

da sie alle Zwischenräume ausfüllen. Nachteilig ist, daß sie den Gleitflächen unter Druck zugeführt werden müssen und daß die entstehende Reibung größer ist. Sie eignen sich für schwer belastete, langsam oder mit Unterbrechungen laufende Zapfen, selbst in staubigen Betrieben. Lager und Schmiervorrichtungen können konstruktiv einfach und billig gehalten werden. Dagegen ist die Reinigung gebrauchter starrer Schmiermittel zwecks ihrer Wiederverwertung schwierig.

Von den in den Richtlinien unterschiedenen weiteren Untersorten kommen insbesondere für die Schmierung von Zapfen in Frage:

Für schnellaufende, leicht belastete Maschinenteile, Präzisionsmaschinen, Textil-, Papier- und Druckereimaschinen: Spindelschmieröl Nr. 12, Art: Raffinat.

Für Lager mit Umlauf- oder Ringschmierung, Elektromotoren, schwer belastete Lager an Werkzeugmaschinen und großen Antrieben bei Umlaufzahlen von mehr als 200 in der Minute: Elektromotoren- und Dynamoöl Nr. 16, Raffinat oder Destillat.

Für Lager und Regelvorrichtungen an Dampfturbinen: Dampfturbinenöl Nr. 3, Raffinat.

Für normale Lager aller Art und Gleitbahnen: Lagerschmieröl Nr. 18, Raffinat oder Destillat oder Mischöl.

Für Eisenbahnachsenlager: Achsenöl Nr. 19, Mischöl, Steinkohlen- oder Braunkohlenschmieröl oder Rückstandöl.

Für schwer belastete heißgehende Lager: hochschmelzende Maschinenfette Nr. 21.

An Stellen, wo Ölschmierung nicht möglich ist: Maschinenfett Nr. 22 (Stauferfett).

Für Achsen von Lastwagen, Fuhrwerken, landwirtschaftlichen Maschinen, Förderwagen mit offenen Lagern: Wagenfett Nr. 24.

Für Walzengerüste und -lager aller Art größerer Abmessung, Rollgänge: Kaltwalzenfett Nr. 30 und Kaltwalzenfettbriketts Nr. 31.

Für Walzengerüste, Lager und Zapfen der Feinblechstraßen: Heißwalzenfett Nr. 32 oder hochschmelzende Warmwalzenfettbriketts Nr. 33.

Näheres über die Eigenschaften, Anforderungen und die nötigen Untersuchungen siehe [XV, 19].

### C. Die Zapfenreibung.

Von den drei oben erwähnten Zuständen der trockenen, halbflüssigen und flüssigen Reibung, die beim Laufen der Zapfen in Betracht kommen, ist die trockene bedingt durch Formänderungen der Unebenheiten der aufeinandergleitenden Flächen und gekennzeichnet durch das Coulombsche Gesetz:

$$R = \mu \cdot P, \quad (311)$$

wenn  $R$  den Reibungswiderstand,  $P$  den Druck, unter dem die Flächen stehen und  $\mu$  die Reibungszahl bedeutet.  $\mu$  ist ein Festwert, wahrscheinlich solange die Formänderungen im wesentlichen elastischer Natur sind.

Das Gebiet der flüssigen Reibung ist durch hydrodynamische Untersuchungen in befriedigender Weise geklärt. Die ersten wurden von Petroff [XV, 3] angestellt; Reynolds [XV, 4], Sommerfeld [XV, 5] und Gümbel [XV, 6, 7], dessen Nachlaß durch Everling bearbeitet und herausgegeben wurde, erweiterten und vertieften sie. Theoretisch noch nicht erfaßt ist die halbflüssige Reibung.

Zur Untersuchung der Verhältnisse bei flüssiger Reibung behält Gümbel die einfache Form der für feste Körper gültigen Gleichung (311)  $R = \mu_1 \cdot P$  bei, in der  $R$  und  $P$  die oben erläuterte Bedeutung haben,  $\mu_1$  aber die veränderliche Zapfenreibungszahl ist. Bevor jedoch auf deren Größe näher eingegangen werden kann, muß die Lage, welche die Mitte eines Zapfens bei verschiedenen Drehzahlen in einer Schale einnimmt näher betrachtet werden.

## 1. Lage des Zapfens in der Schale.

Sie ergibt sich nach G ü m b e l aus der annähernd halbkreisförmigen Bahn  $ABM$ , Abb. 1085, auf der die Zapfenmitte mit wachsender Umdrehzahl immer höher steigt, den Mittelpunkt  $M$  aber, der der zentrischen Lage beider Teile entspricht, erst bei  $n = \infty$  erreicht. Versuche von Vieweg haben dieses Verhalten des Zapfens dem Wesen nach bestätigt. Bezeichnet  $D$  den Durchmesser der Schale,  $d$  den des Zapfens, so ist das Lagerpiel  $s$ , das sich während der Ruhe im oberen Scheitel voll ausbildet und dort messen läßt, durch  $D - d$ , die Strecke  $AM$  aber durch  $\frac{s}{2} = \frac{D-d}{2}$  gegeben. In der Stellung  $B$  der Zapfenmitte, gekennzeichnet durch den Verlagerungswinkel  $\beta$  und die Exzentrizität  $e$  entsteht an der engsten Stelle eine Schmierschichtstärke  $h$ .  $e$  und  $h$  lassen sich auch leicht an einem um  $M$  geschlagenen Viertelkreis  $AC$  finden. An Hand der in Abb. 1096 ver-

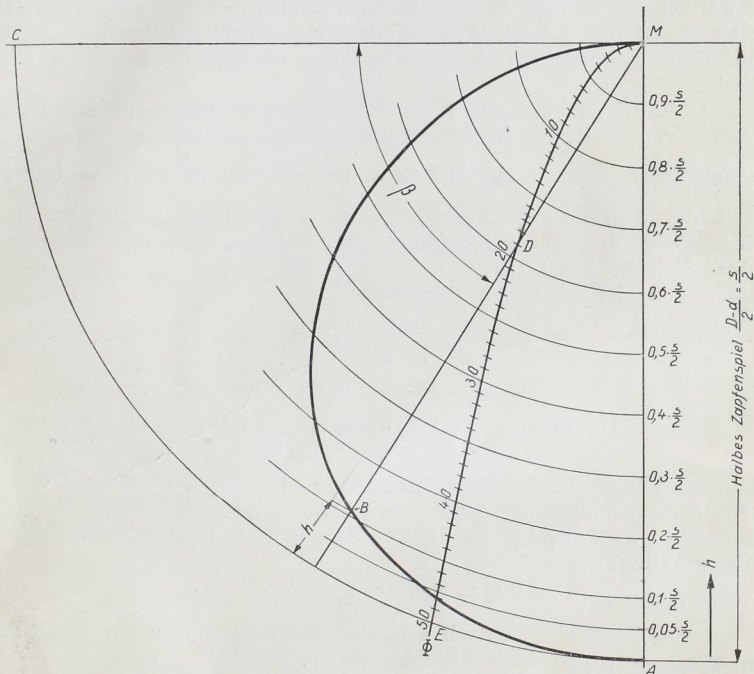


Abb. 1096. Zur Ermittlung der Lage zylindrischer Tragzapfen.

