9	1,6				Langmuir-Chertfl. Probe val. Typ 1)
	2				8,0	2,7				
	3				8,8	4,1				
	4				9,1	3,8				
	5	2,0	Ge 26,91 M 1		8,6	4,1				
	6				8,3	4,1			0,00235	
	7				8,5	3,1				
	8				7,8	2,2				
	9				8,3	2,8				
Quarz 0 + 10 $\mu$ 0,8 g	1	1,0			6,2	2,1				Langmuir-Chertfl. Probe val. Typ 1)
	2				9,5	4,0				
	3				8,0	3,8				
	4				8,3	3,3				
	5				7,8	3,8				
	6	2,0	Ge 26,91 M 6		8,3	3,8				
	7				8,2	3,5				
	8				10,0	4,3				
	9				9,6	3,8				
	10				9,1	4,1				
	11				8,2	3,1				
Quarz 60 + 70 $\mu$ 0,8 g	1	1,0			3,8	3,0				Langmuir-Chertfl. Probe val. Typ 1)
	2				7,5	9,4				
	3				9,5	12,1				
	4				9,1	11,7				
	5	2,0	Ge 26,91 M 8		10,4	11,0				
	6				10,3	12,7				
	7				9,9	12,1				
	8				9,9	14,1				
	9				9,7	13,2				
						0,00680	0,00870	0,01550	000649	

\*) Für die folgenden Versuche der Reihe sind als Oberflächen diejenigen des vorstehenden Versuchs genommen worden.



000650

S E 9

Staatl. Materialprüfungsanstalt

an der

Technischen Hochschule Stuttgart

Institut für die Materialprüfungen des Maschinenbaues

Prüfungsbericht.

000651

# Institut für die Materialprüfungen des Maschinenbaues

Staatliche Materialprüfungsanstalt

an der

Technischen Hochschule Stuttgart

## Prüfungsbericht.

Antragsteller: -

Gegenstand: Einfluss der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit  
sowie der Härte des Werkstoffes auf das Verschleissver-  
halten bei Quarzstaub als Verschleissmittel im Motorenöl  
von K. Wellinger und H. C. Brockstedt

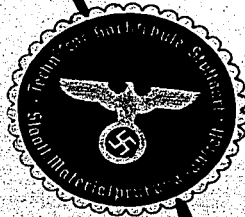
Datum des Berichts: 20. Februar 1945.

Auftrag M 10620.

5 Textseiten.

5 Beilagen.

ausgefertigt:



Stuttgart-O, den 20. Februar 1945.

000652

B e r i c h t II

Über den Einfluss der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit sowie der Härte des Werkstoffes auf das Verschleissverhalten bei Quarzstaub als Verschleissmittel im Motorenöl

von K. W e i l i n g e r und H. C. B r o c k e t e d t .

In Fortführung der in unserem Bericht vom 7. 6. 44 mitgeteilten Untersuchungen sind weitere Verschleissversuche gemacht worden, über die im folgenden berichtet wird.

Mit den dort aufgeführten Werkstoffpaarungen wurden ausser Ergänzungsversuchen mit den beiden Korngrössen  $0 + 5 \mu$  und  $5 + 7 \mu$  noch der Einfluss der Flächenpressung und der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit untersucht. Weiterhin wurde das Verschleissverhalten von drei Kurbelwellenstählen beim Lauf gegen Bleibronze ermittelt, wobei sowohl die Härte der Stähle als auch die Flächenpressung verändert wurden. Ausser den im ersten Bericht mit I und II bezeichneten Werkstoffpaarungen wurden die folgenden untersucht:

1. Stahl St C 45.61 gegen Bleibronze, bezeichnet mit III,
2. Stahl VMS 135 gegen Bleibronze bezeichnet mit IV
3. Stahlformguss H 80<sup>1)</sup> gegen Bleibronze, bezeichnet mit V.

1) H 80 wurde als Werksbezeichnung angegeben.

