

# UNTERSUCHUNG VON GLEIT- UND KUGELLAGERN

Von der Technischen Hochschule zu Berlin  
genehmigte Dissertation zur Erlangung  
der Würde eines Doktor-Ingenieurs  
von  
DIPL.-ING. GÜNTHER MEYER-JAGENBERG



Referent: Herr Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger  
Korreferent: Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. O. Kammerer

# UNTERSUCHUNG VON GLEIT- UND KUGELLAGERN

Von der Technischen Hochschule zu Berlin  
genehmigte Dissertation zur Erlangung  
der Würde eines Doktor-Ingenieurs  
von  
DIPL.-ING. GÜNTHER MEYER-JAGENBERG

---

Referent: Herr Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger  
Korreferent: Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. O. Kammerer

ISBN 978-3-662-28038-6 ISBN 978-3-662-29546-5 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-29546-5

Die vorliegende Arbeit bildet einen Teil der im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen zu Berlin laufenden Lager- und Öl-Untersuchungen.

Durch das Entgegenkommen des Vorstehers des Versuchsfeldes, Herrn Professor Dr.-Ing. C. Schlesinger, wurde mir die Durchführung der folgenden Versuche während der Jahre 1922 und 1923 ermöglicht.

Herrn Professor Dr. Schlesinger sowohl wie dem Leiter des Versuchsfeldes Herrn Professor Dr. Kurrein spreche ich für die weitgehende Unterstützung meiner Arbeiten meinen Dank aus.

## UNTERSUCHUNG VON GLEIT- UND KUGELLAGERN.

Von G. Meyer-Jagenberg, Berlin.

### I. TEIL. VERSUCHE AM PRÜFSTAND<sup>1)</sup>.

#### A. GLEITLAGER.

Die nachstehend geschilderten Versuche stellen einen Auszug aus einer im Laufe mehrerer Jahre im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen zu Berlin durchgeführten Arbeit dar. Die Untersuchungen der Versuchslager am Prüfstand (Bauart Kurrein<sup>2)</sup>) bildeten die Vorstufe zur Ermittlung der Lagerreibung an der Transmission (II. Teil).

#### I. Der Prüfstand (Bauart Kurrein) (Fig. 1–3).

Der Antriebsmotor war mit einem Torsionsdynamometer a unmittelbar durch eine starre Kupplung verbunden.

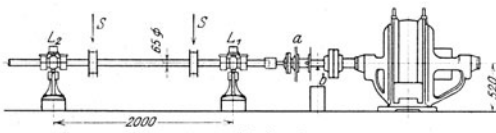


Fig. 1. Prüfstand.

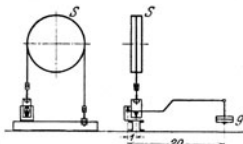


Fig. 2. Belastungsschema.

Das Dynamometer selbst war durch ein Kugellager b gestützt, um schlagfreien Lauf zu gewährleisten, und wurde mit der Versuchswelle durch eine besonders hierfür vom Verfasser konstruierte Kupplung c verbunden. Die Versuchslager (Wüfel-Lager mit festem Schmiering, Fig. 4)

hatten 2 m Lagerabstand, entsprechend den Verhältnissen bei der Transmission. Symmetrisch zwischen den Lagern angeordnet, befanden sich zwei mit Kugellagern ausgerüstete Belastungsscheiben, welche den durch Hebel und Stahlbänder übertragenen Druck der Belastungsgewichte ihrerseits auf die Versuchslager übertragen. Gleiche Größe der Belastungsgewichte ergab genau gleiche Belastung der Lager, da das die Kupplung tragende Ende der Welle sich infolge der besonderen Konstruktion der Kupplung wie ein freies Wellenende einstellen konnte.

Der Kraftverbrauch der beiden Belastungsscheiben-Kugellager wurde vorher auf einem mit Kugellagern allein ausgerüsteten Prüfstand gleicher Bauart (Fig. 5 u. 6) für alle Drehzahlen und Drücke genau ermittelt. Nach Abzug des auf die Scheibenlager entfallenden Reibungsmomentes vom gesamten gemessenen Drehmoment ergab sich das Reibungsmoment für die beiden Versuchsgleitlager bzw. nach Divi-

sion des Restgliedes durch 2 das Reibungsmoment für ein Versuchsgleitlager. Die im Torsionsdynamometer eingebaute Stabfeder wurde vor und während den Versuchen sowie am Schluß genau geeicht. Sämtliche Eichungen stimmten in den Grenzen der Meßgenauigkeit völlig überein.

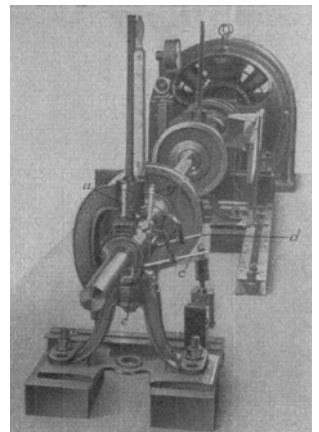


Fig. 3. Gleitlagerprüfstand.

#### II. Durchführung der Versuche.

In Zahlentafel I sind die vier verwendeten Belastungs- und die vier Drehzahlstufen angegeben. Druck- und Geschwindigkeitsbereich gehen über die für normale Triebwerkslager üblichen Grenzen hinaus, um ein vollständiges Bild über die Reibungsverhältnisse zu erhalten.

Zahlentafel I.

	Stufe	I	II	III	IV
Belastung je Lager . . . . .	P kg	65	205	380	720
spez. Flächenpressung für ein Lager . . . . .	p kg/m <sup>2</sup>	5260	16 600	30 800	58 300
Drehzahl . . . . .	n min <sup>-1</sup>	290	450	650	800

Alle Versuchsreihen wurden mit zwei Mineralölen, „Maschinenöl A“ und „Spindelöl Nr. 4“, durchgeführt, deren

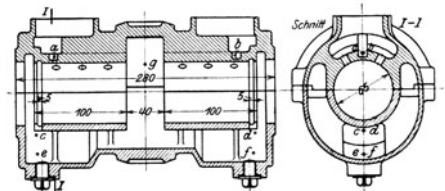


Fig. 4. Wüfel-Gleitlager mit festem Schmiering.

<sup>1)</sup> Auszug aus Heft IX der Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen, Berlin 1924.

<sup>2)</sup> Vergl. Fig. 24, Heft VII der Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen, Berlin 1924.

Englergrad E und Schubmodul  $\eta$  (kg sec/m<sup>2</sup>) in Fig. 7 in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt sind<sup>3)</sup>.

Der große Einfluß der Temperatur bzw. des Schubmoduls des Öles auf die Reibung erforderte eine möglichst genaue Feststellung der Öltemperatur. Entsprechend dem Kreislauf des Öles im Lager wurden die Temperaturen an folgenden 7 Punkten gemessen (Fig. 4).

Punkt a und b: im Ölstrom des die obere Lagerschale überschwemmenden Öles.

Punkt c und d: im Strom des aus der unteren Lagerschale abfließenden Öles.

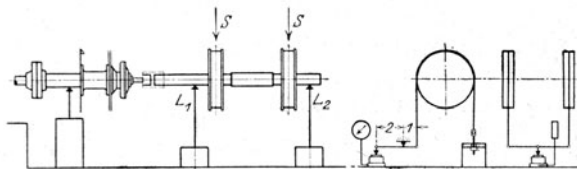


Fig. 5 u. 6. Kugellagerprüfstand, Bauart Kurrein.

Punkt e und f: im Öltrog.

Punkt g: im Ölstrom des durch den festen Schmierling nach oben geförderten Öles.

Nach einer Reihe von Versuchen zeigte sich jedoch, daß nach Erreichung des Beharrungszustandes (nach etwa 2—5

vorhanden ist, d. h. unmittelbar bei Beginn eines Versuchs und nach mehrstündigem Laufen. Aus mehreren Versuchsreihen wurden beispielsweise bei  $p_{IV} = 58300$  kg/m<sup>2</sup>,  $n_{IV} = 800$  Umdr./min. und bei den in Fig. 8 auf der Abszisse verzeichneten Lagertemperaturen die

Reibungsmomente im Beharrungszustand gemäß der Kurve a

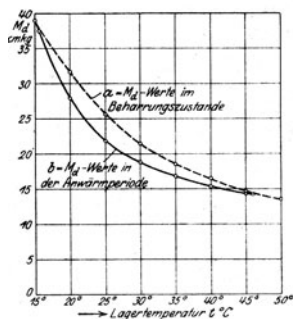


Fig. 8. Reibungsmomente im Beharrungszustand und in der Anwärperiode.

festgestellt. Die im Verlaufe eines mehrstündigen Versuchs nach verschiedenen Laufzeiten bei entsprechenden Temperaturen gemessenen Reibungsmomente zeigt die Kurve b. In der Anwärperiode wurde demnach bis zu 18 vH zu niedrige Reibungsmomente gemessen, da die Temperatur der Ölschicht bereits höher war als an der Meßstelle. Nur die Messungen bei Beginn und am Ende jedes Einzelversuchs, also im Beharrungszustand, sind demnach brauchbar.

### III. Auswertung der Versuche.

Die Formel zur Berechnung des Reibungskoeffizienten bei reiner Flüssigkeitsreibung ist nach Gumbel

$$\mu = k_0 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}} \dots \dots \dots (1)$$

worin  $k_0 = \frac{k}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{4D+L}{L}} \dots \dots \dots (2)$

Hierin ist

- D der Durchmesser des Lagers,
- L die Länge des Lagers,
- $\eta$  der Schubmodul des Öles in kg sec/m<sup>2</sup>,
- $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit in sec<sup>-1</sup>,
- p die spez. Flächenpressung in kg/m<sup>2</sup>

Der Faktor k ist nach Gumbel praktisch annähernd konstant gleich 2,37. Für die Beurteilung der Übereinstimmung von Theorie und Versuchen ist aber gerade die k- bzw.  $k_0$ -Kurve von größter Wichtigkeit. Die wirkliche Größe von k nach den Zahlen der theoretischen Berechnung von Gumbel<sup>4)</sup> wurde deshalb erstmalig in Fig. 9 vom Verfasser dargestellt. Auf der Abszisse sind die Werte des

dimensionslosen Ausdruckes  $\frac{2p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$  abgetragen<sup>5)</sup>. Wenn die theoretische Berechnung zutrifft, muß sich aus den Versuchen für beide Öle also dieselbe der k-Kurve ähnliche  $k_0$ -Kurve ergeben. Dementsprechend wurde aus den zu einer Ablesung gehörigen Werten von Druck, Schubmodul und Winkelgeschwindigkeit der Wert  $\frac{2p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$  gebildet. (Da

4) Jahrb. d. Schiffbautechn.-Ges. 1917. Zahlentafel 12.

5)  $\psi = \frac{R-r}{r}$  ist das Verhältnis des radialen Lagerspiels zum Wellenhalbmesser.

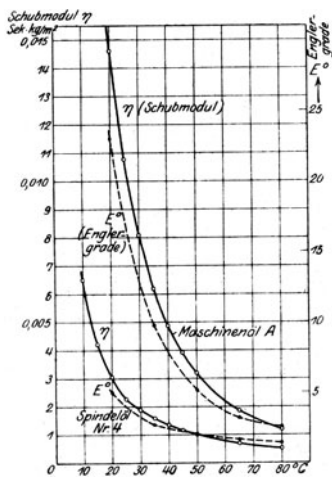


Fig. 7. Kennzahlen der beiden Öle.

Temperatur ° C	Schubmodul $\eta$ sec kg/m <sup>2</sup>	
	Spindelöl Nr. 4	Maschinenöl A
10	0,006 52	0,025 10
15	0,004 22	0,019 65
20	0,003 06	0,014 61
25	0,002 37	0,010 78
30	0,001 89	0,008 10
35	0,001 59	0,006 20
40	0,001 35	0,004 88
45	0,001 16	0,003 92
50	0,001 02	0,003 20
65	0,000 69	0,001 83
80	0,000 52	0,001 20

Formel für Spindelöl Nr. 4

$$\eta = \frac{1}{2,3 + 14,02 t + 0,111 t^2}$$

Formel für Maschinenöl A

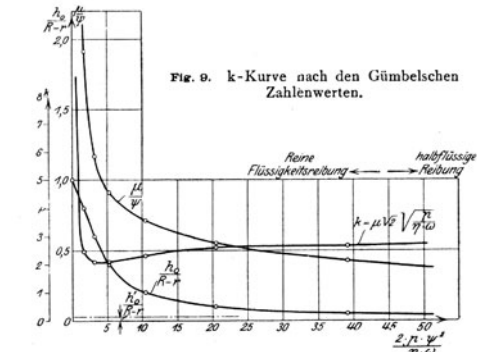
$$\eta = \frac{1}{37,7 - 1,10 t + 0,132 t^2}$$

Stunden) die Temperatur an den einzelnen Meßpunkten höchstens um 2° C, im Mittel sogar um weniger als 1° von einander abwichen, so daß die Temperaturen späterhin nur noch an den Punkten a und b gemessen wurden. Außerdem wurde die Raumtemperatur festgestellt, um die Über-temperatur zu bestimmen.