größert dargestellten Bahn  $ABM$  kann  $h$  mittels der um  $M$  geschlagenen Hilfskreise in Teilen des halben Lagerspiels  $\frac{s}{2} = MA = \frac{D-d}{2}$  ausgedrückt werden. (Dabei ist vorläufig angenommen, daß die Oberflächen des Zapfens und der Schale völlig glatt seien; welche Wirkung die unvermeidliche Rauigkeit derselben hat und wie sie berücksichtigt wird, ist später gezeigt.) Beispielsweise entspricht  $B$  11 % von  $\frac{s}{2}$  oder  $\frac{D-d}{2}$ . Nach G ü m b e l bestimmt sich nun die Lage der Zapfenmitte in einer Schale, die den Zapfen halb umschließt, durch die Größe:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2 \cdot d + l}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d + l}{l}, \quad (312)$$

wenn  $p$  den mittleren Flächendruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  $\eta$  die absolute Zähigkeit des Schmier-

mittels in  $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ ,  $n$  die Drehzahl in der Minute,  $l$  die Schalen- oder Zapfenlänge in cm,  $d$  den Zapfendurchmesser in cm und  $s$  das Zapfenspiel in cm bedeuten. Das erste Glied in Formel (312) gilt für ein unendlich langes Lager; durch das zweite soll die endliche, wirkliche Länge der Schale berücksichtigt werden, die sicher eine tiefere Lage des Zapfens in der Schale bedingen wird. Die einfache Annahme, daß dies durch das Verhältnis  $\frac{d+l}{l}$  ausgedrückt werden kann, ist willkürlich, genügt aber den Grenzbedingungen, indem das Glied für  $l = \infty$  gleich 1 und damit  $\Phi$  gleich dem ersten Gliede ist, während für  $l = 0$ , also für ein schneidenförmiges Lager, in dem sich kein Öl halten kann,  $\Phi$  unendlich groß wird. Annähernd gilt die Formel auch für ganz von der Schale umschlossene Zapfen, die nach genauerer Untersuchung nur um ein geringes günstiger gestellt sind.

In Abb. 1096 sind nun die zu den einzelnen Zapfenstellungen gehörigen Werte von  $\Phi$  polar zu  $M$  auf den Schenkeln der Verlagerungswinkel  $\beta$  aufgetragen, führen zur Kurve  $MDE$  und gestatten auf anschauliche Weise, die Lage des Zapfens in der Schale zu ermitteln.

Beispiel 1. Ein Zapfen von  $d = 100$  mm Durchmesser und  $l = 140$  mm Länge laufe in einer Schale von  $D = 100,2$  mm Durchmesser unter einer Belastung von  $P = 2500$  kg bei  $n = 500$  Umdrehungen in der Minute und werde mit Öl von  $\eta = 0,0025 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$  mittlerer Zähigkeit (rund etwa 4 Englergraden entsprechend) geschmiert. Die Lage der Zapfenmitte sei unter Annahme völlig glatter Flächen, also unter Vernachlässigung der Unebenheiten, zu bestimmen.

Es ergibt sich: der mittlere Auflagedruck:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2500}{10 \cdot 14} = 17,9 \text{ kg/cm}^2,$$

das Lagerspiel:

$$s = D - d = 10,02 - 10,00 = 0,02 \text{ cm.}$$

und:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d+l}{l} = \frac{191000 \cdot 17,9 \cdot 0,02^2}{0,0025 \cdot 500 \cdot 10^2} \cdot \frac{10+14}{14} = 18,8.$$

Sucht man den entsprechenden Punkt  $D$  auf der Linie für  $\Phi$  in Abb. 1096 und zieht  $DM$ , so liefert der Schnittpunkt  $B$  mit dem Weg der Zapfenmitte  $ABM$  die Schmier-schichtstärke  $h$  an der engsten Stelle. An Hand der Hilfskreise um  $M$  folgt, wie schon oben ermittelt:

$$h = 0,11 \cdot \frac{s}{2} = 0,11 \cdot \frac{0,02}{2} = 0,0011 \text{ cm.}$$

Anstelle der Abb. 1096 können auch die folgenden Zahlenreihen zur Ermittlung des Verlagerungswinkels  $\beta$  und der Schichtstärke  $h$  dienen.

Zusammenstellung 115. Zusammenhang zwischen dem Verhältnis der Schmier-schichtstärke  $h$  an der engsten Stelle zum halben Zapfenspiel  $\frac{s}{2}$  und den Größen  $\Phi$ ,  $\beta$  und  $\varkappa$ .

$\frac{h}{s/2}$ . .	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
$\Phi$ . . .	39,6	20,5	13,6	10,5	8,5	7,2	6,1	5,3	4,7
$\beta$ . . .	67,4	59,7	53,8	49,0	45,2	41,8	38,3	35,5	32,0
$\varkappa$ . . .	2,67	2,61	2,41	2,31	2,23	2,17	2,13	2,09	2,06
$\frac{h}{s/2}$ . .	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8		
$\Phi$ . . .	4,1	3,6	3,2	2,8	2,4	2,0	1,7		
$\beta$ . . .	29,2	26,5	23,4	20,7	17,7	14,7	12,4 <sup>o</sup>		
$\varkappa$ . . .	2,05	2,06	2,08	2,12	2,19	2,28	2,47.		

## 2. Die Größe der Zapfenreibungszahl.

Von der Lage des Zapfens in der Schale und damit von der Größe  $\Phi$  hängt nun auch die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  ab. Für eine den Zapfen halbumschließende Schale leitet Gümbel den Ausdruck:

$$\mu_1 = 0,0023 \cdot \kappa \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (313)$$

ab, in welchem  $\kappa$  in Abhängigkeit von  $\Phi$  der vorstehenden Zusammenstellung zu entnehmen ist, die zweite Wurzel aber den Einfluß der endlichen Länge  $l$  des Lagers berücksichtigt. Aus der Zahlenreihe ist ersichtlich, daß  $\kappa$  und damit  $\mu_1$  für ein bestimmtes Lager den Kleinstwert bei  $\frac{h}{s/2} = 0,5$  oder  $s = 4h$  in Höhe von  $\kappa = 2,05$  oder:

$$\mu_{1\min} = 0,0047 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (314)$$

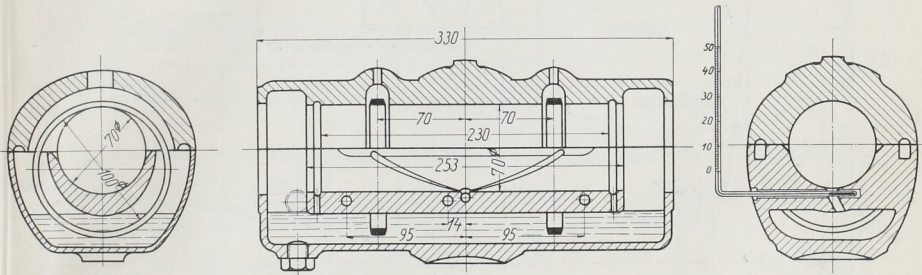


Abb. 1097. Bamag Ringschmierlager der Versuche von Stribeck. M. 1:5.

annimmt. Im übrigen schwankt  $\kappa$  innerhalb des praktisch benutzten Gebietes in mäßigen Grenzen zwischen 2,05 und 2,67 und darf genügend genau durch den Mittelwert  $\kappa = 2,4$  ersetzt werden, mit dem:

$$\mu_1 = 0,0055 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (315)$$

wird.