Die Versuchskörper aus Bleibronze waren als unlaufende Proben und diejenigen aus Kurbelwellenstahl als ruhende Proben ausgebildet. Eine Zusammenstellung der Versuchswerkstoffe der Berichte I und II gibt die Zahlentafel<sup>1)</sup>. Sowohl die Bleibronze der Versuchskörper, die in einer Stärke von 1,5 mm auf die Stahlstütringe aufgebracht war, als auch der Kurbelwellenstahl der Probekörper, entsprachen den in Kraftfahrzeugmotoren zur Verwendung kommenden Werkstoffen in Zusammensetzung, Gefüge und Härte weitgehend. Die Probekörper aus Stahlformguss H 80 der Firma Halberg A. G., waren aus der Wange einer Kurbelwelle herausgearbeitet. In der Abbildung 1 sind die Gefüge der Versuchswerkstoffe festgehalten.

Die Versuchsdurchführung und Versuchsbedingungen entsprechen denen von Bericht I. Lediglich wurden Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung bei der Untersuchung des Einflusses dieser Größen verändert.

#### Versuchsergebnisse.

Neben den Versuchswerten für die Korngrößen 0 bis 5  $\mu$  und 5 bis 7  $\mu$  sind in Abb. 2, die aus dem Bericht I übernommen wurde, die Ergebnisse bei den Flächenpressungen  $p = 5$  und 30  $\text{kg/cm}^2$  eingetragen. Der Verschleiss der durch die Korngrösse 5 bis 7  $\mu$  bewirkt wird, liegt ausserhalb des Kurvenauges für die Korngrößen 0 bis 5, 0 bis 10 und 0 bis 20  $\mu$  usw. und entspricht fast den Wer-

<sup>1)</sup> Die Kurbelwellenstähle wurden von der Firma Daimler-Benz A.G., Gengenau als Stangenmaterial und die Bleibronzprobekörper von den Glyko-Metall-Werken Daehlen und Loos, Wiesbaden Schierstein, freundlicherweise zur Verfügung gestellt. Herrn Dipl. Ing. Boke-müller von der Firma Daimler-Benz A.G. sei an dieser Stelle für die Beschaffung der Werkstoffe nochmals bestens gedankt.

000654

ten der Korngrösse 0 bis 10  $\mu$ , was sich auch aus der Siebkurve ohne weiteres erklären lässt.

Die ergänzend eingetragenen Versuche mit den Flächenpressungen  $p = 5$  und  $30 \text{ kg/cm}^2$  zeigen, dass in diesem Bereich keinerlei Unstetigkeiten der Kurven auftreten. In der Abb. 3 ist der Verschleiss in Abhängigkeit von der Flächenpressung aufgetragen. Mit zunehmender Flächenpressung steigt der Verschleiss stetig an. Den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit von 0,2 bis 1,5 m/sec vermittelt Abb. 4. In dem untersuchten Geschwindigkeitsbereich und der verwendeten Korngrösse 0 bis 10  $\mu$  sinkt der spezifische Verschleiss bei beiden Werkstoffpaaren ab.

Die Vergleichsuntersuchung der verschiedenen Kurbelwellenstähle beim Lauf gegen Bleibronze zeigt Abb. 5. Die Härte der Stahlprobekörper entsprach dabei den Oberflächenhärten der Kurbelwellen. Die Flächenpressungen betragen  $p = 30$  bis  $120 \text{ kg/cm}^2$ . Etwa gleiches Verschleissverhalten über dem gesamten untersuchten Druckbereich zeigten die Werkstoffpaarungen IV und V, Bleibronze gegen Stahl VMS 135 bzw. Stahlformguss H 80. Dagegen weist die Paarung III ein ungünstigeres Verhalten auf, insbesondere bei den höheren Pressungen, wo der Verschleiss auf das doppelte der Paarungen IV und V ansteigt.

Um den Einfluss von Härteschwankungen des Stahles auf die Verschleisswerte zu bestimmen, wurden die beiden Stähle der Paarung III und IV gehärtet und auf 500 bis 700 Vickers-Einheiten angelassen. Damit lag die Härte der Probekörper bis zu etwa 100 Vickers-Einheiten unter- und oberhalb der Kurbelwellenoberflächenhärte.