Die Temperatur der Ölschicht, auf die es allein ankommt, kann praktisch nur dann gleich der an den Punkten a und b gemessenen gesetzt werden, wenn ein Beharrungszustand

3) Die in dankenswerter Weise von Herrn Prof. Dr. Frank ausgeführten Kontroll-Messungen stimmten mit den vom Verf. vor und nach den Versuchen ausgeführten Messungen überein

D = 65,15 mm der Lagerdurchmesser, d = 64,87 mm der Wellendurchmesser war, ergab sich  $\psi = \frac{R-r}{r}$  zu 0,00432). Über diesen Werten als Abszisse wurden in Fig. 10 die  $k_0$ -Werte aufgetragen, erhalten aus der Formel:



$\rho$  wird kleiner  $\leftarrow$   $\rho$  wird größer  
 $\psi$  " größer  $\leftarrow$   $\psi$  " kleiner,  $l^0$  wird größer  
 $[\text{Anlaufen}]$   $\omega$  " "  $\leftarrow$   $\omega$  " "  $[\text{Auslaufen}]$

$$k_0 = \frac{M_d}{P \cdot r \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}}$$

Hierin ist  $M_d$  das gemessene Reibungsmoment in kg, P die Lagerbelastung in kg.

Die Punkte aus Versuchen mit Spindelöl Nr. 4 (hohle Kreise) und den Versuchen mit Maschinenöl A (volle Kreise) liegen mit geringer Streuung auf derselben als Ausgleichende gezogenen Kurve, die den gleichen Charakter wie die theoretische k-Kurve besitzt. Der Faktor k kann also für den größten Bereich und damit, wie gezeigt werden wird, für den Bereich der normalen praktischen Betriebsverhältnisse als konstant angesehen werden. Wird der Abszissenwert aber zu klein, so versagt die Formel 1, da k dann über den Mittelwert außerordentlich stark hinauswächst. Für jeden Wert der Abszisse lag nunmehr der Faktor k fest, und der zugehörige Wert des Reibungskoeffizienten konnte berechnet werden. Fig. 10 zeigt das Ergebnis in der „generellen  $\mu$ -Kurve“<sup>6)</sup>.

Zum Vergleich wurden die wegen ihrer Vollständigkeit besonders geeigneten bekannten Versuche Stribecks<sup>7)</sup> in derselben Weise ausgewertet. In Fig. 11 u. 12 sind die gemessenen  $\mu$ -Werte in Abhängigkeit von  $\frac{p}{\eta \cdot \omega} \cdot \frac{1}{10^4}$  dargestellt<sup>8)</sup>. Die eingezeichneten Kurven sind aus Gleichung 1 und 2 mit  $k=2,37$  (konstant) berechnet. Die Übereinstimmung zwischen Versuch und Rechnungsergebnis ist einwandfrei. Da bei kleinen Abszissenwerten k größer ist als der konstant gesetzte Mittelwert, liegt die berechnete generelle  $\mu$ -Kurve im

<sup>6)</sup> Das bekannte, die  $\mu$ -Kurve kennzeichnende Bild ergibt sich, wenn man sich die Kurve vom Kleinstwert (Abszissenwert  $\infty$  30) an nach rechts im Gebiete der halbflüssigen Reibung wieder ansteigend weiter geführt denkt.

<sup>7)</sup> Stribeck, M. ü. F. Heft 7. Werte für das Gußeisenlager (D = 70 mm, L = 230 mm) entnommen den Figuren 3 und 4, für das Magnoliaager (D = L = 70 mm) aus den Zahlentafeln S. 25, 26 u. 29.

<sup>8)</sup> Da  $\psi$ , bzw. (R - r) von Stribeck nicht gemessen wurde, mußte auf die Berechnung von  $2 p \cdot \psi^2$  verzichtet werden.

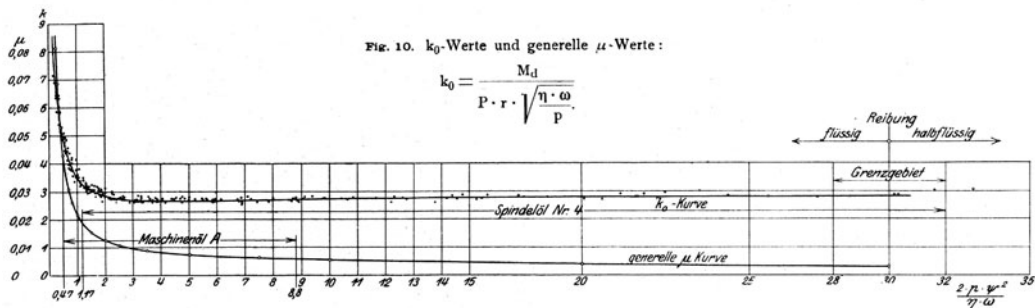


Fig. 10.  $k_0$ -Werte und generelle  $\mu$ -Werte:

$$k_0 = \frac{M_d}{P \cdot r \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}}$$

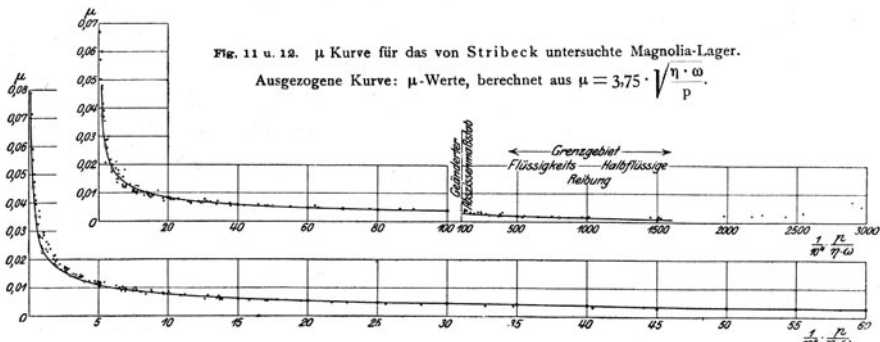


Fig. 11 u. 12.  $\mu$  Kurve für das von Stribeck untersuchte Magnolia-Lager.

Ausgezogene Kurve:  $\mu$ -Werte, berechnet aus  $\mu = 3,75 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$ .

$\mu$ -Kurve für das von Stribeck untersuchte Gußeisen-Lager. Ausgezogene Kurve:  $\mu$ -Werte, berechnet aus  $\mu = 2,5 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$ .

Generelle  $\mu$ -Kurven aus den Versuchen von Stribeck.

steil ansteigenden Teil in Übereinstimmung mit der Theorie zu tief.

Fig. 10 zeigt, daß bei den vorliegenden Versuchen des Verfassers  $k_0$  zu im Mittel 2,75 gefunden wurde, während sich  $k_0$  aus Formel 2 (mit  $D = 65$  mm,  $L = 190$  mm und  $k = 2,37$ ) zu  $k_0 = 2,6$  ergibt. Infolge von Durchbiegungen usw. erhöht sich also der berechnete  $k_0$ -Wert um etwa 5 vH, da die Lage der Welle nicht der theoretischen

Gleichgewichtslage entspricht und die Ölschicht auf der ganzen Länge der Lagerschale nicht gleich dick sein kann; daher auch die genauere Übereinstimmung von Rechnung und Versuch bei Stribeck, dessen Versuchsanordnung keine praktischen Betriebsverhältnisse darstellt. Die Abweichung von 5 vH ist bedeutungslos gegenüber der sich im folgenden ergebenden Tatsache, daß durch vorherige theoretische Berechnung, z. B. des geeignetsten Öles für ein Lager, Verringerungen des Reibungskoeffizienten um über 50 vH erreicht werden können.

#### IV. Praktische Versuchsergebnisse.

##### 1. Bewertung der Öle.

Für beide Versuchsöle ergaben die Versuche bei der kleinsten Belastung  $p_I$ , der größten Drehzahl  $n_{IV}$ , und der sich bei 20° C Raumtemperatur einstellenden Lagertemperatur je einen größten Reibungskoeffizienten und ebenso bei der größten Belastung  $p_{IV}$  der kleinsten Drehzahl  $n_I$  und der sich bei 20° C Raumtemperatur einstellenden Lagertemperatur je einen kleinsten Reibungskoeffizienten. Die beiden Grenzwerte schließen auf der generellen Kurve (Fig. 10) den Bereich der auftretenden Reibungskoeffizienten für jedes Öl bei 20° Raumtemperatur, Drücken zwischen  $p_I$  und  $p_{IV}$  und Drehzahlen zwischen  $n_I$  und  $n_{IV}$  ein. Es umfaßt also jedes Öl bei bestimmten Betriebsverhältnissen ( $p, n, t$ ) einen bestimmten Bereich dieser einen Kurve. Aus der Lage dieses Bereichs läßt sich über die Eignung des Öles für die vorliegenden Verhältnisse mit einem Blick urteilen. Man erkennt die ungünstige Lage des Bereiches von Maschinenöl A,  $\mu$ -Werte zwischen 0,0450 und 0,0056, gegenüber dem Bereich von Spindelöl Nr. 4,  $\mu$ -Werte zwischen 0,0189 und 0,0032.

##### 2. Einfluß der Lagertemperatur.

Die gemessenen Reibungsmomente in Abhängigkeit von der Lagertemperatur sind in Fig. 13–16 für Maschinenöl A, in Fig. 17–20 für Spindelöl Nr. 4 aufgetragen. Die eingezeichneten Kurven wurden durch Umrechnung der entsprechenden Reibungskoeffizienten der generellen  $\mu$ -Kurve in Reibungsmomente gefunden. Die einzelnen Versuchspunkte (hohle Kreise) haben diesen Kurven gegenüber naturgemäß dieselbe geringe Streuung wie die berechneten  $k_0$ -Werte der ausgleichenden  $k_0$ -Kurve (Fig. 10) gegenüber.

Aus Fig. 20 ist ersichtlich, daß für Spindelöl Nr. 4 bei der größten Belastung  $p_{IV} = 58\,300$  kg/m<sup>2</sup> der Mindestwert des Reibungs-

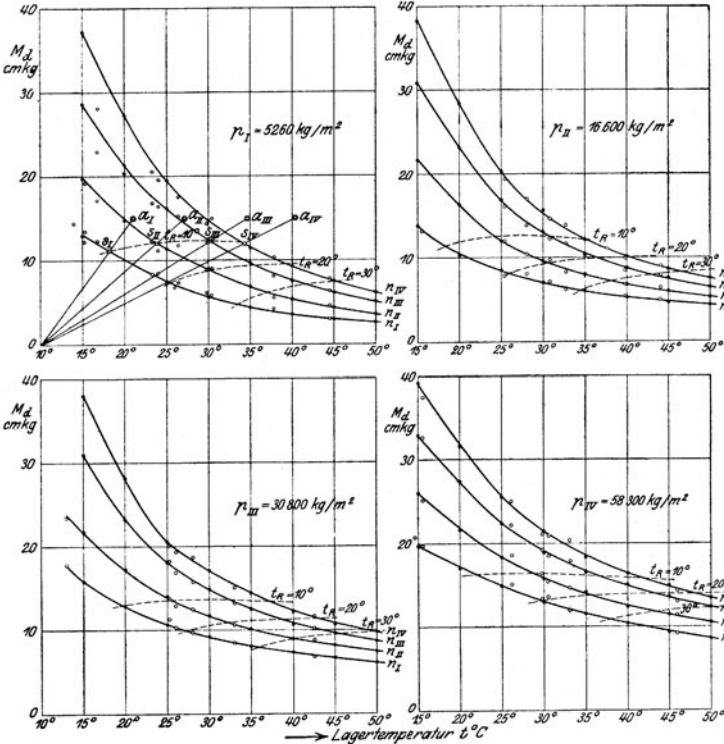


Fig. 13–16. Gemessene Reibungsmomente in Abhängigkeit von der Lagertemperatur. Maschinenöl A.

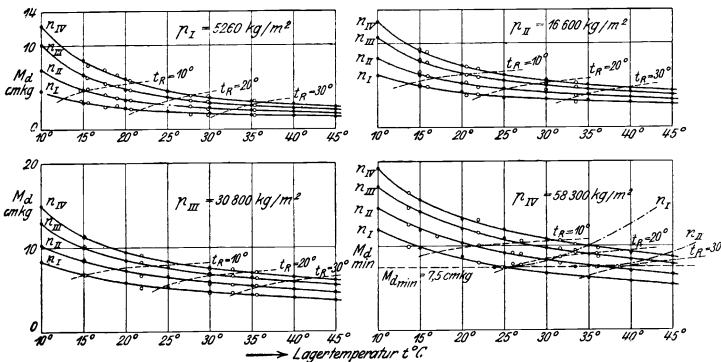


Fig. 17–20. Gemessene Reibungsmomente in Abhängigkeit von der Lagertemperatur. Spindelöl Nr. 4.



momentes erreicht wurde. Die  $M_d$ -Kurve für  $n_I = 290$  Umdr./min erreicht bei etwa  $25 - 27^\circ \text{C}$  die für  $n_{II} = 450$  Umdr./min bei  $36 - 38^\circ \text{C}$  Lagertemperatur den Mindestwert von  $7,5 \text{ cmkg}$ , um dann wieder anzusteigen. Diesem Kleinstwert von  $M_d$  entspricht  $\mu_{\min} = 0,0032$  bzw. der GrößtWert von  $\frac{2 \cdot p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$  von  $28 - 32$ . Damit ist die unterste erreichbare Grenze des Reibungskoeffizienten, die nur von der Rauigkeit der Gleitflächen an Welle und Lager abhängt, gegeben. Bei weiterer Vergrößerung des Ausdrucks  $\frac{2 \cdot p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$ , durch Steigerung der Belastung, Verringerung der Drehzahl oder dergl. wird  $\mu$  wieder größer, da die Ölschicht zu dünn wird und zwischen Welle und Lager metallische Berührung eintritt. (Zustand der halbflüssigen Reibung vergl. Fig. 10 und Fußnote 6.)