Nach den vorstehenden Formeln nimmt die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  mit der Wurzel aus der absoluten Zähigkeit  $\eta$  und der Drehzahl  $n$  zu, mit steigendem Flächendruck  $p$  aber ab. Daß größere Zähigkeit bei sonst gleichen Betriebsverhältnissen die Reibung erhöht, ist ohne weiteres erklärlich. Den Einfluß der Drehzahl und der Flächenpressung, wie er im folgenden des näheren erläutert ist, hat auf Grund von Versuchen zuerst Stribeck 1899 [XV, 8] dargetan.

### a) Einfluß der Belastung und der Umfangsgeschwindigkeit auf die Zapfenreibungszahl $\mu_1$ .

Stribeck fand an einem Sellers-Lager mit Ringschmierung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, Abb. 1097, bei Verwendung von Motorenöl der Gasmotorenfabrik Deutz die Kurven Abb. 1098. Als Abszissen sind die Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten, als Ordinaten die Zapfenreibungszahlen  $\mu_1$  aufgetragen. An den einzelnen Linien stehen die zugehörigen mittleren Flächendrucke  $p = \frac{P}{l \cdot d}$ . Es

zeigt sich, daß die Reibungszahl bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten von einem Anfangswert 0,14 zunächst auf einen kleinsten Wert fällt, und zwar um so langsamer, je höher die Auflagepressung ist; dann steigen die Kurven wieder.

Der Anfangswert, Punkt *A* im Schema, entspricht der trockenen Reibung fester, wenig gefetteter Körper, die beim Anlauf zu überwinden ist. Die Reibung sinkt aber rasch, da bei zunehmender Geschwindigkeit steigende Ölmengen zugeführt werden, die im Gebiete *AB* halbflüssige Reibung bedingen, bis bei einem für alle Drucke gleich hohen Kleinstwerte *B* die günstigsten Verhältnisse erreicht werden und unter Ausklippen der Unebenheiten die flüssige Reibung einsetzt. Dieser Übergang tritt bei um

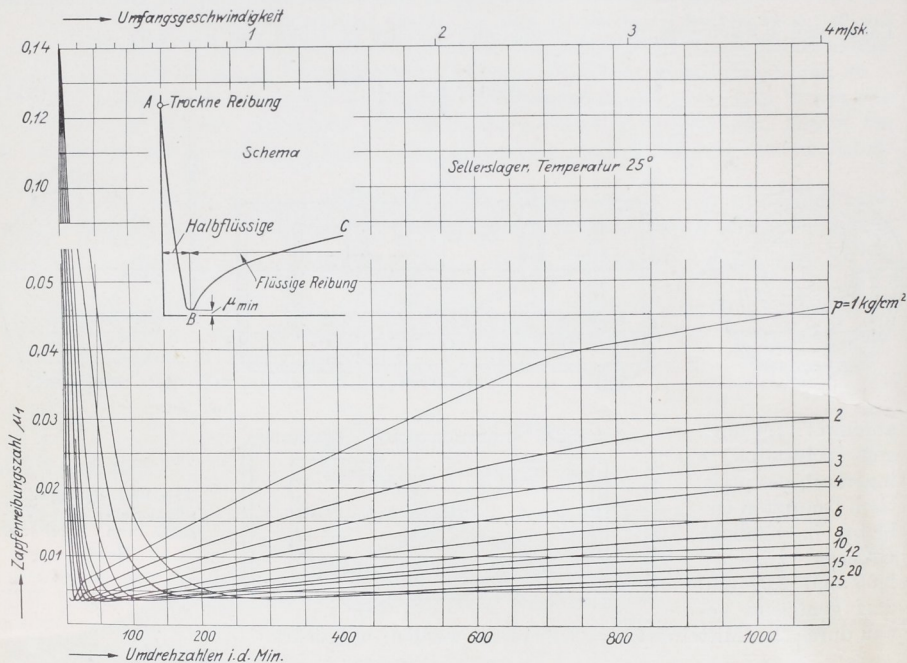


Abb. 1098. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck an dem Sellerslager, Abb. 1097, nach Stribeck.

so höherer Geschwindigkeit ein, je größer die Belastung des Zapfens ist, vgl. Abb. 1099, wo als Abszissen die entsprechenden Pressungen, als Ordinaten die zugehörigen Geschwindigkeiten aufgetragen sind.

Die zunächst auffallende Erscheinung, daß die Kleinstwerte  $\mu_{1min}$  bei verschiedenem Auflagedruck sämtlich auf gleicher Höhe liegen, ist auch nach der hydrodynamischen Theorie zu erwarten. Ermittelt man nämlich die Größe  $\sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}}$  aus den Formeln (314) und (312) und setzt die Werte einander gleich, so folgt:

$$\frac{\mu_{1min}}{0,0047} \sqrt{\frac{l}{4d+l}} = \frac{s}{d} \sqrt{\frac{191000}{\Phi}} \sqrt{\frac{d}{l} + 1}.$$

Bei dem Verhältnis  $h : \frac{s}{2} = 0,5$ , bei dem sich  $\mu_{1min}$  ausbildet, ist aber nach der Zusammenstellung 115, Seite 630  $\Phi = 4,1$ , womit:

$$\mu_{1min} = \frac{1,02 \cdot s \sqrt{(4d+l)(d+l)}}{d \cdot l} \quad (316)$$

wird. Es ist lediglich vom Spiel  $s$  und den Maßen  $d$  und  $l$  des Zapfens abhängig, unabhängig dagegen vom mittleren Flächenndruck  $p$ , der Drehzahl  $n$  und selbst der Zähigkeit  $\eta$  des Schmiermittels.

Das spätere Ansteigen der Kurven in Abb. 1098 erklärt sich aus den mit größeren Geschwindigkeiten wachsenden Widerständen in der Ölschicht selbst. Ganz allgemein gilt für dieses Gebiet, daß die Reibung 1. mit steigender Pressung abnimmt, dagegen

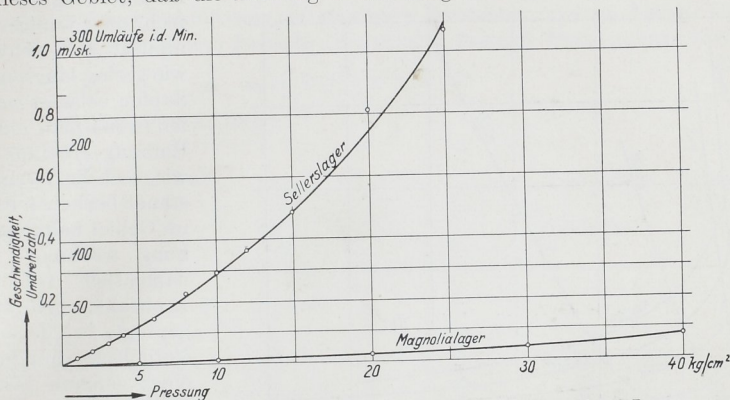


Abb. 1099. Abhängigkeit des Ausklinzustands an den von Stribeck untersuchten Lagern von der mittleren Flächenpressung und von der Umlaufgeschwindigkeit.

