

$$p = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)} = \frac{1400}{5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (8,5^2 - 6^2)} = 9,83 \text{ kg/cm}^2$$

Flächendruck. Bei 1000 Umdrehungen der Schnecke in der Minute ist die mittlere Umfangsgeschwindigkeit:

$$v_m = \frac{\omega \cdot d_m}{2} = \frac{104,7 \cdot 0,0725}{2} = 3,79 \text{ m/sek.}$$

Das Produkt $p \cdot v_m = 9,83 \cdot 3,79$ gibt $37,3 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$. Dieser hohe Wert gestattet die Konstruktion unter voller Belastung nur bei unterbrochenem Betrieb anzuwenden, schließt aber Dauerbetrieb aus.

Die Kämme werden durch die am Hebelarm a angreifende Belastung auf Biegung beansprucht, wobei das Widerstandsmoment des Ansatzquerschnitts in Frage kommt, der abgewickelt ein Rechteck von der Länge πd_i und der Höhe h gibt, so daß:

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P}{z} \cdot \frac{d_m - d_i}{2 \pi \cdot d_i \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1400 \cdot (7,25 - 5,5)}{5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 1^2} = 94 \text{ kg/cm}^2$$

wird.

Beispiel 16. Am Kopfende einer Welle von 150 mm Durchmesser soll eine Kraft $P = 5000 \text{ kg}$ bei $n = 200$ Umläufen in der Minute aufgenommen werden.

Da offenbar die Reibungsarbeit maßgebend sein wird, berechnet man unter Annahme von $p \cdot v_m = 30 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$ zunächst die nötige Breite nach (372a)

$$b = \frac{P \cdot n}{6000 (p \cdot v_m)} = \frac{5000 \cdot 200}{6000 \cdot 30} = 5,55 \text{ cm.}$$

In der Wahl des äußeren oder inneren Durchmessers ist man lediglich an konstruktive Rücksichten gebunden. Vgl. Abb. 1588.

B. Stützzapfen, die unter flüssiger Reibung arbeiten.

Neben der schon erwähnten Möglichkeit, die flüssige Reibung durch Ausbildung keiliger Schmierschichten auszunutzen, besteht noch die, das Öl unter solchem Druck und in solcher Menge am inneren Rande der ebenen Lauffläche zuzuführen, daß der Zapfen, als Voll- oder einfacher Ringzapfen ausgeführt, von der Stützfläche abgehoben wird und auf dem Öle schwimmt. Dieser Fall sei zuerst besprochen.

1. Stützzapfen mit Preßschmierung.

Bedeutet r_i den inneren, r_a den äußeren Halbmesser der tragenden Fläche in cm, η die absolute Zähigkeit in $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$, q die Menge des zugeführten Öls in l/sek, P die Belastung, die der Zapfen aufnehmen muß und h die durchweg gleich große Stärke der Schmierschicht in cm, so wird der Öldruck p_x in at im Abstände x von der Drehachse, solange Zähigkeitsströmung vorhanden ist, also keine Wirbel auftreten:

$$p_x = 0,6 \frac{\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_a}{x}. \quad (373)$$

Wegen der Ableitung der Formel vergleiche [XV, 7]. Der größte Druck am inneren Rande, unter dem das Öl zuzuführen ist, ergibt sich, wenn man x in r_i übergehen läßt, zu.

$$p_i = 0,6 \frac{\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_a}{r_i}. \quad (374)$$

An Hand eines Ringes vom Halbmesser x und der Breite dx , folgt nun die Belastung, die der Zapfen tragen kann:

$$P_1 = \int p_x \cdot 2\pi x \cdot dx = \frac{1,2 \cdot \eta \cdot q}{h^3} \int \ln \frac{r_a}{x} \cdot x \cdot dx = -1,2 \frac{\eta \cdot q}{h^3} \int \ln \frac{x}{r_a} \cdot x \cdot dx.$$

Zur Integration multipliziert und dividiert man den Ausdruck mit r_a^2 :

$$P_1 = -1,2 \frac{\eta \cdot q}{h^3} \cdot r_a^2 \int_{r_i}^{r_a} \ln \frac{x}{r_a} \cdot \frac{x}{r_a} \cdot \frac{dx}{r_a},$$

betrachtet $\frac{x}{r_a}$ als Veränderliche und erhält nach einigen Umformungen:

$$P_1 = 0,3 \frac{\eta \cdot q}{h^3} \left[r_a^2 - r_i^2 \left(2 \ln \frac{r_a}{r_i} + 1 \right) \right].$$