3. Einfluß der Raumtemperatur.

Beim Beharrungszustand muß die sekundliche Reibungsleistung in  $\text{mkg/sec}$  gleich der sekundlich abgegebenen Wärmemenge in  $\text{WE/sec}$  mal 427 sein. Also

$$L_R = \mu \cdot P \cdot v = M_d \cdot a = F_0 \cdot \alpha (t - t_R) \cdot 427 \dots (3)$$

Wenn  $F_0$  die gesamte Lagerschalenfläche ( $F_0 = \pi \cdot D \cdot L$ ) bedeutet, ist  $\alpha$  also die Wärmemenge, die in 1 sec pro  $\text{m}^2$  von  $F_0$ , bei  $1^\circ \text{C}$  Übertemperatur ( $t_{II} = t - t_R$ ) von Lager

Geraden mit den Kurven für die entsprechenden Drehzahlen  $n_I$  bis  $n_{IV}$  genügen sowohl der Gleichung 5 sowie dem Gesetz der Änderung von  $M_d$  mit der Lagertemperatur, sind also die Punkte, welche Lagertemperatur und Reibungsmoment im Beharrungszustand bei  $10^\circ \text{C}$  Raumtemperatur angeben. Auf diese Weise wurden die Kurven für den Beharrungszustand bei  $t_R = 10^\circ, 20^\circ$  und  $30^\circ \text{C}$  gefunden.

Wie sich leicht zeigen läßt, ergibt sich damit, daß schon eine Schwankung der Raumtemperatur zwischen  $15$  und  $25^\circ \text{C}$  bei beiden Ölen eine Veränderung des Reibungskoeffizienten im Beharrungszustand je nach Größe von  $n$  und  $p$  von  $10 - 40 \text{ vH}$  hervorruft (bezogen auf den  $\mu$ -Wert bei  $20^\circ \text{C}$  Raumtemperatur).

4. Gesamtbeziehung zwischen Belastung, Drehzahl und Temperatur.

Die Einflüsse aller Veränderlichen zeigen sich bei der Darstellung des Reibungskoeffizienten der Beherrung in Abhängigkeit von der Lagerbeharrungstemperatur. Die Fig. 21-23 gelten für Maschinenöl A, die Fig. 24-26 für Spindelöl Nr. 4 bei Zugrundelegung von  $10^\circ$  bzw.  $20^\circ$  und  $30^\circ \text{C}$  Raumtemperatur.

Man erkennt folgende allgemeine Gesetzmäßigkeit:

1. Bei konstanter Drehzahl (ausgezogene Kurven). Bei Steigerung des Druckes von  $p_I$  auf  $p_{IV}$  steigt die

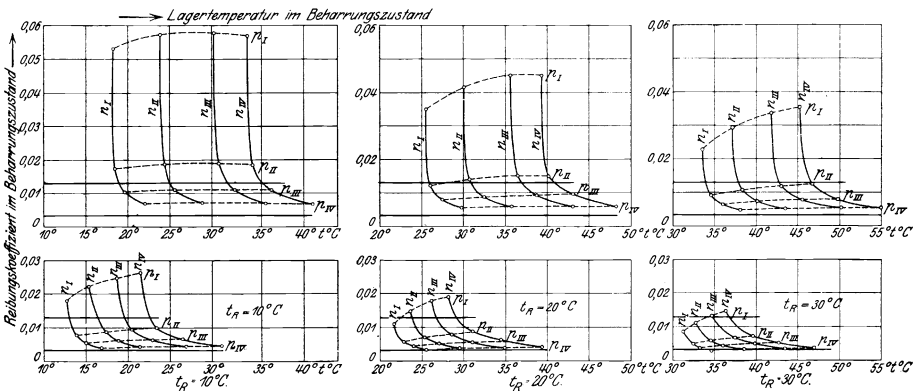


Fig. 21-26. Reibungskoeffizienten und Lagertemperaturen im Beharrungszustand bei verschiedenen Raumtemperaturen.

abgegeben wird. Für die Abmessungen der untersuchten Lager ergibt sich aus Gleichung 3:

$$\frac{1}{158} M_d \cdot n = \alpha \cdot (t - t_R) \dots (4)$$

Die Werte von  $\frac{M_d \cdot n}{158}$  wurden aus den Versuchen bei Beharrungszustand berechnet und in Abhängigkeit von der Übertemperatur ( $t - t_R$ ) aufgetragen. Es ergab sich, daß die Kurve dem Charakter nach in Übereinstimmung mit Versuchen von Lasche<sup>9)</sup> in der Weise leicht gekrümmt ist, daß bei höheren Übertemperaturen die Wärmeabgabe etwas größer ist als bei niedrigeren. Mit genügender Genauigkeit kann jedoch eine lineare Abhängigkeit angenommen werden. Es ergab sich als Mittelwert  $\alpha = 0,025 \text{ WE/sec m}^2 1^\circ \text{C}$ . Gleichung 4 lautet dann

$$t = M_d \cdot n \cdot \frac{1}{3,96} + t_R \dots (5)$$

und stellt für eine bestimmte Raumtemperatur eine Gleichung ersten Grades mit den Veränderlichen  $M_d$  und  $t$  dar. In Fig. 13 ist als Beispiel für  $t_R = 10^\circ \text{C}$  Gleichung 5 für die 4 Drehzahlen  $n_I$  bis  $n_{IV}$  graphisch dargestellt durch die Geraden  $a_I, a_{II}, a_{III}$  und  $a_{IV}$ ; die Schnittpunkte dieser

Temperatur entsprechend Gl. (3), d. h.  $p$  wächst und  $\mu$  fällt; beides bewirkt eine Verringerung von  $\sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$ , also  $\mu$  fällt entsprechend Gl. (1), was auch die Fig. 21-26 zeigen.

2. Bei konstanter Belastung (gestrichelte Kurven). Bei Steigerung der Drehzahlen von  $n_I$  auf  $n_{IV}$  steigt die Temperatur entsprechend Gl. (3), d. h.  $\omega$  wächst und bewirkt eine Vergrößerung von  $\sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$ ,  $\eta$  fällt und bewirkt eine Verringerung von  $\sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$ ; beide Einflüsse sind entgegengesetzt,  $\mu$  kann gleich groß bleiben oder in geringerem Maße steigen oder fallen entsprechend Gl. (1). Dies zeigen auch die Fig. 21-26.

In den sechs Figuren sind als Parallele zur Abszisse eingetragen  $\mu = 0,0032$ , d. h. der Reibungskleinstwert und  $\mu = 0,013$ , d. h. der Wert, bis zu dem  $\mu$  mit  $k_0 = \text{konstant}$ , Fig. 10, sehr angenähert berechnet werden kann. Im größten und wichtigsten Bereich kann also mit der Gumbelschen Formel 3 gerechnet werden.

Ein Vergleich von Fig. 22 und 25 ergibt, daß bei  $20^\circ \text{C}$  Raumtemperatur und bei gleichen Betriebsverhältnissen

<sup>9)</sup> M. ü. F. Heft 9, Seite 39.

der Reibungskoeffizient für Maschinenöl A um 50–220 vH größer ist als für Spindelöl Nr. 4.

Hierbei zeigt sich auch, daß die üblichen Darstellungen des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit vom Druck oder von der Drehzahl bei einer willkürlich angenommenen Lagertemperatur noch nichts besagen, da praktisch eine bestimmte Raumtemperatur vorliegt und zu dieser sich, wie Fig. 21–23 und 24–26 zeigen, je nach Druck und Drehzahl Lagertemperaturen von über 20° C Unterschied einstellen.

**V. Bestimmung des geeignetsten Öles und Berechnung der gegebenen Betriebsverhältnissen entsprechenden Reibungsarbeit.**

Nach dem Vorhergesagten kommt es darauf an, daß die auftretenden Reibungskoeffizienten im Bereich des wenig ansteigenden Teiles der generellen  $\mu$ -Kurve liegen, also möglichst nahe dem Reibungskleinstwert, ohne jedoch bis in das Gebiet der halbflüssigen Reibung überzugreifen. Bei Bestimmung des geeignetsten Öles ist demnach folgendermaßen zu verfahren:

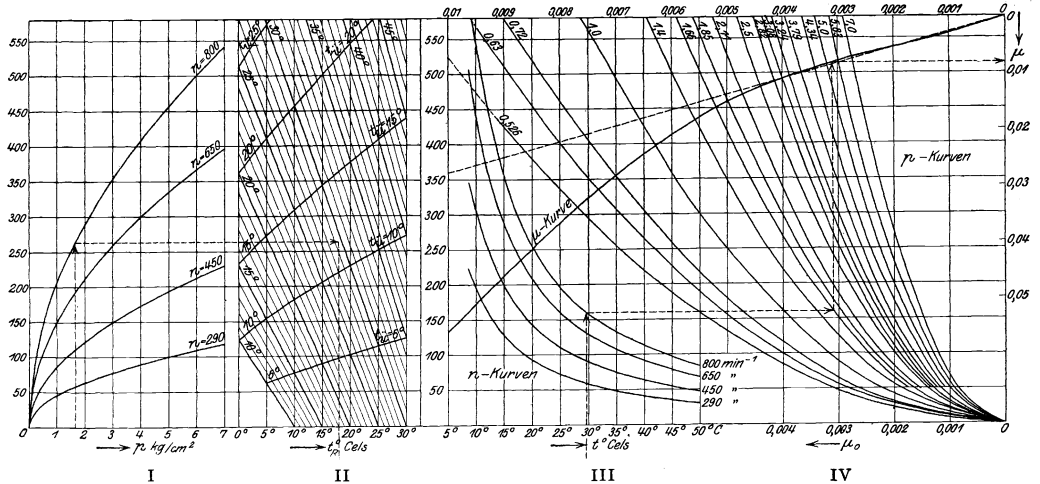


Fig. 27. Kurventafel zur Ermittlung des Reibungskoeffizienten und der Beharrungstemperatur bei gegebener Belastung, Drehzahl und Raumtemperatur. Öl: Spindelöl Nr. 4.

Aus den vorliegenden Betriebsverhältnissen wird die geringste Drehzahl und der höchste auftretende spez. Druck des Lagers festgestellt. Je nach dem Lagermaterial ist ein bestimmter Wert von  $\mu_{min}$  anzunehmen (z. B.  $\mu_{min} = 0,0035$  für Gußeisen nach den vorliegenden und den Striebschen Versuchen,  $\mu_{min} = 0,0015$  für Magnoliaschalen nach Versuchen Striebschen). Dann ist nach Gleichung 1 und 2:

$$\mu_{min} = 2,37 \cdot \sqrt{\frac{4D + L}{L}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{min} \cdot \omega_{min}}{2 \cdot p_{max}}}$$

Hieraus erhält man einen Wert für die einzige Unbekannte der Gleichung

$$\eta_{min} = c_1$$

Die bei diesem Schubmodul  $\mu_{min}$  vorhandene Temperatur  $t$  gibt Gleichung 3 an.

$$t = \mu_{min} \cdot \frac{p_{max} \cdot v_{min}}{\alpha \cdot 427} + t_{R_{max}}$$

Aus den Betriebsverhältnissen ergibt sich die als Höchstgrenze anzunehmende Raumtemperatur  $t_{R_{max}}$ ;  $\alpha$  ist für die einzelnen Typen der hergestellten Lager von den Lieferfirmen leicht durch Versuche zu bestimmen. Damit kann die Temperatur aus der letzten Gleichung berechnet werden. Es sei  $t = c_2$ . Das geeignetste Öl ist damit festgelegt durch

die Forderung: bei der Temperatur  $t = c_2$  muß der Schubmodul  $\mu = c_1$  sein. Bei kleineren Temperaturen als  $t = c_2$  soll der Schubmodul möglichst wenig größer sein als  $c_1$ , d. h. die  $(\mu/t)$ -Kurve muß möglichst wagrecht verlaufen, um zu vermeiden, daß bei kleineren Drücken und folglich niedrigeren Temperaturen der Bereich der  $\mu$ -Werte (Fig. 10) sich bis auf den steil ansteigenden Teil der generellen  $\mu$ -Kurve ausdehnt.

Aus Formel 1, 2 und 3 können dann nach Auswahl eines geeigneten Öles die Reibungskoeffizienten für die verschiedenen Betriebsbedingungen berechnet werden. Eine leichte Auffindung der gesuchten Werte ist durch Kurventafeln möglich, wie die für den Versuchsbereich und Spindelöl Nr. 4 entworfene Tafel Fig. 27 zeigt. Der Gebrauch der Tafeln wird aus dem gestrichelt eingezeichneten Beispiel klar.

Die gegebenen Betriebsverhältnisse seien: Belastung  $p_{II} = 16600 \text{ kg/m}^2$ , Drehzahl  $n_{IV} = 800 \text{ Umdr./min}$ , und Raumtemperatur  $t_R = 18^\circ \text{ C}$ .

a) Bestimmung der Lagerbeharrungstemperatur.

Teil I der Tafel gibt für den Abszissenwert  $p = 1,66 \text{ kg/cm}^2$  und für die Kurve  $n = 800$  den Ordinatenwert 263, mit dem man nach Teil II herübergeht bis zum Schnittpunkt mit der Senkrechten durch den Abszissenwert  $t_R = 18^\circ \text{ C}$ . Der Schnittpunkt liegt zwischen den Lager temperaturgeraden  $29^\circ$  und  $30^\circ \text{ C}$ , ergibt also die Lagerbeharrungstemperatur von etwa  $29,7^\circ \text{ C}$ .

b) Bestimmung des zugehörigen Reibungskoeffizienten im Beharrungszustand.

Der Abszissenwert  $t = 29,7^\circ \text{ C}$  und die Kurve  $n = 800$  ergeben im Teil III der Tafel den Ordinatenwert 160, mit dem man nach Teil IV herübergeht bis zum Schnittpunkt mit der Kurve für  $p = 1,66 \text{ kg/cm}^2$ . Man erhält als Abszisse  $0,0031$  ( $= \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$ ). Der Schnittpunkt dieser Abszisse mit der ausgezogenen  $\mu$ -Kurve ergibt am Ordinatenmaßstab rechts abgelesen den Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,0083$ .