2. mit Zunahme der Geschwindigkeit wächst, bis sie bei mehr als 10 m/sek nahezu unabhängig von der Geschwindigkeit wird, wie Lasche [XV, 9] in Ergänzung der Stribeck'schen Versuche nachwies; vgl. Abb. 1100.

Den Stribeck'schen Kurven ganz ähnliche fand Rydberg [XV, 14] bei der Ermittlung des Fahrwiderstandes von Eisenbahnzügen, der in Abb. 1101 in kg/t Gewicht, abhängig von der Fahrgeschwindigkeit, aufgezeichnet ist. Linie  $a$  für die leeren Wagen zeigt bei Geschwindigkeiten von mehr als 5 km/st durchweg höhere Werte als die Linie  $b$  für die

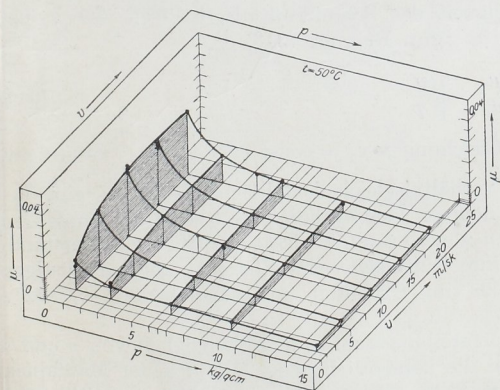


Abb. 1100. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächenndruck nach Lasche.

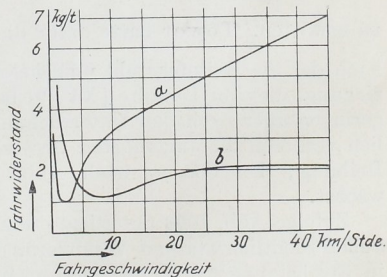


Abb. 1101. Fahrwiderstand an Eisenbahnwagen nach Rydberg.

beladenen, an denen die Zapfen rund viermal höher belastet waren. Der Fahrwiderstand setzt sich aus der Lagerreibung, der Radreibung und dem Luftwiderstand der Wagen zusammen. Da die im wesentlichen rollende Radreibung nur gering ist und der Luftwiderstand erst bei größeren Geschwindigkeiten starken Einfluß gewinnt, prägt die Zapfenreibung den Kurven die charakteristische Form auf.

Praktisch wertvolle Rückschlüsse gestattet die Darstellung der Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Pressung bei verschiedenen Drehzahlen, Abb. 1102, die gewissermaßen aus senkrechten Schnitten durch die Abb. 1098 hergeleitet werden kann. Die Kurven bestehen jeweilig aus einem fallenden, links von  $\mu_{1\min}$  gelegenen Teil, für den flüssige Reibung gilt und einem steigenden, in dem die Reibungszahl infolge

halbflüssiger Reibung mehr oder weniger rasch zunimmt. Man sieht deutlich, wie gering langsam laufende Zapfen belastet werden dürfen, wenn man mit flüssiger Reibung arbeiten will, und wie rasch die Reibungswiderstände bei hohen Pressungen im Gebiet halbflüssiger Reibung wachsen. Das ist namentlich bei niedrigen Drehzahlen sehr stark ausgeprägt, bei denen sich die Verhältnisse nur durch Wahl eines zäheren Schmiermittels günstiger gestalten lassen, das eine Verschiebung des Kleinstwertes von  $\mu_1$  nach rechts und einen weniger steilen Verlauf der Kurve jenseits dieses Scheitelpunktes zur Folge hat.

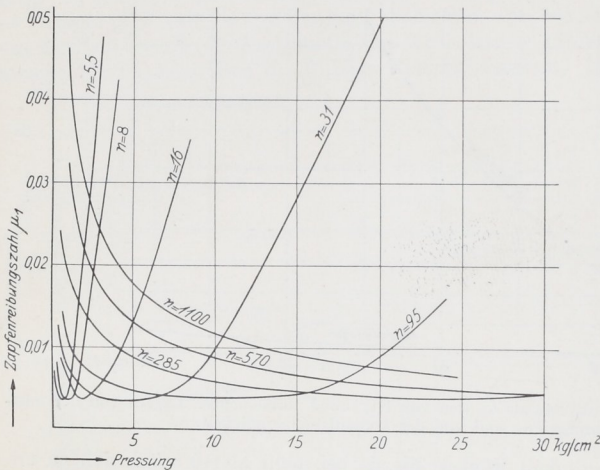


Abb. 1102. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  am Lager Abb. 1097 in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Umlaufzahl des Zapfens. (Nach Stribeck.)

Als Beziehung zwischen  $\mu_1$  und verschiedenen Pressungen  $p$  und  $p'$  bei gleicher Laufgeschwindigkeit, Temperatur und Zähigkeit des Schmiermittels, ist nach der hydrodynamischen Theorie im Gebiet der flüssigen Reibung (313):

$$\frac{\mu_1}{\mu_1'} = \sqrt{\frac{p'}{p}} \quad (317)$$

zu erwarten. Tower hatte dafür die Gleichung  $p \cdot \mu_1 = \text{const}$  oder  $\mu_1 = \frac{C}{p}$  aufgestellt, nach der die Reibungszahl umgekehrt verhältnismäßig dem Flächendruck sei, eine Beziehung, die von Lasche [XV, 9] bei höheren Geschwindigkeiten bestätigt wurde, bei geringen aber nach den Untersuchungen von Stribeck nicht zutrifft. Selbstverständlich verlieren die angeführten Gesetze ihre Gültigkeit beim Übergang zur halbflüssigen Reibung, bei der  $\mu_1$  nach Abb. 1098 im Gegenteil mit zunehmender Pressung wächst.

Zufolge Abb. 1098 unterliegt die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von  $p$  und  $v$  außerordentlich starken Veränderungen, die namentlich beim Anlaufen der Maschinen in Erscheinung treten und eine wichtige Rolle spielen. Schon nach kurzem Stillstand ist zu Beginn der Bewegung die trockene Reibung der Ruhe zu überwinden und dazu ein großes Kraftmoment nötig. Nach Einleitung der Bewegung sinkt die Reibung, aber langsamer als nach den Linien der genannten Abbildungen zu erwarten ist, weil die Ölschicht beim Anlaufen dünner sein wird, als während des Beharrungszustandes, für welchen jene Kurven gelten.