Wie aus Abb. 6 zu ersehen ist, nimmt mit zunehmender Härte des Stahles der Verschleiss ab. Während beim Stahl St C 45.61 gegen Bleibronze der Verschleiss bis zu einer Härte von ca.  $700 \text{ kg/mm}^2$  stetig stark abnimmt, tritt beim Stahl VM3 135 ab  $620 \text{ kg/mm}^2$  nur noch eine geringe Verschleissabnahme ein. Bemerkenswert ist ferner noch, dass bei der Plattenpressung  $p = 30 \text{ kg/cm}^2$  und der Härte  $H_p \sim 700 \text{ kg/mm}^2$  der Stahl St C 45.61 den Verschleisswert des Stahles VM3 135 unterschreitet.

Das Verschleissverhalten der 5 untersuchten Werkstoffpaarungen bei gleichen Versuchsbedingungen gibt Abb. 7 wieder. Es sind sowohl der Verschleiss von Werkstoff und Gegenwerkstoff als auch der Gesamtverschleiss eingetragen. Die Paarung I, Kolbenlegierung EC 124 gegen Zylinder-Gusseisen Gs 26.91 weist den weitest aus grössten Verschleiss auf, wobei die weichere Seite (EC 124) bevorzugt abgerieben wird. Wesentlich geringer ist der Verschleiss der Paarung II, Kolbenring-Gusseisen gegen Zylinder-Gusseisen, Werkstoff und Gegenwerkstoff werden dabei etwa gleichmässig stark verschliffen. Die kleinsten Abriebe ergeben sich bei den Paarungen III, IV und V, Kurbelwellenstahl gegen Bleibronze, wobei zu bemerken ist, dass die harte Stahlseite ( $H_p \sim 600 \text{ kg/mm}^2$ ) erheblich stärker abgenutzt wird, als die sehr weiche Bleibronzeseite ( $H_B = 35 \text{ kg/mm}^2$ ). Die harten Quarzteilchen betten sich in der Bleibronze ein und vermögen den Stahl abzunutzen und gleichzeitig die Bleibronze weitgehend vor Verschleiss zu schützen<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Ueber den Einbettungsvorgang vergl. E. Siebel und H.C. Brockstedt, Verschleiss durch verunreinigte Schmiermittel, VDI-Forschungsheft 427, Berlin 1944.



000656

**Zusammenfassung.**

Mit zunehmender Korngröße des Verschleissmittels weisen die untersuchten Werkstoffpaarungen 1 und 2 unabhängig von der Flächenpressung steigenden Verschleiss auf. Versuche an 5 Werkstoffpaarungen zeigen, dass mit zunehmender Flächenpressung auch der Verschleiss ansteigt, und zwar nahezu stetig. Eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit bewirkt dagegen ein Absinken des Verschleisses.

Das Verschleissverhalten von Kurbelwellenstahl VMS 135 und Stahlformguss ist etwa gleich, während der Stahl St C 45.61, insbesondere bei höheren Flächenpressungen ungünstiger liegt. Auf Grund der durchgeführten Untersuchungen kann gesagt werden, dass bei unreinigten Schmiermitteln der Verschleiss umso geringer ist, je höher die Oberflächenhärte ist. Für die Kurbelwellen sind daher hohe Oberflächenhärten anzustreben, soweit es die Betriebsbedingungen und die Fertigung zulassen.