Als Abszisse kann im Teil IV der Tafel an Stelle  $\sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$  auch  $\mu = k_0 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$  aufgetragen werden, wodurch die Benutzung der Tafel vereinfacht wird.

**B. KUGELLAGER.**

Entsprechend den Untersuchungen der Gleitlager auf dem Prüfstand wurden auch die bei den im nächsten Abschnitt behandelten Versuchen an Gleitlager- und Kugellagertransmissionen benutzten Kugellager vorher auf dem Prüfstand untersucht.

**I. Der Prüfstand.**

Die Notwendigkeit, sehr kleine Drehmomente genau zu messen, sowie der stärkere Einfluß von Wellendurchbiegungen und Montagefehlern auf die an sich kleinen Reibungsmomente der Kugellager gaben die Veranlassung zum Bau des Kugellagerprüfstandes nach Fig. 5 und 6, Seite 2. Die Entfernung der Traglager betrug nur 680 mm, die Belastungsscheiben waren möglichst nahe an die Traglager gesetzt, und die Versuchswelle von 65 mm  $\varnothing$  war in der Mitte auf 250 mm Länge auf 75 mm  $\varnothing$  verstärkt. Die Durchbiegungen wurden so möglichst gering gehalten. Die Anordnung von Motor und Dynamometer war dieselbe wie beim Gleitlagerprüfstand (Seite 1, Fig. 1). Die Belastung konnte durch Spannschrauben an den Stahlbändern beliebig fein abgestuft werden und wurde durch Manometer an der Meßdose angezeigt.

Untersucht wurden die einreihigen und doppelreihigen Kugellager Nr. 33 E und 33 D, sowie die Kugellager Nr. 23 E (einreihig) und Nr. 23 D (doppelreihig). Sämtliche Lager waren von der normalen, im deutschen Kugellagerbau am meisten üblichen Bauart mit Rillenlaufbahn in Innen- und Außenring. Abmessungen und Anzahl der Kugeln gibt Zahlentafel II an.

Zahlentafel II.

Lager Nr.	33 E	33 D	23 E	23 D
Anzahl der Kugeln	19	2 x 19	18	2 x 24*
Kugeldurchmesser (Zoll)	9/16"	9/16"	5/8"	1/2"

\* Kugeln der einen Reihe um den Zentriwinkel von 7,5° gegen die der anderen Reihe versetzt.

Der Durchmesser des Kugelmittelpunktskreises war bei allen Lagern derselbe, und zwar ungefähr gleich 102 mm.

**II. Durchführung der Versuche.**

Die Untersuchungen der vier Lagersorten bildeten vier Versuchsgruppen, bei denen jedesmal nur Lager derselben Sorte in die Belastungsscheiben und die Lagerböcke eingebaut wurden. Da jedes Traglager infolge der Versuchs-anordnung um das halbe Gewicht der Welle höher belastet war als ein Belastungsscheibenlager, so wurde der Mittelwert aus Trag- und Scheibenlagerbelastung als gleichmäßige, mittlere Belastung eines jeden der vier Lager angenommen. Ein Viertel des gemessenen, gesamten Reibungsmomentes entfiel somit auf ein Versuchslager. Die verwendeten Drehzahlstufen waren 300 500 und 800 Umdr./min. Die Belastung wurde bis etwas über die nach den Firmenkatalogen zulässige Belastung gesteigert, mit Ausnahme von Lager Nr. 23 E, das um etwa 175 vH überlastet wurde.

Die meisten Schwierigkeiten bei Durchführung dieser Versuche bestanden in der bei hohen Belastungen durch Formänderung der Spannhülsen bedingten Lösung der Hülsen und der dadurch erfolgenden Verschiebung der Welle in achsialer Richtung. Beim zu starken Anziehen der Mutter wurde dagegen der Innenring leicht so stark verspannt, daß das Laufsystem merklich schwer lief. Weitere Schwierigkeiten bot die Messung der Reibungsmomente. Verschiedene, mit einer zu unempfindlichen Stabfeder im Dynamometer ausgeführte Versuchsreihen erwiesen sich als unbrauchbar. Stäbe kleineren Querschnitts ergaben dagegen teilweise stark schwankende Dynamometerausschläge. Die Anzeige des Dynamometers war bei den beiden Lagersorten 23 E und 23 D, bei denen die Kugeln mit ganz geringem Spiel zwischen Innen- und

Außenring liefen, bedeutend ruhiger als bei den mit großem radialen Spiel versehenen Lagern Nr. 33 E und D, die hauptsächlich bei kleinen Drehzahlen und Drücken starke Schwankungen hervorriefen.

Zur Schmierung wurde normaler Weise Spindelöl Nr. 4 benutzt, das in geringen Mengen an die Kugeln und Kugelhahnen gespritzt wurde, so daß diese mit einer Ölschicht überzogen waren, ohne daß ein „Ölbad“ im Lager vorhanden war. (Besondere Schmierungsarten s. unter III 2.)

Mit jeder Lagersorte wurden mehrere Versuchsreihen bei den verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. Die Lager liefen mit jeder Drehzahl bei langsamer Steigerung der Belastung bis zum Höchstdruck mehrerer Tage. Ergab sich bei zu- und abnehmender Belastung dasselbe Reibungsmoment, so konnten die Lager als eingelaufen angesehen werden. Das Einlaufen erfolgte durchgehend ohne irgendwelche Störungen und war meist nach ein bis zwei Lauf-tagen abgeschlossen. Ein Einfluß der Temperatur auf die Reibung war bei den relativ niedrigen Drehzahlen nicht feststellbar, so daß Temperaturmessungen nur in besonderen Fällen vorgenommen wurden.

**III. Versuchsergebnisse.**

**1. Einfluß der Belastung und der Drehzahl.**

In Fig. 28 sind die aus mehreren Versuchsreihen gewonnenen Mittelwerte der Reibungsmomente für ein Kugellager Nr. 33 E (ausgezogene Kurven) und für ein Kugellager Nr. 33 D (gestrichelte Kurven) in Abhängigkeit von der Lagerbelastung dargestellt. Die angegebenen Reibungswertziffern sind hier wie in den Fig. 29 und 30 auf 65 mm Wellendurchmesser bezogen. Für das einreihige Lager ergaben sich bei zur Belastung von etwa 700 kg je Lager für 800 Umdr./min höhere Reibungsmomente als für 290 Umdr./min, bei noch höheren Belastungen war ein Einfluß der Drehzahl auf die Reibung nicht erkennbar. Das Reibungsmoment für das zweireihige Lager war überhaupt von den Drehzahlen zwischen 300 und 800 unabhängig. Da das Lager Nr. 33 D in jeder Kugelreihe die gleiche Anzahl Kugeln vom gleichen Durchmesser wie Lager Nr. 33 E aufweist, müßte das Reibungsmoment für das zweireihige Lager 33 D bei P kg Belastung gleich dem doppelten Reibungsmoment des einreihigen Lagers 33 E bei der Belastung  $\frac{P}{2}$  kg sein, wenn die verschiedene Formänderung der Laufringe in beiden Fällen zu vernachlässigen ist. Für Belastungen des einreihigen Lagers von etwa

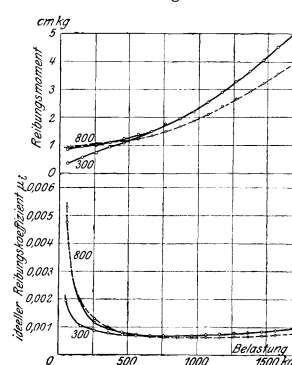


Fig. 28.  $M_d$  und  $\mu_i$  in Abhängigkeit von der Lagerbelastung. Ausgezogen: Lager 33 E. Gestrichelt: Lager 33 D.

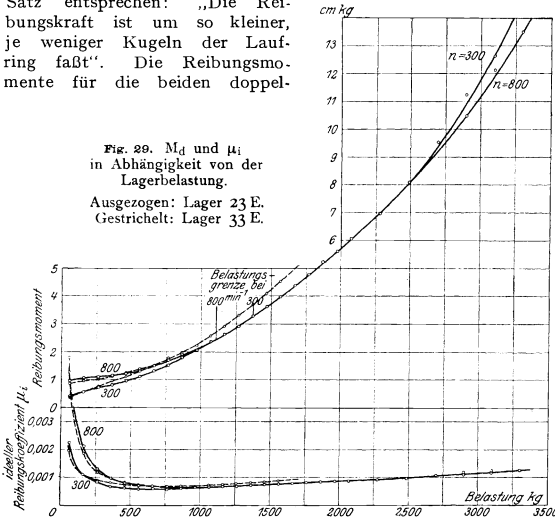
600 kg an bzw. des zweireihigen Lagers von etwa 1200 kg an aufwärts wird diese Beziehung durch die Versuche bestätigt. Bei niedrigen Belastungen bestehen Abweichungen, wie schon aus dem verschiedenen Einfluß der Drehzahl in diesem Bereich hervorgeht. Von etwa 500 kg Belastung an sind die Reibungsverhältnisse beim zweireihigen Lager günstiger als beim einreihigen.

Die entsprechenden Versuchsergebnisse für die Lager 23 E und 23 D zeigt ein Vergleich der Fig. 29 und 30. Die Erhöhung der Reibung unter niedrigem Druck bei Steigerung der Drehzahl zeigt sich hier bei beiden Lagern, besonders ausgeprägt aber wieder beim einreihigen Lager.

Der Vergleich der beiden einreihigen Lager 33 E und 23 E zeigt (Fig. 29), daß das mit nur 18 Kugeln versehene Lager 23 E geringere Reibung hat als Lager 33 E mit 19 Kugeln (bei gleichem Durchmesser der Kugelmittelpunktskreises). Dies würde dem von Stribeck<sup>10)</sup> entwickelten Satz entsprechen: „Die Reibungskraft ist um so kleiner, je weniger Kugeln der Lauf-ring faßt“. Die Reibungsmomente für die beiden doppel-

Fig. 29.  $M_d$  und  $\mu_i$  in Abhängigkeit von der Lagerbelastung.

Ausgezogen: Lager 23 E.  
Gestrichelt: Lager 33 E.



reihigen Lager 33 D und 23 D (Fig. 30) sind dagegen trotz verschiedener Kugelzahl gleich groß, d. h. das Lager 23 D ist trotz der größeren Anzahl Kugeln nicht ungünstiger, was möglicherweise auf die gleichmäßigere Belastung der Laufringe durch die gegenseitige Versetzung der beiden Kugelreihen zurückzuführen ist.

Die Belastung des einreihigen Lagers 23 E wurde am Schluß der Versuche an mehreren Tagen über die als zulässige angegebene Höchstbelastung der

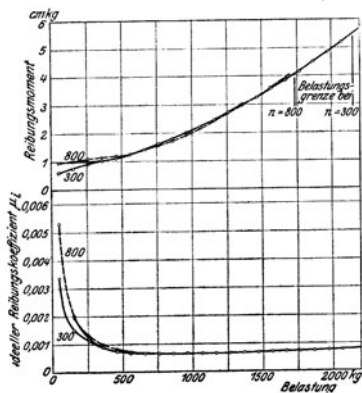


Fig. 30.  $M_d$  und  $\mu_i$  in Abhängigkeit von der Lagerbelastung.

Ausgezogen: Lager 23 D.  
Gestrichelt: Lager 33 D.

angestellten Reibungsversuche an einem doppelreihigen Kugellager<sup>11)</sup>, wie eine Umrechnung der von ihm angegebenen Zahlenwerte der ideellen Reibungswertziffer in Reibungs-

momente erkennen läßt. Die Zerstörung des Lagers erfolgte bei einem Versuch mit über 3000 kg Belastung, was einer Überlastung von rd. 175 vH entsprach, nach 6¼ Stunden Laufzeit bei 800 Umdr./min und bei einer Einstellringtemperatur von 48° C. Die Oberfläche einer Kugel war stark beschädigt, Fig. 31, und rief lautes Geräusch und starke Schwankungen des Dynamometerauschlages hervor.

Fig. 32 läßt die Schwankungen und Steigerungen des Reibungsmoments erkennen, die die Versuche bei einem Lager Nr. 33 E mit einer anfangsnur wenig schadhafte Kugel ergeben hatten. Trotzdem das Reibungsmoment schon von Anfang an um ein Vielfaches höher war als bei einem normalen Lager, zeigte sich lange Zeit hindurch kein Geräusch beim Laufen, das

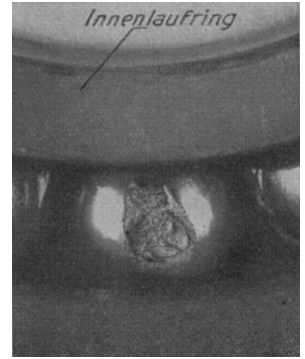


Fig. 31. Kugellager mit beschädigter Kugel.

auf eine Beschädigung der Kugel hätte schließen lassen können.

## 2. Einfluß der Schmierung.

Mit einem einreihigen Lager wurden Versuche zur Feststellung des Einflusses einer reichlichen Ölschmierung durch „Ölbad“ angestellt. Gemäß den Vorschriften der Kugellagerfirmen wurde in das Lagergehäuse Öl bis höchstens zur Höhe der Mitte der untersten Kugel eingefüllt. Beim Ingangsetzen der Welle rissen Kugeln und Käfig das Öl mit, so daß ein starker Ölstrom sichtbar mit umlief. Wurde an dem Zustand des Lagers nichts geändert, so fand eine stetige Abschleudung kleiner Ölmengen statt, bis die Lager wieder so liefen wie unter der Bedingung „Öl angespritzt“, d. h. wie bei den Hauptversuchen. Im Mittel wurden die Reibungsmomente, solange ein „Ölbad“ wirklich vorhanden war, um 0,5, höchstens um 1,0 cmkg, erhöht.