Dazu tritt noch die Längskraft, die der Öldruck im Spalte in Höhe von $P_2 = \pi [r_i^2 - (r')^2] p_i$, erzeugt, wenn r' den Wellenhalbmesser bedeutet, so daß:

$$P = P_1 + P_2 = \frac{0,3 \eta \cdot q}{h^3} \left[r_a^2 - r_i^2 - 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} \right] \quad (375)$$

wird. Schaltet man aus (374) und (375) q aus, so folgt die Beziehung:

$$r_a = \sqrt{r_i^2 + 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{2P}{\pi \cdot p_i} \ln \frac{r_a}{r_i}} \quad \text{oder} \quad p_i = \frac{2P \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi [r_a^2 - r_i^2 - 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i}]} \quad (376)$$

zur Ermittlung des Außenhalbmessers r_a oder des Öldruckes p_i . An dem Elementarring vom Halbmesser x ergibt sich ferner die Schubkraft S , die aufgewendet werden muß, um den Zapfen mit der Winkelgeschwindigkeit ω zu drehen, auf Grund des Newtonschen Gesetzes, daß S verhältnismäßig der Zähigkeit, der Schubfläche und der Geschwindigkeit und umgekehrt verhältnismäßig der Schichtdicke ist, daß also:

$$dS = \frac{\eta \cdot df \cdot v}{h} \quad \text{ist,}$$

$$S = 10^{-4} \cdot \frac{\eta}{h} \int_{r_i}^{r_a} 2\pi x dx \cdot \omega \cdot x = 2 \cdot 10^{-4} \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega}{h} \int_{r_i}^{r_a} x^2 dx = \frac{2 \cdot 10^{-4} \cdot \pi \cdot \eta \cdot \omega}{3h} (r_a^3 - r_i^3). \quad (377)$$

Die Beizahl 10^{-4} berücksichtigt, daß r_a und r_i in der im Maschinenbau üblichen Weise in cm eingesetzt werden. Das Produkt $dS \cdot x$ ist das Moment zur Überwindung der Schubkraft an der Elementarfläche und:

$$M_R = \int dS \cdot x = 2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega}{h} \int_{r_i}^{r_a} x^3 dx = \frac{10^{-4} \cdot \pi \cdot \eta \cdot \omega}{2h} (r_a^4 - r_i^4) \quad (378)$$

das zum Antrieb des Zapfens nötige Drehmoment.

Faßt man die Schubkraft S als Reibungswiderstand auf, so kann $S = \mu_1 \cdot P$ gesetzt und daraus die Zapfenreibungszahl:

$$\mu_1 = \frac{S}{P} \quad (379)$$

bestimmt werden.

Mit dem mittleren Flächendruck:

$$p = \frac{P - P_2}{\pi (r_a^2 - r_i^2)}$$

und der mittleren Umfangsgeschwindigkeit:

$$v_m = \omega \cdot \frac{r_a + r_i}{2}$$

gewinnt man noch in:

$$a_{R_0} = \mu_1 \cdot p \cdot v_m = \frac{\mu_1 \omega (P - P_2)}{2 \pi (r_a - r_i)} \quad (380)$$

den Betrag der spezifischen Reibungsarbeit. Die gesamte am Zapfen entwickelte Reibungsarbeit ist:

$$A_R = a_{R_0} \cdot \pi (r_a^2 - r_i^2) = \frac{\mu_1 \omega \cdot (P - P_2) (r_a + r_i)}{4} \quad (381)$$

Sie gestattet die Erwärmung des Öls nachzurechnen. Wenn man annimmt, daß die gesamte Reibungswärme auf das Öl übergeht, so fällt die so ermittelte Temperatur etwas zu hoch aus, weil ein Teil der Wärme durch den Zapfen und das Lager abgestrahlt wird.

Mit den bei Formel (349) angeführten Bezeichnungen muß sein: $\frac{A_R}{427} = \frac{c \cdot q}{\gamma} (t_2 - t_1)$, woraus sich die Abflußtemperatur des Öls ergibt:

$$t_2 = t_1 + \frac{A_R \cdot \gamma}{427 c \cdot q} \quad (382)$$

Die vorstehende Ableitung setzt die Zähigkeit η als unveränderlich, also an allen Stellen der Lauffläche gleich groß voraus; tatsächlich nimmt aber die Temperatur des Öles, während dasselbe über die Zapfenfläche läuft, zu, mithin die Zähigkeit ab.

Beispiel 17. Dem im Beispiel 16 berechneten Zapfen soll so viel Preßöl zugeführt werden, daß er unter flüssiger Reibung auf dem Öl schwimmt. Das Drucköl wird dem Zapfen längs der Welle zugeführt und der Lauffläche zu dem Zwecke ein innerer Durchmesser von $d_i = 160$ mm gegeben, so daß ein rings um die Welle von 150 mm Durchmesser laufender Spalt von 5 mm Weite entsteht. Praktisch genügende Abdichtung wird erreicht, wenn das Stützlager mit dem anschließenden Halslager zu einem Ganzen vereinigt wird. Die Ölmenge ist um den Betrag, der durch das Spiel des Halslagers verlorengeht, zu vergrößern.