*Prockel*



*Wagner*

# Zusammenstellung der verwendeten Werkstoffe

000657

Werkstoff	Chemische Zusammensetzung in %															Vickers-Härte HV 0,05 N/mm <sup>2</sup>	Brinell-Härte HB		
	Si	Cu	Fe	Mn	Mg	Al	C	P	P	Ki	Cr	Mo	V	Ti	N				
Leichtmetall EG 124	11,07	1,07	0,42	0,05	0,67	85,65				1,07							120	2,7	
Kolbenring- Nusselken	2,73	0,04		0,68			3,65	0,66	0,02	0,04	0,07		Spur- ren	0,17				295	7,3
Zylinder- Nusselken	2,03	0,20		0,66			3,12	0,12	0,085	0,13	0,05		Spur- ren	0,05				205	7,3
Stahl St. 0.45.61	0,28	0,14		0,66			0,51	0,021	0,033	0,07	0,05						485 520 705		7,8
Stahl VMS 135	1,22	0,15		1,17			0,36	0,026	0,016	0,09	0,16	890- ren					485 520 705		7,8
Nachformguss B 80																	630		7,8
Blodbrönse																	630		7,8
																		35	9,65

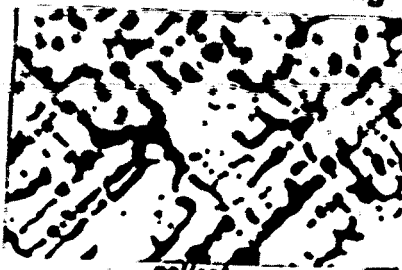


Versuchswerkstoffe

000656

Bleibronze

$H_p = 35 \text{ kg/mm}^2$



poliert



gedätzt (Eisenchlorid)

Stahl St C 45-61

$H_p = 820 \text{ kg/mm}^2$



gedätzt (Pikrinsäure)

Stahl VMS 135

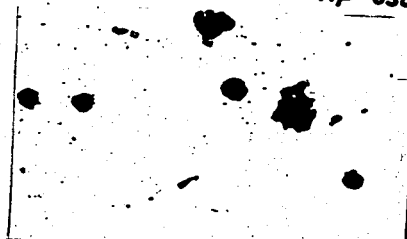
$H_p = 800 \text{ kg/mm}^2$



gedätzt (Pikrinsäure)

Stahlformguss H80

$H_p = 630 \text{ kg/mm}^2$



poliert



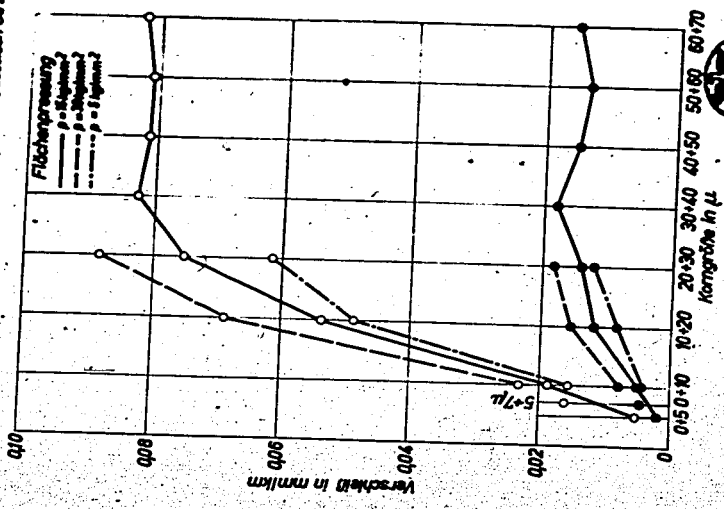
gedätzt (Pikrinsäure)

V-200



Vergleich des Verschleißverhaltens zweier Werkstoffpaarungen  
 bei verschiedenen Korngrößen des Verschleißmittels (Quarzsand)

Werkstoffpaarungen:  
 I ○ — ○ Kolbenring EC22 gegen Zylinder-Gussstern Ge 2LM  
 II ● — ● Kolbenring-Gussstern gegen Zylinder-Gussstern Ge 2LM



Einfluss der Flächenpressung auf den Verschleiß  
 bei Gleitreibung

0 J 0659

Werkstoffpaarungen:  
 I ○ — ○ Kolbenring EC22 gegen Zylinder-Gussstern Ge 2LM  
 II ● — ● Kolbenring-Gussstern gegen Zylinder-Gussstern Ge 2LM

— — — — — Kontakt  $p=0.01$   
 — — — — — Kontakt  $p=0.02$