Eine dauernde Vergrößerung der Reibung war dagegen bei den Versuchen mit Starrfettschmierung festzustellen.

Nach jeder Belastungssteigerung fiel sofort das Reibungsmoment deutlich gegenüber dem sich bei der Belastungssteigerung einstellenden Wert, was jedenfalls auf den Einfluß der Temperatursteigerung auf die Konsistenz des Schmierfettes zurückzuführen ist. In Fig. 33 sind die Reibungsmomente und ideellen Reibungswertziffern bei Vaselineschmierung gegenüber „Öl angespritzt“ dargestellt. Die Größe des Reibungsmoments stellte sich nach einiger Laufzeit unabhängig von dem Maße der Einfettung innerhalb des eingezeichneten Streubereiches ein.

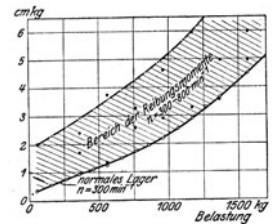


Fig. 32. Kraftverbrauch des Kugellagers Nr. 33 E mit einer beschädigten Kugel.

## 3. Einfluß der Filzdichtung am Gehäuse.

Die bisher geschilderten Versuche waren sämtlich mit Lagergehäusen ausgeführt, bei denen die Abdichtungsfilz-

<sup>10)</sup> M. ü. F. 1901 Heft 2, Seite 23.

<sup>11)</sup> M. ü. F. 1901 Heft 2, Seite 28.

ringe entfernt waren, da aus einem Vorversuch erkannt worden war, daß die Kugellagerreibung durch die Filzreibung bei weitem übertroffen wurde. Am Schluß der Hauptversuche wurden Versuche mit den gelieferterten Filzringen wiederholt, die, wie die Kurven b und b<sub>1</sub> der Fig. 34 zeigen, Reibungsmomente ergaben, die im Mittel 1000 vH der Reibungsmomente für Lager ohne Abdichtung (Kurve a) betragen. Die Filzringe waren vor dem Einlegen nach Vorschrift völlig mit Öl getränkt worden. Der Filzring wurde jedoch durch das Anziehen der Deckelschrauben so fest auf die Welle gepreßt, daß die Reibung auf über den zehnfachen Betrag der Reibung des Laufsystems selbst stieg. Die Erhöhung der Reibung trat schon beim bloßen Auflegen des Lagerdeckels auf.

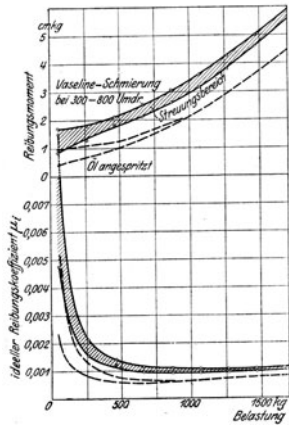


Fig. 33. Kugellager bei Schmierung mit Vaseline.

Ringnut im Gehäuse, die den Filzring aufnimmt, wurde daraufhin von den Lagerstirnseiten aus ausgedreht und

Die ursprünglich seitlich geschlossene

das Lager in folgender Reihenfolge zusammengesetzt: 1. Deckelschrauben anziehen, 2. Filzring von der Seite aus einschieben, 3. Blechring anschrauben, der den Filzring festhält, ohne ihn auf die Welle zu pressen. Der Filzring war so bemessen, daß er sich gerade leicht zwischen Lager-

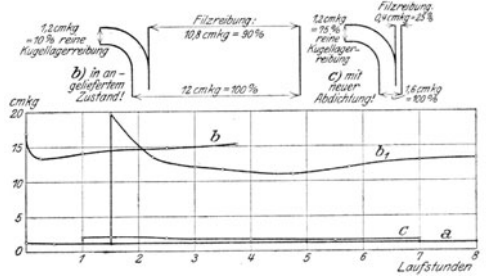


Fig. 34. Laufprotokolle eines Kugellagers bei verschiedener Filzabdichtung des Gehäuses.

körper und Welle einschieben ließ und durch Anschrauben des Blechringes an die Wandung des Lagerkörpers gedrückt wurde.

Der Verlauf der Kurve c der Fig. 34 zeigt, daß statt dem 10fachen Reibungsmoment, wie bei der geliefertten Abdichtung, jetzt nur das 1,3fache der reinen Kugellagerreibung als Gesamtreibungsmoment auftrat, d. h. wie die Kraftverteilungsdiagramme zeigen, von dem gesamten Drehmoment, in einem Fall 90 vH, im anderen aber nur 25 vH zur Überwindung der Filzreibung verbraucht wurden.

## II. TEIL. VERSUCHE AN DER TRANSMISSION.

Zur Feststellung, ob die Untersuchungen der Gleit- und Kugellager auf dem Prüfstand, d. h. die an der zweifach gelagerten Welle mit einfacher Durchbiegung festgestellten Reibungsziffern, auf die praktischen Verhältnisse übertragbar sind, wurden dieselben Lager als Transmissionslager untersucht, d. h. die Reibungsverhältnisse an der mehrfach gelagerten Welle mit mehrfacher Durchbiegung ermittelt.

### I. Auflagerkräfte und Durchbiegungen an der Transmission.

Wie bei der Untersuchung der Gleitlager am Prüfstand dargelegt wurde, ist zur Bestimmung des geeignetsten Öles für ein Lager die Kenntnis der größten spez. Flächenpressung  $p_{max}$  in  $kg/m^2$  notwendig. Die wirkliche Lagerbelastung jedes einzelnen Transmissionslagers muß also berechnet werden, da die wahre spez. Flächenpressung einzelner Lager einer mehrfach gelagerten Welle die aus der mittleren Belastung berechnete Flächenpressung beträchtlich übersteigen kann.

Um festzustellen, wie weit eine solche Berechnung, die im folgenden unter den Annahmen „freie Auflager“ und „gleiche Höhe der Stützpunkte“ durchgeführt ist, mit den praktischen Verhältnissen übereinstimmt, wurden die Durchbiegungen gemessen und mit den berechneten Werten verglichen. Die Feststellung der Durchbiegungen erfolgte durch Messung des Abstandes der Unterkante Welle von der geschabten, wagrecht ausgerichteten Fläche eines unter die Welle gebrachten Richtlineals. Gemessen wurde mit einem Stichmaß mit Fußhalter, der bei genau lotrechter Stellung eine Verschiebung des Stichmaßes parallel zu sich selbst ermöglichte.

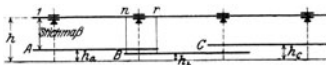


Fig. 35. Durchbiegungsmessung an der Transmission.

Fig. 35 läßt die verschiedenen Stellungen A, B, C der jedesmal wagrecht ausgerichteten Meßebe-  
ne erkennen,

von der aus gemessen wurde. Durch doppelte Messung der Anschlußpunkte n bis r, von Linealstellung A und B aus erhielt man eine gute Gegenkontrolle der Ausrichtung des Meßlineals. Die Messungen konnten durch Annahme einer beliebigen Größe von  $h_a$  auf eine einzige Wagerechte bezogen werden, da  $h_1 - h_b$  und  $h_c - h_b$  sich aus den Messungen der Anschlußpunkte n bis r ergaben. Die theoretische Ermittlung der Durchbiegungen erfolgte graphisch nach dem Mohrschen Verfahren (Fig. 37-40), nachdem die Stützmomente berechnet waren. In Zahlentafel III sind die in der Mitte der dreifelder der vierfach gelagerten Transmissionswelle gemessenen Durchbiegungen mit den graphisch ermittelten verglichen. Die Maße sind in Millimeter angegeben und hier wie in den Fig. 37-40 für die größte Belastung von 571 kg je Feld einschließlich Wellengewicht, bzw. für 520 kg Scheibenbelastung ermittelt.

Zahlentafel III.  
(Belastung in der Feldmitte.)

	linkes Endfeld $f_1$	Mittelfeld $f_2$	rechtes Endfeld $f_3$
Berechnet:	2,90	0,50	2,90
gemessen bei Lagerung in:	2,75	0,70	2,70
Lagern 23 E.	2,80	0,65	2,85
Lagern 13 E.	2,85	0,65	2,90

Die Durchbiegungen der Welle kommen bei den mit Spiel versehenen Lagern 33 E den berechneten Werten am nächsten, dann folgen die Lager Nr. 23 E und an letzter Stelle die Gleitlager, die infolge der Umfassung einer beträchtlichen Länge der Welle die Biegelinie am meisten ablenken. Während die gemessenen Durchbiegungen der Endfelder  $f_1$  und  $f_3$  kleiner sind als die berechneten, ist die des Mittelfeldes  $f_2$  naturgemäß größer.

Es zeigt sich damit, daß man die berechneten Auflagerkräfte (Fig. 36) mit genügend großer Annäherung als die

Versuchsreihe	Stütz-momente			Auflagerkräfte							Lager: I							Lager: II							I. H.	II. H.	III. H	IV. H.			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					25	26	27
A.	$M_{s1} = M_{s4} = 0$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s1}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s1}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	$P_{sch}$ kg	$Q$ kg	$\Sigma P+Q$ kg	$P_m$ cm <sup>2</sup>	$W_1$	$P_1$	$W_2$	$P_2$	$W_3$	$P_3$	$W_4$	$P_4$	$W_5$	$P_5$	$W_6$	$P_6$	$W_7$	$P_7$					
	$M_{s2} = M_{s5} = -\frac{3}{20} P \cdot L + \frac{1}{10} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s2}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s2}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	0	51	52	309	0,63	38,5	0,31	116	0,94	346	2,81	0,88	0,91	38,5	0,31	116	0,94	346	2,81	0,88	0,91	38,5	0,31
	$M_{s3} = M_{s6} = -\frac{3}{20} P \cdot L + \frac{1}{10} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	200	251	909	1,85	108,5	331	2,68	44	0,36	331	2,68	203	0,92	0,92	58	0,47	113	0,92	331	2,68	203	0,92	0,47
	$M_{s4} = M_{s7} = -\frac{3}{20} P \cdot L + \frac{1}{10} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	360	411	1389	2,82	104,5	505	5,52	60	0,49	505	5,52	319	4,11	4,11	319	2,59	679,5	5,52	435	3,54	435	3,54	5,52
B.	$M_{s1} = M_{s4} = 0$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s1}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s1}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	0	51	52	309	0,63	25,0	0,21	113	0,92	0,92	58	0,47	113	0,92	331	2,68	203	0,92	0,47				
	$M_{s2} = M_{s5} = -\frac{3}{5} P \cdot L + \frac{1}{10} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s2}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s2}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	200	251	909	1,85	108,5	331	2,68	44	0,36	331	2,68	203	0,92	0,92	58	0,47	113	0,92	331	2,68	203	0,92	0,47	
	$M_{s3} = M_{s6} = -\frac{3}{5} P \cdot L + \frac{1}{10} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	360	411	1389	2,82	104,5	505	5,52	60	0,49	505	5,52	319	4,11	4,11	319	2,59	679,5	5,52	435	3,54	435	3,54	5,52
	$M_{s4} = M_{s7} = -\frac{3}{5} P \cdot L + \frac{1}{10} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	520	571	1869	3,79	220,5	714	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	714	5,80	220,5	1,34	714	5,80	220,5
C.	$M_{s1} = M_{s4} = 0$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s1}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s1}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	0	51	52	618	0,72	65	0,53	86	0,70	108	0,88	100	0,81	108	0,88	86	0,88	108	0,88	86	0,88		
	$M_{s2} = M_{s5} = -\frac{33}{208} P \cdot L + \frac{11}{104} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s2}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s2}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	200	251	909	1,85	108,5	331	2,68	44	0,36	331	2,68	203	0,92	0,92	58	0,47	113	0,92	331	2,68	203	0,92	0,47	
	$M_{s3} = M_{s6} = -\frac{24}{208} P \cdot L + \frac{8}{104} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	360	411	1389	2,82	104,5	505	5,52	60	0,49	505	5,52	319	4,11	4,11	319	2,59	679,5	5,52	435	3,54	435	3,54	5,52
	$M_{s4} = M_{s7} = -\frac{27}{208} P \cdot L + \frac{9}{104} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	520	571	1869	3,79	220,5	714	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	714	5,80	220,5	1,34	714	5,80	220,5
D.	$M_{s1} = M_{s4} = 0$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s1}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s1}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	0	51	52	618	0,72	46	0,37	90	0,73	106	0,86	102	0,83	106	0,86	90	0,86	106	0,86	90	0,86		
	$M_{s2} = M_{s5} = -\frac{33}{52} P \cdot L + \frac{11}{104} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s2}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s2}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	200	251	909	1,85	108,5	331	2,68	44	0,36	331	2,68	203	0,92	0,92	58	0,47	113	0,92	331	2,68	203	0,92	0,47	
	$M_{s3} = M_{s6} = -\frac{24}{52} P \cdot L + \frac{8}{104} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s3}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s3}}{L}$	360	411	1389	2,82	104,5	505	5,52	60	0,49	505	5,52	319	4,11	4,11	319	2,59	679,5	5,52	435	3,54	435	3,54	5,52
	$M_{s4} = M_{s7} = -\frac{27}{52} P \cdot L + \frac{9}{104} Q \cdot L$				$W_1 = W_4 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	$W_2 = W_3 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_3 = W_2 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} - \frac{M_{s4}}{L}$	$W_4 = W_1 = \frac{P}{2} + \frac{Q}{2} + \frac{M_{s4}}{L}$	520	571	1869	3,79	220,5	714	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	5,80	1,79	714	5,80	220,5	1,34	714	5,80	220,5

a = 370 mm. b = 1630 mm. a + b = L = 2000 mm.