Aber nicht allein beim Anfahren, sondern auch während des normalen Betriebes werden gewöhnliche Gleitlager nicht immer die günstigen Zahlen aufweisen, die sich bei dem mit großer Sorgfalt durchgeführten Laboratoriumsversuch fanden. Um sicher zu

gehen, pflegt man deshalb bei Überschlagrechnungen, sofern nicht bei höheren Drehzahlen auf flüssige Reibung zu rechnen und Formel (315) heranzuziehen ist, als durchschnittliche Werte die folgenden Zahlen zu benutzen:  
bei guter Schmierung und Wartung

$$\mu_1 = 0,06,$$

bei weniger sorgfältiger Schmierung, in staubigen Betrieben, oder im Freien, ferner für Maschinen mit unterbrochenem Betriebe (Hebezeuge, manche Werkzeugmaschinen usw.)

$$\mu_1 = 0,08 \text{ bis } 0,10.$$

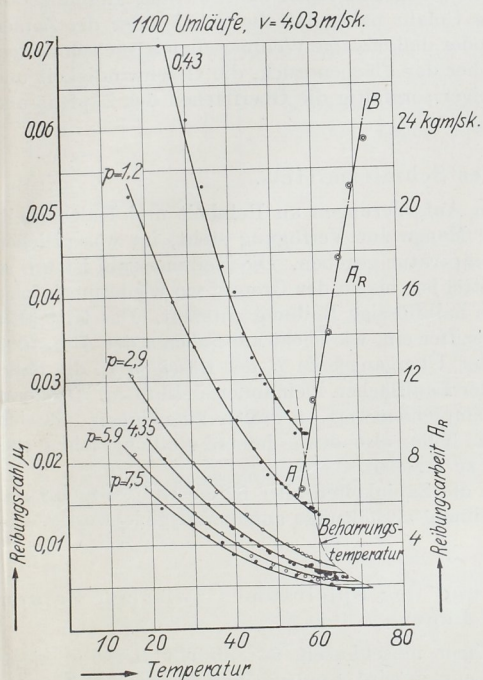


Abb. 1103. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von Temperatur und Flächenpressung bei  $v = 4,03 \text{ m/sk}$  Zapfengeschwindigkeit nach Stribeck.

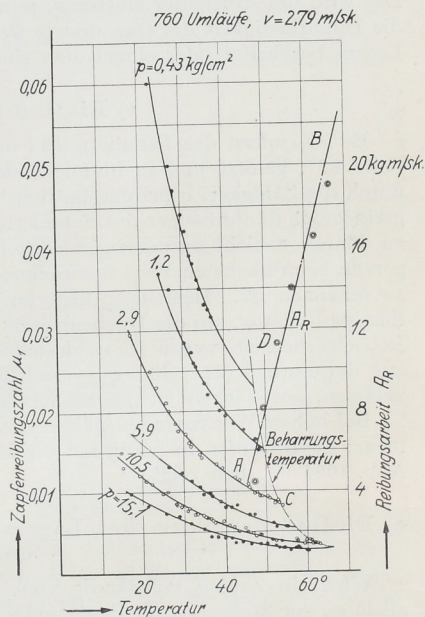


Abb. 1104. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von Temperatur und Flächenpressung bei  $v = 2,79 \text{ m/sk}$  Zapfengeschwindigkeit nach Stribeck.

### b) Einfluß der Temperatur.

Unter der Voraussetzung, daß genügende Ölmengen in den Lagerflächen vorhanden sind, sinkt die Reibung mit steigender Temperatur, wie der zunehmende Flüssigkeitsgrad erwarten läßt und wie die Abb. 1103 und 1104 nach den Versuchen Stribecks an dem Sellerslager, Abb. 1097, bei 1100 und 760 Umläufen in der Minute deutlich zeigen. Bei einer Temperaturerhöhung von 20 auf 50° fällt die Reibung bei allen Pressungen auf etwa  $\frac{1}{3}$ . Aus dem Verhältnis der Zähigkeiten des bei den Versuchen verwandten Deutzer Gasmotorenöls, die nach Abb. 1094 durch 40 und 7 Englergrade bei 20 und 50° C oder durch absolute Zähigkeiten  $\eta = 0,027$  und  $\eta' = 0,0046 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$



gekennzeichnet sind, wäre nach Formel (313) unter sonst gleichen Umständen ein Verhältnis:

$$\frac{\mu'_1}{\mu_1} = \sqrt{\frac{\eta'}{\eta}} = \sqrt{\frac{0,0046}{0,027}} = 2,42$$

zu erwarten. Der Unterschied dürfte sich zwanglos aus der Abnahme der Stärke der Ölschicht an der engsten Stelle bei höheren Temperaturen und der damit verbundenen Vergrößerung des Wertes  $\alpha$  erklären.

Wird die Ölschicht zu dünn, so kommen die Unebenheiten der Laufflächen wieder in metallische Berührung; halbflüssige Reibung mit rasch zunehmender Reibungszahl und Erwärmung setzt ein und rückt die Gefahr nahe, daß die Schale oder der Zapfen angegriffen werden, sogar festbrennen, oder daß etwaige Weißmetallausgüsse schmelzen. Das wird um so leichter eintreten, je höher der Flächendruck, die Geschwindigkeit und die Dünnpflüssigkeit des Öles und je weniger sorgfältig die Oberflächen des Zapfens und Lagers bearbeitet oder eingelaufen sind.

### c) Einfluß des Schmiermittels.

Er ist, sofern das Schmiermittel den Anforderungen an Reinheit und Haltbarkeit, Seite 627, genügt und in hinreichender Menge zur Verfügung steht, im wesentlichen durch die Zähigkeit  $\eta$  bei der Betriebstemperatur gegeben. Die Reibungszahl ist um so geringer, je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, bis zu der Grenze, wo wiederum infolge zu dünner Schicht an der engsten Stelle halbflüssige Reibung entsteht. Das tritt aber gerade beim kleinsten Wert der Reibungsziffer ein, wie leicht am Schema der Abb. 1098 zu erkennen ist. Denn  $\mu_{1\min}$  liegt an der Übergangsstelle *B* der flüssigen in die halbflüssige Reibung, wo die Unebenheiten der Laufflächen ineinander einklinken. Größere Betriebsicherheit wegen ist es deshalb empfehlenswert,  $\eta$  größer zu nehmen, als sich aus der Formel (314) für  $\mu_{1\min}$  ermitteln ließe, also etwas höhere Reibungszahlen zuzulassen, um stärkere Schmierschichten zu erzielen.

Bei hohen Wärmegraden nähern sich die Zähigkeiten aller Schmiermittel mehr und mehr; diese werden in bezug auf die Reibungsverhältnisse annähernd gleichwertig, wie Abb. 1094 deutlich zeigt.