Fig. 2a. Berechnung der Auflagerkräfte.

P + Q = Belastung pro Feld.

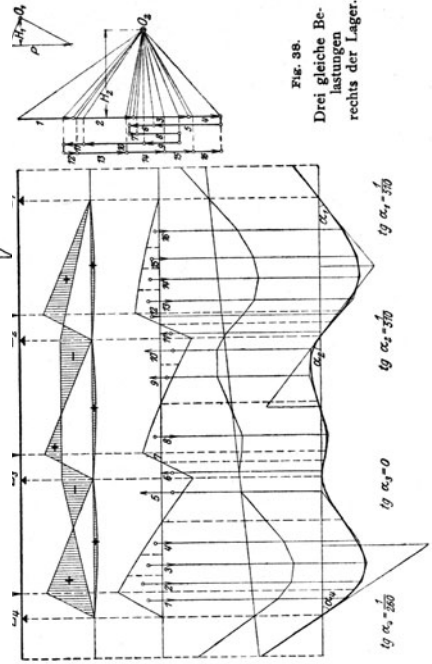
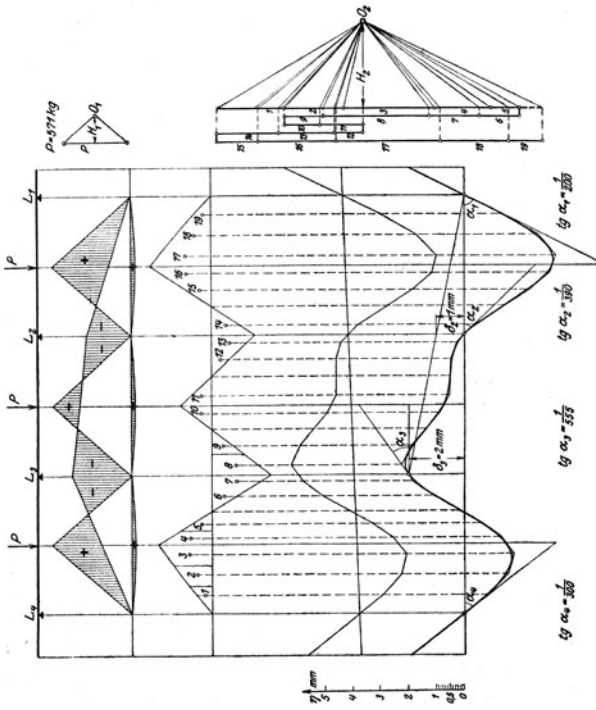


FIG. 38.  
Drei gleiche Belastungen  
rechts der Lager.

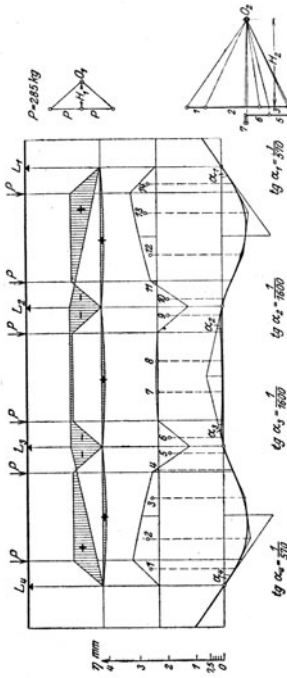


FIG. 39. Sechs gleiche Belastungen rechts und links der Lager.

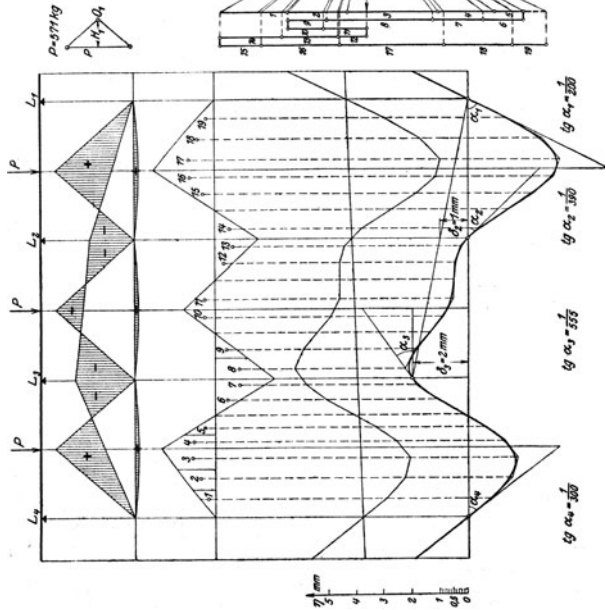


FIG. 40. Drei gleich große Belastungen in der Mitte, Lager  $L_3$  um 2 mm höher stehend.

FIG. 3-6. Graphische Bestimmung der Durchbiegungen nach dem Mohr'schen Verfahren für verschiedene Verteilungen derselben Gesambelastung.

wahren Lagerbelastungen ansehen kann<sup>12)</sup>. Aus den Fig. 37, 38 u. 39 geht hervor, daß durch eine Verschiebung der Belastungsstellen nach den Lagern zu (Fig. 38) die Durchbiegungsverhältnisse noch nicht viel günstiger werden, sondern daß erst eine Verteilung der Belastungen nach Fig. 39 eine wesentliche Verkleinerung der Biegemomente zur Folge hat.

**II. Die Versuchstransmission für Gleit- und Kugellager**

Die Anordnung von Antriebsmotor, Dynamometer und zugehörigen Kupplungen war dieselbe wie am Gleitlagerprüfstand (S. I, Fig. 1). Die Transmissionswelle, Fig. 41, bestand aus zwei Teilen, die durch eine Sellerskupplung

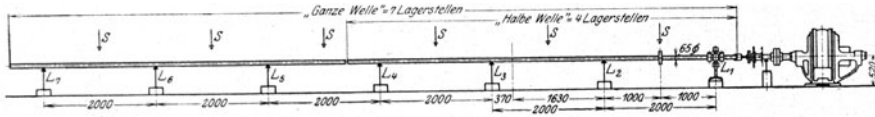


Fig. 41. Versuchstransmission.

verbunden werden konnten. Die Versuche mit dem 7 m langen Strang (mit 4 Lagerstellen) sind im folgenden mit der Bezeichnung „Halbe Welle“, die Versuche mit dem ganzen, 13 m langen Strang (mit 7 Lagerstellen) mit der Bezeichnung „Ganze Welle“ versehen. Zwischen je zwei Lagern (2 m Lagerabstand) war eine Belastungsscheibe angeordnet. Bei den meisten Versuchsreihen befanden sich die Belastungsstellen in der Mitte zwischen den Lagern, bei einigen Versuchen dagegen in 370 mm Entfernung von nächsten Lager links, bzw. 1630 mm vom nächsten Lager rechts. Eine merkbare Verringerung der Reibung war bei dieser Anordnung jedoch nicht feststellbar, in Übereinstimmung mit dem Ergebnis des Abschnittes I, daß die Biegemomente nur unwesentlich geringer wurden gegenüber denen bei Belastung in der Mitte des Feldes.

Besondere Sorgfalt wurde auf eine möglichst vollkommene Ausrichtung der Versuchswelle verwandt. Die Lagerböcke mit eingesetzten Lagern ohne Welle waren bei der Aufstellung auf Fluchten optisch ausgerichtet worden<sup>13)</sup>. Die Einrichtung der Lager in ein und dieselbe Wagerechenebene erfolgte durch Messung des Abstandes Unterkante Welle von einer wagerechten Meßebene, d. h. mit Hilfe der bei der Durchbiegungsmessung beschriebenen Einrichtung (Fig. 35).

**III. Durchführung der Versuche.**

Die vier Belastungsstufen und die vier Drehzahlstufen sind in Zahlentafel IV für die „Halbe Welle“, in Zahlentafel V für die „Ganze Welle“ angegeben. Im ersten Fall kommen drei Belastungsstellen auf vier Lager, im zweiten Fall 6 auf 7 Lager; die mittlere (gedachte) Belastung je Lager ist daher bei den Versuchen „Ganze Welle“ höher.

Zahlentafel IV.

	Stufe	I. H.	II. H.	III. H.	IV. H.
Gesamte Belastung der Welle . . . . .	$P_w$ kg	310	910	1 390	1 870
Mittlere Belastung je Lager . . . . .	$P_m$ kg	77	227	347	467
Mittlere spez. Flächenpressung . . . . .	$p_m$ kg m <sup>-2</sup>	6 300	18 500	28 200	37 900
Drehzahl . . . . .	$n$ min <sup>-1</sup>	290	450	650	800

<sup>12)</sup> In der Tafel Fig. 2 sind in Spalte 7 die aus den Gleichgewichtsbedingungen erhaltenen Gleichungen und in Spalte 4 die aus den Clapeyronschen Gleichungen ermittelten Stützenmomente eingetragen. Die zahlenmäßige Berechnung für die 4 Belastungsstufen ergab die in Spalte 13, 15, 17 usw. eingetragenen Auflagerkräfte in kg, bzw. die in Spalte 14, 16, 18 usw. eingetragenen spez. Flächendrücke  $p$  kg/m<sup>2</sup>, berechnet für die untersuchten Gleitlager.

<sup>13)</sup> Vergl. WT. 1923, S. 108.

Wie bei den früheren Versuchen wurde der Kraftverbrauch der Belastungsscheibenkugellager vorher auf dem Kugellagerprüfstand für die einzelnen Drücke und Drehzahlen bestimmt. Diese Werte wurden vom gesamten an der Transmission gemessenen Drehmoment abgezogen, und damit das Reibungsmoment für die 4 bzw. 7 Traglager der Transmission bestimmt.

Bezüglich der Gleitlagerversuche gilt auch hier das bei den Prüfstandversuchen über Öltemperaturmessung und die ausschließliche Messung beim Beharrungszustand (Teil I, Seite 2) Gesagte. Zur Schmierung der Gleitlager wurde „Maschinenöl A“, in der Hauptsache nach Feststellung der besseren Eignung jedoch „Spindelöl Nr. 4“ benutzt. Diese Öle werden von der Firma Valvoline-Öl-Gesellschaft, Hamburg als Raffinate „ValvolineMaschinenöl A“ und Valvoline Magnet 4“ bezeichnet und sind aus hellem pensylvanischem Rohöl mit Paraffinbasis hergestellt.

Bei den Kugellagertransmissionsversuchen wurden die Lager durch Anspritzung mit Spindelöl Nr. 4 geschmiert. Die Filzabdichtungsringe waren aus den Lagerkörpern wegen des Einflusses der Filzreibung entfernt worden. (vgl. Teil I, B. III, 3).

**IV. Versuchsergebnisse an der Gleitlagertransmission.**

1. Die generelle  $\mu$ -Kurve.

Aus den Dynamometermessungen ergab sich, wie bereits erwähnt, das Reibungsmoment für 4 bzw. 7 Transmissionslager, die aber bei gleicher Belastung der Scheiben durchaus verschieden belastet waren; nach der Berechnung der Auflagerkräfte (Fig. 36) liegen die wirklichen spez. Flächenpressungen der einzelnen Lager jedoch innerhalb der Belastungsgrenzen, die aus eben diesem Grunde bei den Prüfstandversuchen gewählt worden waren. In Fig. 42 sind

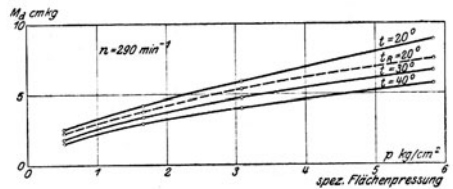


Fig. 42. Reibungsmoment für ein Gleitlager bei verschiedenem spez. Druck (aus der Untersuchung am Prüfstand).

Zahlentafel V.

	Stufe	I. G.	II. G.	III. G.	IV. G.
Gesamte Belastung der Welle . . . . .	$P_w$ kg	620	1 820	2 780	3 740
Mittlere Belastung je Lager . . . . .	$P_m$ kg	88	260	397	534
Mittlere spez. Flächenpressung . . . . .	$p_m$ kg m <sup>-2</sup>	7 200	21 100	32 400	43 400
Drehzahl . . . . .	$n$ min <sup>-1</sup>	290	450	650	800

nun beispielsweise die bei  $n = 290$  Umdr./min aus den Prüfstandversuchen gewonnenen Werte des Reibungsmomentes für ein Gleitlager in Abhängigkeit von der spez. Flächenpressung aufgetragen. Es ist ersichtlich, daß bei gleichbleibender Drehzahl und Raumtemperatur, also bei einem einzelnen Transmissionsversuch entsprechenden Verhältnissen, die Reibungsmomentkurven fast geradlinig



verlaufen. Man kann also mit genügend großer Annäherung mit einer für alle Lager gleich groß angenommenen, mittleren Belastung  $P_m$  bzw.  $p_m$  rechnen. Diese Annahme ermöglicht einen Vergleich zwischen dem als Prüfstands- und dem als Transmissionslager laufenden Gleitlager, ohne

Laufprotokoll des Versuches. Die zu diesem Versuch absichtlich angestellten Heizkörper in der Nähe der Transmissionslager verursachten erhebliche Schwankungen der Raumtemperatur, die ihrerseits deutlich erkennbar auf die mittlere Lagertemperatur einwirkte. Die nach der Theorie vorhandene Proportionalität zwischen Reibmoment und  $\sqrt{\eta}$  (vgl. Seite 2, Formel 1) wird durch die über

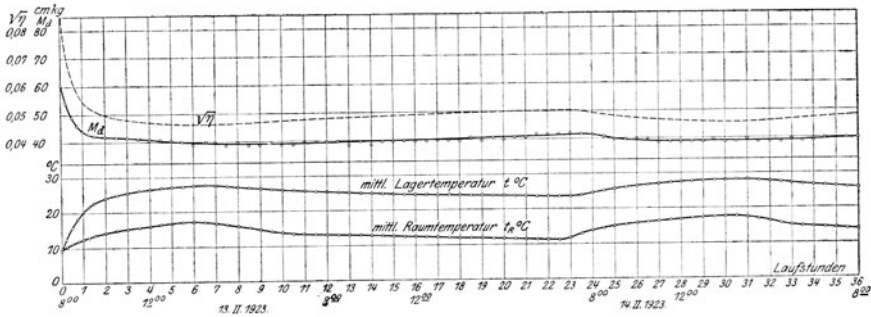


Fig. 43. Dauerversuch von 36 Stunden an der Transmission.

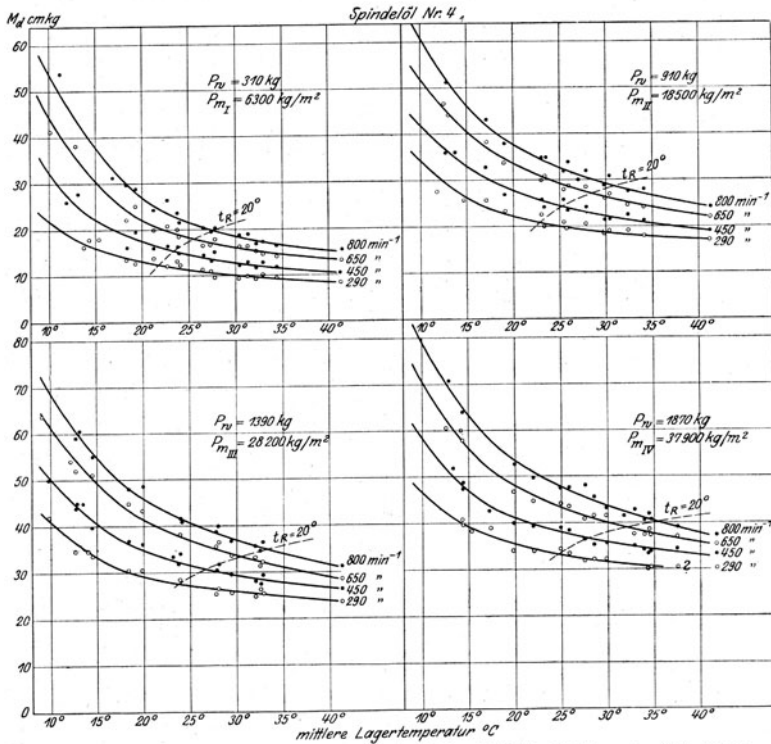
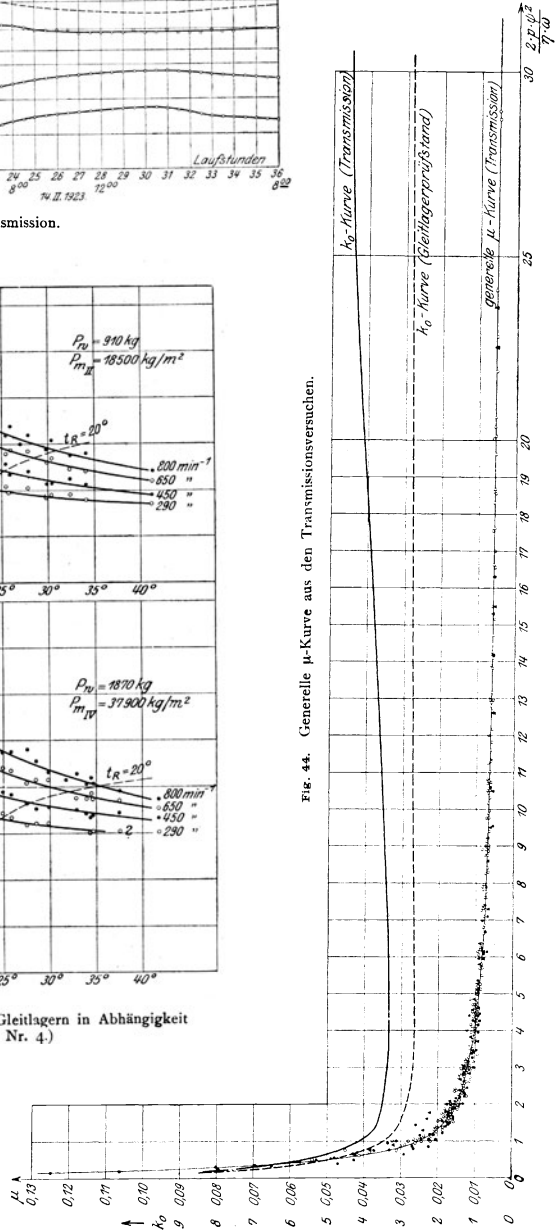


Fig. 45-48. Gemessene Reibmomente für die „Halbe Welle“ in Gleitlagern in Abhängigkeit von der mittleren Lagertemperatur. (Öl: Spindelöl Nr. 4.)

sich dabei nennenswert von den wirklichen Verhältnissen zu entfernen.

Durch einen Dauerversuch von 36 Stunden mit der „Halben Welle“ bei gleichbleibender Belastung und Drehzahl wurde festgestellt, daß sich der Einfluß der Temperatur und damit des Schubmoduls auf die Reibung auch bei diesen Versuchen dem Gesetz der Schmiermittelreibungstheorie entsprechend erkennen ließ. Fig. 43 zeigt das

Fig. 44. Generelle  $\mu$ -Kurve aus den Transmissionsversuchen.



dem gemessenen Reibungsmoment aufgetragene  $\sqrt{\eta}$  Kurve bestätigt.

Bei Annahme gleichmäßiger Verteilung der Gesamtbelastung  $P_w$  auf die 4 bzw. 7 Transmissionslager ist folglich auch für jedes Lager  $\frac{1}{4}$  bzw.  $\frac{1}{7}$  des gemessenen Reibungsmomentes als Reibungsverlust anzunehmen. Nach den vorangegangenen Erwägungen konnte angenommen werden, daß sich bei entsprechender Auswertung der Versuche ebenso wie für das am Prüfstand untersuchte Lager auch eine generelle  $\mu$ -Kurve für das Transmissionslager ergeben würde. In Fig. 44, welche die Zulässigkeit der gemachten Annahmen beweist, sind die aus fast 300 Einzelmessungen an der Transmission berechneten  $\mu$ -Werte in Abhängigkeit von  $\frac{2P \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$  aufgetragen. Die zu den einzelnen Versuchsreihen „Halbe Welle“, „Ganze Welle“ und zu den Versuchen mit verschiedenen Ölen gehörigen Werte sind verschieden bezeichnet, und ergeben auch hier zusammen eine generelle  $\mu$ -Kurve, wenn auch die Punkte infolge der verschiedenen Annäherungen bei der Berechnung eine etwas größere Streuung haben. Aus der als Ausgleichende gezogenen  $\mu$ -Kurve wurde die  $k_0$ -Kurve berechnet und mit der beim Gleitlagerprüfstand gefundenen  $k_0$ -Kurve in Fig. 44 eingetragen. Da  $\mu$  proportional  $k_0$  ist, ergibt sich, daß die Reibungswerte für das als Transmissionslager laufende Lager bei zunehmendem Abszissenwert immer mehr über den Prüfstandlagerwerten liegen. Hierauf wird im nächsten Abschnitt eingegangen werden. Fig. 44 läßt außerdem erkennen, daß der mittlere Reibungskoeffizient, aus den Versuchen „Ganze Welle“ berechnet, nicht von den aus den Versuchen „Halbe Welle“ erhaltenen abweicht. Die  $\mu$ -Werte für „Maschinenöl A“ liegen in Übereinstimmung mit dem Prüfstandergebnis weit auf dem steil ansteigenden Teil der generellen  $\mu$ -Kurve. Spindelöl Nr. 4 ist auch hier also das geeignetere Öl, weshalb die weiteren Auswertungen allein für dieses Öl ausgeführt sind.

2. Einfluß der Lager- und Raumtemperatur.

In Fig. 45—48 sind die gemessenen Reibungsmomente für die Versuche „Halbe Welle“ mit Spindelöl Nr. 4 in Abhängigkeit von der mittleren Lagertemperatur durch Kurven dargestellt, die aus der generellen  $\mu$ -Kurve (Fig. 44) berechnet wurden. Zur deutlichen Kennzeichnung ihrer

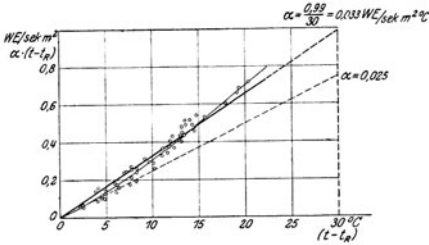


Fig. 40. Wärmeabgabe je m<sup>2</sup> gesamte Lagerschalenfläche.

Lage gegenüber diesen Ausgleichenden sind die einzelnen Versuchspunkte für 800 und 450 Umdr./min mit vollen, die für 650 und 290 Umdr./min mit hohlen Kreisen bezeichnet. Bei der höchsten mittleren spez. Flächenpressung  $p_{mIV} = 37\,900 \text{ kg/m}^2$  (Fig. 48) sind einzelne Lager nach der Auflagerkraftberechnung (Fig. 36) schon teilweise bis  $58\,000 \text{ kg/m}^2$  belastet. Bei der kleinsten Drehzahl  $n_1 = 290 \text{ Umdr./min}$  wurde daher offenbar der Zustand der beginnenden halbflüssigen Reibung (Reibungskleinstwert) bei Lagertemperaturen von etwa  $36-40^\circ \text{C}$ . erreicht. Dies zeigte sich an den Schwankungen des Dynamometerauslasses und stimmt mit den Ergebnissen am Prüfstand überein.

Um auf eine Vergleichsbasis mit den Versuchen an der Kugellagertransmission zu kommen, mußten nach den Erfahrungen am Prüfstand auch hier die  $M_d$ - bzw.  $\mu$ -Werte

und Lagertemperaturen im Beharrungszustand bei einer bestimmten Raumtemperatur festgestellt werden. Der mittlere Koeffizient der Wärmeabgabe je m<sup>2</sup> gesamte Lagerschalenfläche ( $\pi \cdot D \cdot L$ ) wurde deshalb nach Formel 4, Seite 5, zu im Mittel  $\alpha_m = 0,033 \text{ WE/m}^2 \text{ sec}^\circ \text{C}$ . aus Fig. 49 ermittelt und nach dem a. a. O. benutzten Verfahren die Kurven für  $t_R = 20^\circ \text{C}$ . Raumtemperatur in die Fig. 45—48 eingezeichnet. Vergleichsweise ist in Fig. 49 auch die Gerade  $\alpha = 0,025 \text{ WE/m}^2 \text{ sec}^\circ \text{C}$ . eingetragen, die sich aus den Prüfstandversuchen ergeben hatte (vgl. I. Teil A. IV, 3). Die scheinbare Erhöhung der Wärmeabgabe bei dem als Transmissionslager laufenden Gleitlager erfolgte dadurch, daß bei der Transmission größere Wärmemengen durch die nach beiden Seiten weit aus den Lagern herausragende Welle unmittelbar abgeleitet wurden, besonders da, wie gezeigt werden wird, gerade an den Außenkanten der Lagerschalen beim Transmissionslager durch Kantenpressung zusätzliche Reibung erzeugt wird. Hierdurch wird der Anschein erweckt, als ob die Wärmeabgabe des Lagers größer geworden wäre. Bei kleineren Drücken und folglich niedrigeren Übertemperaturen erscheint denn auch  $\alpha_m$  kaum höher als  $\alpha$ .

3. Einfluß der Drehzahl und Belastung.

Der Vergleich der  $k_0$ -Kurven für Prüfstand und Transmission (Fig. 44) hatte ergeben, daß die  $\mu$ -Werte (Transmission) mit steigendem Wert der Abszisse  $\frac{2P \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$  über die  $\mu$ -Werte (Prüfstand) immer mehr hinauswachsen. Um den Einfluß der drei Veränderlichen, die im Abszissenwert enthalten sind, zu trennen, wurden in Fig. 50 die bei  $t_R = 20^\circ \text{C}$ . Raumtemperatur für ein Versuchsleitlager bei den 4 Drehzahlen  $n_1$  bis  $n_{IV}$  erhaltenen Reibungsmomente in Abhängigkeit von dem spez. Druck aufgetragen. Die mit  $M_d$  bezeichneten Kurven sind das Ergebnis der Prüfstandsversuche, die mit  $M_{d_2}$  bezeichneten das Ergebnis der Transmissionsversuche. Bildet man für die einzelnen spez. Drücke ( $p$  bzw.  $p_m \text{ kg/m}^2$ ) jedesmal die Differenz  $M_{d_2} - M_{d_1}$  zwischen denn beide  $M_d$ -Kurven gleicher Drehzahl, so zeigt sich, daß die zu jeder Abszisse erhaltenen vier Differenzen fast genau denselben Wert haben und von der Drehzahl

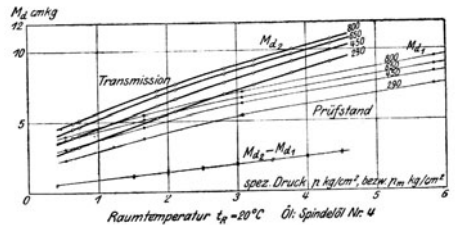


Fig. 50. Vergleich der am Prüfstand und der an der Transmission festgestellten Reibung des Gleitlagers.

unabhängig sind. Die im Gegensatz zur zweifach gelagerten Welle (Prüfstand) bei der mehrfach gelagerten Welle (Transmission) auftretende mehrfache Krümmung der Welle ruft demnach eine mit der Belastung zunehmende Kantenpressung in den Lagern hervor. Die entstehende Kurve der  $[M_{d_2} - M_{d_1}]$ -Werte ist in Fig. 50 eingezeichnet und zeigt, daß die bei dem als Transmissionslager laufenden Gleitlager auftretende, zusätzliche Reibung der Belastung proportional ist. Die Erhöhung der Reibung beträgt bei einer (mittleren) spezifischen Flächenpressung von

	0,5	4,5 kg/cm <sup>2</sup>
bezogen auf $n = 290 \text{ Umdr./min}$	$\sim 29 \text{ vH}$	$\sim 41 \text{ vH}$
„ „ $n = 800$ „	$\sim 16$ „	$\sim 32$ „

je Lager gegenüber den entsprechenden Reibungsmomenten der Prüfstandlager.