### d) Einfluß der Form des Lagers und des Spielraumes zwischen Zapfen und Lager.

Wird ein Zapfen vollständig vom Lager umschlossen, so entsteht Reibung nicht allein an der Stelle, wo der Druck aufgenommen wird, sondern auch in der Ölschicht der unbelasteten Schale, also auf dem ganzen Umfange des Zapfens. Die theoretische Untersuchung läßt sogar die Entstehung nicht unbedeutlicher Pressungen im Öl der unbelasteten Schale erwarten, und das fand Lasche [XV, 11] bei seinen Messungen an Lagern tatsächlich bestätigt. Die Reibung wird um so größer sein, je dünner die Ölschicht und je geringer der Spielraum zwischen Lager und Zapfen ist, je genauer also die beiden ineinander passen. So bewirkte die Vergrößerung des Zapfenspiels von 0,12 auf 0,24 mm bei einem Versuch von Heimann [XV, 12] an einem Lager von 30 mm Durchmesser bei  $p = 3 \text{ kg/cm}^2$  und  $1-3 \text{ m/sek}$  Geschwindigkeit eine Abnahme der Reibung um 50%. Wählt man andererseits den Zapfen wesentlich kleiner, als die Bohrung des Lagers, so ist ungleichmäßigere Verteilung des Auflagedruckes in der immer dünner werdenden Schmierschicht und die Gefahr des Fressens gegeben. Bei mäßigen Flächenpressungen und unveränderlich in derselben Richtung wirkendem Druck wird im allgemeinen größeres Spiel als bei hohen Pressungen und Wechsel der Kraftrichtung oder bei Stößen zugelassen werden können.

Wenn der Druck seine Richtung nicht ändert, ist es vorteilhaft, der nichttragenden Schale reichliches Spiel zu geben, wodurch nach Abb. 1089 gleichzeitig ein Raum, in

dem sich das Öl sammelt, geschaffen werden kann. Oder es ist die genannte Schale schmaler zu halten oder endlich ganz wegzulassen. Vielfach beschränkt man sogar die tragende Schale auf einen Winkel von etwa 150 bis 120 Grad, wie z. B. an Eisenbahnwagenlagern. Denn die äußersten Schalteile erfahren nur geringe Pressungen und nehmen einen kleinen Betrag des Gesamtdruckes auf, erhöhen dagegen die Reibung in verhältnismäßig starkem Maße.

### e) Einfluß der Baustoffe und der Bearbeitung.

Wie oben ausgeführt, kommen Zapfen und Lagerschalen im Gebiet der trockenen und halbflüssigen Reibung in unmittelbare, metallische Berührung, sind dagegen durch eine Ölschicht getrennt, wenn sie unter flüssiger Reibung aufeinander laufen. Dann ist nur das verwandte Schmiermittel für die Reibung maßgebend. Immerhin sei auf die praktisch erheblichen Unterschiede aufmerksam gemacht, die Stribeck bei seinen Versuchen an dem gußeisernen Lager, Abb. 1097, und einem anderen feststellte,

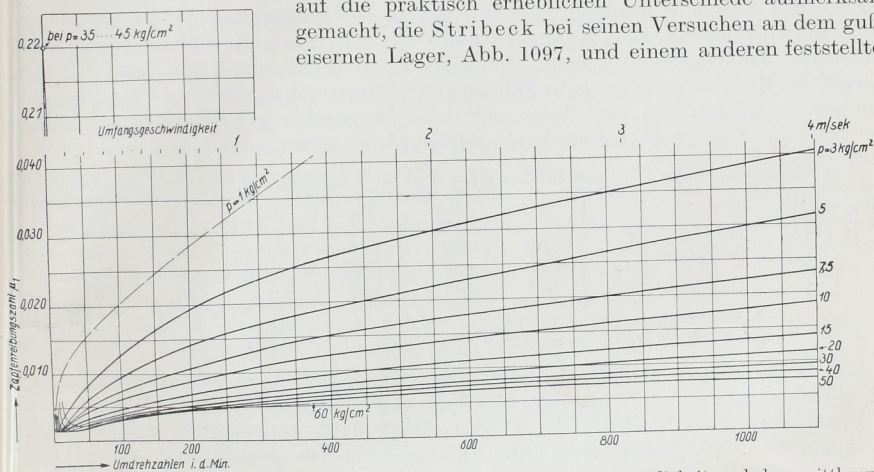


Abb. 1105. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck an einem Magnolialager. (Nach Stribeck.)

das mit Magnoliametall ausgegossen war, einem weichen Weißmetall aus Blei, Zinn und Antimon mit wenig mehr als 200 kg/cm<sup>2</sup> Festigkeit an der Quetschgrenze. Das Lager hatte 70 mm Bohrung und 70 mm Schalenlänge, besaß Ringschmierung und ergab Reibungszahlen, die in Abb. 1105 in Abhängigkeit von den Umläufen in der Minute oder von der Umfangsgeschwindigkeit, in Abb. 1106 aber in Abhängigkeit von den mittleren Auflagedrücken aufgetragen sind. Beide Abbildungen sind zum leichteren Vergleich in demselben Maßstabe gehalten, wie die für das Sellerslager mit gußeisernen Schalen geltenden Abb. 1098 und 1102. Zunächst ist die Reibungsziffer  $\mu_0$  der trockenen Reibung, die beim Anlaufen in Frage kommt, beim Magnolialager nach der Zahlenreihe:

$p =$	2...35	35...45	45...55	60 kg/cm <sup>2</sup>
$\mu_0 =$	0,21	0,22	0,23	0,24

in geringem Maße abhängig von der Pressung, aber wesentlich größer als am Sellerslager mit durchweg  $\mu_0 = 0,14$ . Beim Inbetriebsetzen sinkt jedoch die Reibungszahl  $\mu_1$  am Magnolialager viel rascher unter erheblicher Einschränkung der Gebiete halbflüssiger Reibung auf einen nur etwa halb so großen Wert von  $\mu_{1 \min} = 0,0017$  gegenüber 0,0035 in der gußeisernen Schale. Dagegen liegt  $\mu_1$  am Magnolialager nach Eintritt flüssiger Reibung durchweg höher, vgl. Abb. 1105 mit 1098. Auch die folgenden Zahlenreihen zeigen das deutlich, die für 2 und 4 m/sec Umfangsgeschwindigkeit bei verschiedenen Auflagedrücken gelten:

Zusammenstellung 116. Zapfenreibungszahlen  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  und dem Flächendruck  $p$ .

$$v = 2 \text{ m/sek}$$

Flächenpressung $p =$	1	2	3	6	10	15	20 kg/cm <sup>2</sup>
$\mu_1$ am Magnolialager . . . .	0,051	0,0355	0,0299	0,0196	0,0138	0,0105	0,0090
$\mu_1$ am Gußeisenlager . . . .	0,032	0,0218	0,0172	0,0115	0,0086	0,0061	0,0055
$v = 4 \text{ m/sek}$							
$\mu_1$ am Magnolialager . . . .			0,0406	0,0262	0,0185	0,0138	0,0114
$\mu_1$ am Gußeisenlager . . . .			0,0237	0,0160	0,0118	0,0090	0,0076

Im Durchschnitt ist das Verhältnis der Zapfenreibungszahlen beider Lager bei gleicher Flächenpressung 1,6 : 1.

Zur Beurteilung der Reibungsverluste an ganzen Lagern müssen freilich statt der Zahlen für gleichen Flächendruck diejenigen bei gleichen Gesamtlasten herangezogen werden. In Zusammenstellung 117 sind darum die bestimmten Belastungen  $P$  entsprechenden Flächendrücke  $p_1$  und  $p_2$  unter der Annahme ermittelt worden, daß die Projektion der tragenden Fläche am Sellerslager 7·23, am Magnolialager 7·7 cm<sup>2</sup> betrug. An Kurven, in denen  $\mu_1$  in Abhängigkeit von  $p_1$  und  $p_2$  auf Grund der Zusammenstellung 116 aufgetragen war, ließen sich dann die zugehörigen Reibungszahlen finden, die nicht mehr so große Unterschiede zeigen wie in Zusammenstellung 116.

Zusammenstellung 117. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Belastung  $P$ .

Belastung $P$	100	200	300	500	750	1000	kg	
$v = 2 \text{ m/sek}$	Gußeisenlager	$p_1$ .	0,62	1,24	1,86	3,11	4,66	6,22 kg/cm <sup>2</sup>
		$\mu_1$	0,040	0,029	0,023	0,017	0,013	0,011
	Magnolialager	$p_2$ .	2,04	4,08	6,13	10,2	15,3	20,4 kg/cm <sup>2</sup>
		$\mu_1$ .	0,035	0,025	0,019	0,013	0,010	0,0089
$v = 4 \text{ m/sek}$	Gußeisenlager	$\mu_1$ bei $p_1$ kg/cm <sup>2</sup>			0,023	0,019	0,016	
	Magnolialager	$\mu_1$ bei $p_2$ kg/cm <sup>2</sup>			0,018	0,014	0,011	

Das Magnolialager erweist sich sogar als vorteilhafter, weil seine Reibungszahlen bei gleicher Last um 12 bis 30% niedriger sind als die des Gußeisenlagers.

Besonders scharf tritt die Überlegenheit des Magnolialagers in den Kurven der Abb. 1106 gegenüber Abb. 1102 zutage: Die durch die fallenden Äste gekennzeichneten praktisch wertvollen Gebiete der flüssigen Reibung sind viel ausgedehnter und die Übergänge zur halbflüssigen viel allmählicher!

Die Unterschiede lassen sich hydrodynamisch durch verschieden große Lagerspiele erklären. Formel (316) würde aus den beiden Werten für  $\mu_{1 \min}$  Spiele von:

$$s = \frac{\mu_{1 \min} \cdot d \cdot l}{1,02 \cdot \sqrt{(4d + l)(d + l)}}$$

errechnen lassen, die sich im Falle des Magnolialagers zu:

$$s = \frac{0,0017 \cdot 7 \cdot 7}{1,02 \cdot \sqrt{(4 \cdot 7 + 7)(7 + 7)}} = 0,00365 \text{ cm} \quad \text{oder} \quad 0,037 \text{ mm},$$

im Falle des Sellerslagers mit gußeisernen Schalen zu:

$$s = \frac{0,0035 \cdot 7 \cdot 23}{1,02 \cdot \sqrt{(4 \cdot 7 + 23)(7 + 23)}} = 0,014 \text{ cm} \quad \text{oder} \quad 0,14 \text{ mm}$$

ergeben und die entweder durch die Herstellung oder durch das Einlaufen, bei dem sich wahrscheinlich das Weißmetall dem Zapfen viel weitgehender anschmiegt, entstanden sein können. Leider ist an Hand dieser Größen eine Nachprüfung der Theorie nicht möglich, da die Lagerspiele nicht ermittelt worden sind. Auch war die Voraussetzung bei der Ableitung der Formel, daß die Tragfläche genau halbzylindrisch und ununterbrochen sei, nicht erfüllt; denn beide Lager hatten Schmiernuten, die die Ausbildung zusammenhängender Schmierschichten erschwerten.

Hervorzuheben ist ferner noch, daß der höchste Flächen-  
druck, der an der gußeisernen Schale  $22,6 \text{ kg/cm}^2$  betrug, beim  
Magnolialager auf  $60 \text{ kg/cm}^2$  gesteigert werden konnte.

Beträchtlichen Einfluß hat der Werkstoff beim Einlaufen  
eines Lagers. Zapfen und Lager passen selbst bei genauester  
Bearbeitung und sorgfältigstem Zusammenbau infolge der  
Verbiegungen im Betriebe nie völlig zusammen; alle Zapfen  
müssen einlaufen. Mäßig belastete tun das von selbst wäh-  
rend des Arbeitens. Wichtige, hoch belastete nimmt man  
unter vorsichtiger Steigerung der Belastung und, sofern nicht  
flüssige Reibung in Betracht kommt, unter allmählicher Er-  
höhung der Geschwindigkeit bei ständiger Beobachtung des  
Wärmezustandes der Lager in Betrieb. Gewöhnlich stellt man  
die Temperatur durch Anfühlen fest; an wichtigen Lagern sollte  
diese aber möglichst nahe der Lauffläche durch Thermometer  
verfolgt werden können. Schreitet der Einlaufvorgang richtig  
fort, so steigt die Temperatur beim Übergang zu einer höheren  
Belastungsstufe zunächst vorübergehend, sinkt dann aber lang-  
sam und stetig ab; Störungen machen sich sofort durch Wieder-  
ansteigen bemerkbar. Harte Werkstoffe, wie Gußeisen und  
Bronze, passen sich durch Abschleifen, weiche durch Weg-  
quetschen der Unebenheiten den Zapfen an. Von den für die  
Schalen in Betracht kommenden wichtigeren: Stahl, Guß-  
eisen, Bronze, Messing und Weißmetall, letzteres in Form von  
Ausgüssen benutzt, läuft der Stahl, insbesondere in gehärtetem  
Zustande, nur sehr wenig und äußerst langsam ein. Stahl-  
schalen müssen also von vornherein so sorgfältig wie möglich  
ausgeführt werden. Auch Gußeisen braucht lange Zeit zum  
Einlaufen. Viel günstiger verhalten sich die angegebenen  
Legierungen, insbesondere Weißmetall. Nach den Unter-  
suchungen von Charpy [XV, 13] bestehen sie aus harten Kri-  
stallen, die bei hoher örtlicher Flächenpressung in die weichere  
Grundmasse eingedrückt werden und ein rasches und anscheinend  
sehr vollkommenes Anpassen der Schalen an den Zapfen  
bewirken, wie die niedrigen Kleinstwerte der Reibungszahlen  
in Abb. 1105 im Vergleich mit denjenigen in Abb. 1098 an-  
deuten. Zugleich werden die Zapfen nicht so leicht, wie bei  
den Schleifvorgängen an härteren Baustoffen angegriffen. Das  
geht so weit, daß die weiche Grundmasse der Weißmetallager  
im Falle des Warmlaufens im Betriebe ohne Beschädigung  
der Zapfen zum Teil schmelzen und ausfließen kann, während  
bei härteren Schalen unbedingt Fressen eintreten würde. Sehr  
weiche Stoffe dagegen, wie reines Blei, sind als Lagermetalle  
ungeeignet, weil sie an den Zapfen haften und „schmie-  
ren“. Auch einander ähnliche, zähe Baustoffe, wie weicher  
Flußstahl auf weichem Flußstahl oder auf Stahlguß müssen  
vermieden