4. Vergleich zwischen Gleitlagertransmission „Halbe Welle“ und „Ganze Welle“.

Die zur Überwindung der Lagerreibung aufzubringenden Drehmomente sind in Fig. 17 für die „Halbe Welle“ und in Fig. 18 für die „Ganze Welle“ dargestellt. Als Abszisse ist die Summe der Belastungen aller Lager, d. h. die Gesamtbelastung  $P_w$  kg, bzw. die mittlere spez. Belastung je Lager, aufgetragen. Das durch eine Transmissionswelle von 65 mm Durchmesser übertragbare Drehmoment sei  $M_d$  mkg, dann ist bei einem mittleren Riemenscheibendurchmesser  $r_R$  die verfügbare Umfangskraft also  $U_w = \frac{M_d}{r_R}$ . Nimmt man den Achsdruck zu im Mittel  $3U_w$  an, so wird  $P_a = 3 \frac{M_d}{r_R}$ . Unter Hinzufügung des Riemenscheibengewichts  $G_R$  kg und des Wellengewichts  $G_w$  kg ergibt sich die Gesamtbelastung

$$P_w = P_a + G_R + G_w = 3 \frac{M_d}{r_R} + G_R + G_w \text{ (kg)}.$$

Da der Anteil  $P_a$  bei gleichem mittleren Scheibendurchmesser für kurze und lange Wellenstränge immer derselbe bleibt, die Anzahl der Scheiben und damit ihr Gewicht  $G_R$  ebenso wie das Wellengewicht  $G_w$  etwa der Wellenlänge proportional wachsen, so ergibt sich, daß die mittlere Belastung eines Lagers mit wachsender Länge des Transmissionsstranges geringer wird. Die am Abszissenmaßstab der Fig. 51 und 52 ebenfalls verzeichnete mittlere spez. Belastung zeigt aber, daß der mittlere Reibungskoeffizient mit kleiner werdendem  $p_n$  kg/m<sup>2</sup> wächst. Der Reibungsverlust in vH-Teilen des übertragbaren Drehmomentes ist also bei dem 13 m Strang größer als bei dem kurzen 7 m Strang. Daraus folgt, daß entsprechend der geringeren mittleren Belastung für lange Transmissionswellen ein Öl von geringerem Schubmodul gewählt werden muß, wie das bereits bei den Prüfstandversuchen (Bestimmung des geeignetsten Öles) festgestellt wurde.

V. Versuchsergebnisse an der Kugellagertransmission.

Die Ergebnisse der Messungen an der Transmission „Ganze Welle“ sind in Fig. 53 und 54 in Abhängigkeit von der Gesamtbelastung dargestellt. Fig. 53 gibt die Reibungsmomente für die in Kugellagern Nr. 33 E gelagerte, Fig. 54 die für die in Kugellagern Nr. 23 E gelagerte Welle an. Die eingezeichneten gestrichelten Kurven sind die aus den Ergebnissen am Kugellagerprüfstand für die Transmission berechneten Werte der Reibungsmomente.

Für jedes einzelne Transmissionslager wurde das bei einer bestimmten Drehzahl und Belastung am Prüfstand ermittelte Reibungsmoment festgestellt, für Belastungen in der gemäß Auflagerkraftberechnung (Fig. 36) ermittelten Höhe. Die Summe der 4, bzw. 7 Reibungsmomente gab das Reibungsmoment für die „Halbe“ bzw. die „Ganze Welle“. Gemessene und berechnete Werte stimmen anfangs bei allen Drehzahlen gut überein. Bei höheren Belastungen entstehen jedoch durch die bei der Transmission im Vergleich zum Prüfstand sehr großen Durch-

biegungen zusätzliche Belastungen der Kugeln, so daß die gemessenen Reibungsmomente bis zu 150 vH über den berechneten liegen. Der Lauf der mit geringem Spiel versehenen Lager Nr. 23 E war bedeutend ruhiger und geräuschloser als der der Lager mit großem radialen Spiel Nr. 33 E. Wie Fig. 53 erkennen läßt, konnte die in Lagern Nr. 33 E siebenfach gelagerte Welle bei Belastungen von 2800 kg Gesamtbelastung an mit den höheren Drehzahlen von 650 und 800 Umdr./min überhaupt nicht mehr gefahren werden, da derartige Schwingungen der Welle auftraten, daß ein Bruch der Welle befürchtet werden mußte. Offenbar wurden diese Schwingungen durch zu großes Spiel der Laufsysteme, d. h. nicht genügend feste Einspannung der Welle an den Lagerpunkten, ermöglicht.

Die Ergebnisse der Messungen an

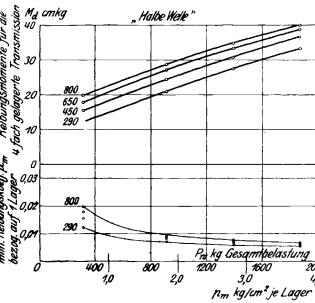


Fig. 51. Reibungsmomente der „Halben Welle“ mit Gleitlagern.

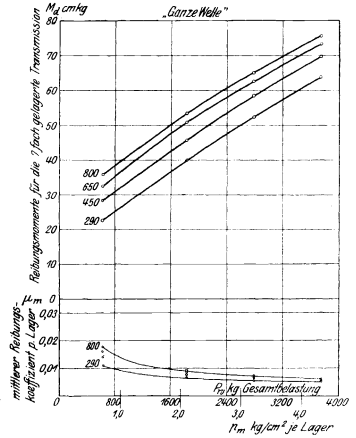


Fig. 52. Reibungsmomente der „Ganzes Welle“ mit Gleitlagern.

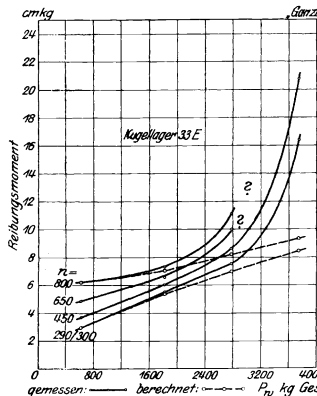


Fig. 53. Reibungsmomente der „Ganzes Welle“ mit Kugellagern Nr. 33 E.

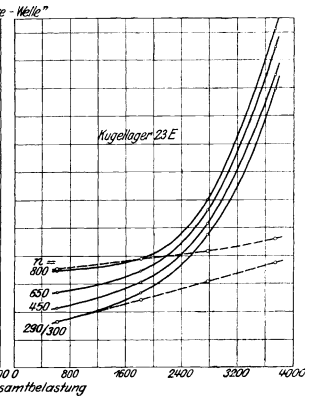


Fig. 54. Reibungsmomente der „Ganzes Welle“ mit Kugellagern Nr. 23 E.

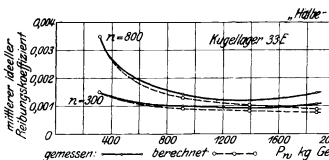


Fig. 55. Reibungskoeffizienten je Lager der „Halben Welle“ mit Kugellagern Nr. 33 E.

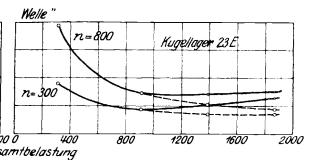


Fig. 56. Reibungskoeffizienten je Lager der „Halben Welle“ mit Kugellagern Nr. 23 E.

der „Halben Welle“ zeigt Fig. 55 für die Lager 33 E, Fig. 56 für die Lager 23 E. Die eingetragenen ideellen Reibungskoeffizienten sind auf 65 mm Wellendurchmesser bezogen. Unzulässige Schwingungen der Welle traten nicht auf. Der Verlauf der Reibungskurven für die beiden Lagersorten ist fast gleich.

Zahlentafel VI gibt einen Überblick über die praktisch möglichen Gesamtbelastungen einer 65 er Transmissionswelle bei verschiedenen Stranglängen und Riemenscheibendurchmessern. Als übertragbares  $M_d$  sind 60 mkg zugrunde gelegt, bei 2 m Lagerabstand und zwei Riemenscheiben je Feld.  $P_w$  ist die Gesamtbelastung (= Summe aller Lagerbelastungen) und  $P_m$  die mittlere Belastung je Lager in kg.

Zahlentafel VI.

Stranglänge m	Anzahl der Lager	Anzahl der Felder	Anzahl der Scheiben	Scheibendurchmesser 250 mm		Scheibendurchmesser 500 mm	
				$P_w$ kg	$P_m$ kg	$P_w$ kg	$P_m$ kg
7	4	3	6	1740	495	1020	255
13	7	6	12	2020	290	1300	185
25	13	12	24	2570	200	1850	140

Bei Entnahme des übertragenen Drehmoments auf geringer Stranglänge ist die Belastung je Lager am größten, und zwar um so mehr, je kleiner der mittlere Riemscheibendurchmesser ist. Beim Betrieb liegt also die mit Rücksicht auf die Welle erreichbare höchste Lagerbelastung weit unter der katalogmäßig zulässigen Belastung der einzelnen Lager. Trotzdem sind die Lagerentfernungen, um die Durchbiegungen möglichst gering zu halten, so klein zu machen, wie es sich mit der wirtschaftlichen Gesamtanordnung verträgt.

**VI. Vergleich zwischen Gleit- und Kugellagertransmission.**

Beim Vergleich der Reibungsverhältnisse an der Transmission bei Lagerung in Gleit- und bei Lagerung in Kugellagern wurden für beide Lagerarten die ermittelten günstigsten Verhältnisse zugrunde gelegt. Die Werte für das Wülfel-Gleitlager gelten demgemäß für Schmierung mit Spindelöl Nr. 4, und zwar für die Raumtemperatur  $t_R = 20^\circ$  Cels., die auch bei den Kugellagerversuchen im Mittel vorhanden war. Die Kugellagerwerte sind die für die Lager Nr. 23 E ermittelten Werte, da diese Lager für die geeigneteren angesehen wurden. Um die Beurteilung auf allgemeiner Grundlage vornehmen zu können, wurden in Fig. 57

die Reibungskoeffizienten für ein Gleit- bzw. Kugellager in Abhängigkeit von der mittleren Belastung der Lager aufgetragen. Dieses Vorgehen war nach den Ergebnissen in Abschnitt IV für die Gleitlager berechtigt, da ein in der vierfach gelagerten Welle bei  $p_m$  kg/m<sup>2</sup> mittleren Belastung laufendes Lager denselben Reibungsverlust aufwies, wie ein bei derselben mittleren Belastung in der siebenfach gelagerten Welle laufendes Lager (vgl. Fig. 44 und 50). Zu demselben Ergebnis führen jedoch auch die Kugellagerversuche, da, wie sich leicht zeigen läßt, die Werte der Reibungsmomente für ein Lager aus den Versuchen „Halbe Welle“ bei der mittleren Belastung  $P_m$  kg genügend genau mit denen aus den Versuchen „Ganze Welle“ bei derselben mittleren Belastung  $P_m$  kg je Lager übereinstimmen.

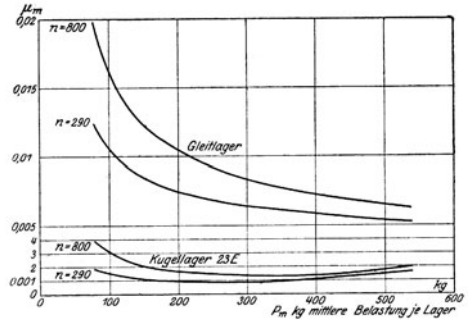


Fig. 57. Vergleich der Reibungskoeffizienten für ein Gleit- und ein Kugellager der Transmission.

Fig. 57 zeigt, daß die Reibungskoeffizienten für das Gleit-Transmissionslager erheblich über denen des Kugellagers liegen, und zwar liegen die  $\mu_m$ -Werte des Kugellagers in der Hauptsache zwischen  $\frac{1}{1000}$  und  $\frac{2}{1000}$ , während die Gleitlagerwerte zwischen  $\frac{5}{1000}$  und  $\frac{15}{1000}$  liegen. Im günstigsten Fall hat das Kugellager einen um 85 vH, im ungünstigsten Fall einen um 70 vH niedrigeren Reibungskoeffizienten. Die Kraftersparnis einer gut eingebauten und ausgerichteten Kugellagertransmission gegenüber einer solchen mit Gleitlagern ist demnach recht erheblich. Auf einen weiteren Vergleich der beiden Lagerarten bei Verwendung als Transmissionslager soll später eingegangen werden.