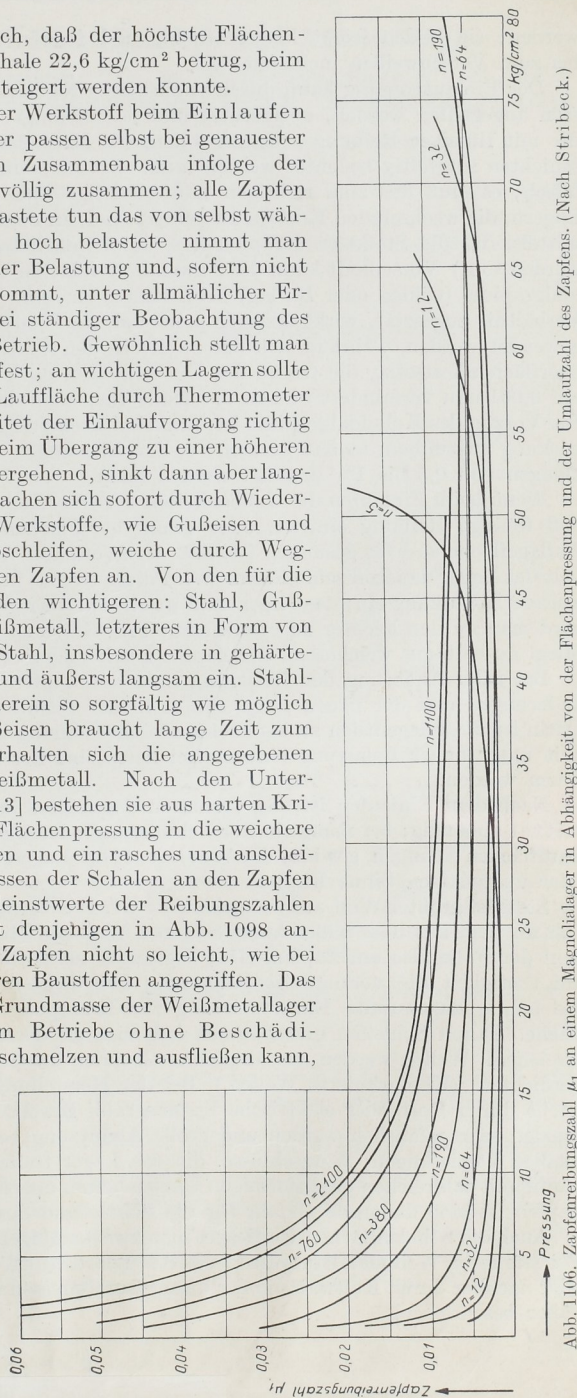


Abb. 1106. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  an einem Magnolialager in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Umlaufzahl des Zapfens. (Nach Striebeck.)

werden; sie bilden leicht längere Späne und fressen sich dann bald vollständig, oft bis zum Verschweißen ineinander ein.

Der Einlaufvorgang kann durch vorsichtiges Nachschaben der Stellen, die am stärksten angegriffen werden, unterstützt und beschleunigt werden, wobei aber an Lagern, die mit flüssiger Reibung arbeiten sollen, die Möglichkeit der Ausbildung keiliger Ölschichten sorgfältig beachtet werden muß. Ein zu weitgehendes sattes Einpassen wäre falsch; es muß das zum richtigen Laufen nötige Spiel gewahrt bleiben. (Anders bei Lagern, die wechselnden Kräften ausgesetzt sind, an denen das Entweichen des Schmiermittels, das die Stöße zu dämpfen hat, durch möglichst dichtes Einpassen verhindert werden soll!) Vorteilhaft kann die Anwendung feinsten Graphits oder noch besser Kolloidalgraphits (Oiltag oder Kollag) beim Einlaufen sein. Dem Schmieröl in bestimmtem Verhältnis zugesetzt, wirkt ersterer polierend, darf jedoch nur mit großer Vorsicht angewendet werden, während sich der zweite in den Vertiefungen der Zapfen und Lageroberflächen festsetzt, die Größe der Unebenheiten nach Schätzung von Falz bis herab auf 0,001 mm vermindert und so das frühe Einsetzen der flüssigen Reibung begünstigt. Der Vorzug des Kolloidalgraphits ist, praktisch aschefrei zu sein und deshalb keine Schleifwirkung auszuüben, so daß er dem Öl, das allerdings säurefrei sein muß, dauernd in Mengen von 0,5 bis 1% zugefügt werden kann.

Wenn beim Einlaufen die Unebenheiten der Oberflächen so ausgeglichen worden sind, daß flüssige Reibung eintritt, oder wenn der Flächendruck unter Vergrößerung der Auflagefläche so weit gesunken ist, daß der Werkstoff nicht mehr angegriffen wird, behält das Lager dauernd seine Form. Wird diese Grenze nicht erreicht, so tritt im Betriebe weitere Abnutzung ein; das Lager muß nachstellbar gemacht werden. Die Abnutzung wird man an den leichter zu ersetzenden Teil, d. i. meist die Lagerschale, verlegen; sie pflegt deshalb aus weicherem, der Zapfen aus härterem Werkstoff hergestellt zu werden.

Bei jeder Änderung der Belastung muß der Zapfen wegen der eintretenden Formänderungen und der neuen Lage, die er in der Schale annimmt, wiederum einlaufen. Darin ist die gelegentlich zu beobachtende Erscheinung begründet, daß Lager, die lange Zeit unter hoher Belastung einwandfrei liefen, bei der Umstellung auf geringere Last warm werden.

Nach dem Einlaufen ist das Verhalten des Lagers im wesentlichen vom Schmiermittel abhängig; bei mangelhafter Schmierung oder wenn Unreinigkeiten zwischen die Laufflächen gelangen, gewinnt der Werkstoff der Lagerschalen aber wieder im günstigen oder ungünstigen Sinne Einfluß.

Stets ist größter Wert auf weitgehendste Glätte der Laufflächen zu legen, namentlich an dem aus dem widerstandsfähigeren Werkstoff bestehenden Teile, in der Mehrzahl der Fälle also am Zapfen. Das begründet neben der meist hohen Beanspruchung auf Festigkeit die vorzugweise Benutzung von dichtem Flußstahl für die Zapfen und die häufig angewandte Einsatzhärtung zur Erzeugung einer besonders harten Oberfläche. Durch Schleifen und Polieren läßt sich an derselben die größtmögliche Glätte erreichen. Wellen werden aus ähnlichen Gründen durch Kaltwalzen an der Oberfläche verdichtet. (Komprimierte Wellen.) Bei der Herstellung rauh gebliebene oder im Betriebe durch Rost oder elektrische Ströme rauh gewordene Zapfen können den Lagerschalen sehr gefährlich werden und große Abnutzung bedingen. Rost erzeugt unregelmäßige Vertiefungen; Kurzschlüsse, die das Lager treffen, lassen die Zapfenoberfläche häufig mit zahlreichen punktförmigen Unebenheiten übersät erscheinen. Ein beschädigter Zapfen ist eine dauernde Gefahr für die Schale und den Betrieb.

Auch die Schalenflächen verdichtet man zweckmäßigerweise auf mechanischem Wege: Bei stärkeren Weißmetallaussgüssen vor der Bearbeitung durch gleichmäßiges Hämmern oder nachher durch Kaltwalzen oder durch Durchpressen eines Dornes, wie an Abb. 1467 näher beschrieben.