Die Berechnungsgrundlagen sind: Belastung $P = 5000$ kg, $n = 200$ /min oder $\omega = 20,94$ 1/sek, $r_i = 8,0$ cm, $r_a = 8,0 + 5,55 \approx 13,6$ cm, $\frac{r_a}{r_i} = \frac{13,6}{8} = 1,70$,

$\ln \frac{r_a}{r_i} = 2,303 \cdot \lg 1,7 = 0,5306$. Die Zähigkeit des zu verwendenden Öls sei $0,02 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$.

Um die Wirkung der Stärke der Ölschicht anschaulich zu zeigen, ist die Rechnung in der folgenden Zusammenstellung für $h = 0,01$ und $0,02$ cm durchgeführt.

Ist Öl von bestimmter Pressung, in Turbinenanlagen etwa zur Betätigung der Regelung, vorhanden, so liefert Formel (376) den Außenhalbmesser r_a . Z.B. würde bei $p_i = 20$ at Überdruck und $h = 0,01$ cm Schichtstärke:

$$r_a = \sqrt{r_i^2 + 2(r_i)^2 \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{2P}{\pi \cdot p_i} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}} = \sqrt{8^2 + 2 \cdot 7,5^2 \cdot 0,5306 + \frac{2 \cdot 5000}{\pi \cdot 20} \cdot 0,5306} = 14,4 \text{ cm}$$

werden müssen.

Verschiedene Schmierschichtstärke hat, wie die nachstehende Rechnung zeigt, keinen Einfluß auf den Öldruck p_i am inneren Rande, den mittleren Druck p und die mittlere Geschwindigkeit v_m . Eine Verdoppelung der Stärke der Ölschicht setzt die Zapfenreibungszahl μ_1 , das Antriebsmoment M_R und die Reibungsarbeit A_R auf die Hälfte herab, vermindert die Temperatur des ablaufenden Öls, verlangt aber die achtfache Ölmenge.

Zu bemerken ist, daß das Lager auch während der Ruhe, sofern es unter Öldruck steht, ständig die berechnete Ölmenge durchläßt, daß dadurch aber andererseits die

Verlangte Schmierschichtstärke h	0,01	0,02	cm
Öldruck am inneren Rande (376) $p_i = \frac{2 P \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi \left[r_a^2 - r_i^2 - 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} \right]}$	27,6	27,6	at
Ölmenge (374) $q = \frac{\pi \cdot p_i \cdot h^3}{0,6 \cdot \eta \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}}$	0,014	0,112	l/sek
Druck $P_2 = \pi [r_i^2 - (r')^2] p_i$	662	662	kg
Schubkraft (377) $S = \frac{2 \cdot 10^{-4} \pi \cdot \eta \cdot \omega}{3 h} (r_a^3 - r_i^3)$	17,6	8,8	kg
Antriebsmoment (378) $M_R = \frac{10^{-4} \pi \eta \cdot \omega}{2 h} (r_a^4 - r_i^4)$	198,2	99,1	cmkg
Zapfenreibungszahl (379) $\mu_1 = \frac{S}{P}$	0,00352	0,00176	
Mittlerer Flächendruck $p = \frac{P - P_2}{\pi (r_a^2 - r_i^2)}$	11,42	11,42	kg/cm ²
Mittlere Umlaufgeschwindigkeit $v_m = \omega \left(\frac{r_a + r_i}{2} \right)$	2,26	2,26	m/sek
Spezifische Reibungsarbeit (380) $a_{R_0} = \mu_1 \cdot p \cdot v_m$	0,0908	0,0454	$\frac{\text{m kg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$
Gesamte Reibungsarbeit (381) $A_R = a_{R_0} \cdot \pi (r_a^2 - r_i^2)$	34,51	17,26	mkg/sek
Ölablauftemperatur (382) $t_2 = t_1 + \frac{A_R \cdot \gamma}{427 c \cdot q}$	33°	21°	

Sicherheit beim Anfahren erhöht ist, weil der Zapfen von vornherein schwimmt. Die Voraussetzung, daß stets Drucköl vorhanden ist, muß bei Turbinenanlagen auch in Rücksicht auf die Regelung erfüllt sein. In konstruktiver Beziehung wird man die Einlaufkanten gut abrunden und die Stützfläche starr lagern. Sie kugelig zu stützen und dadurch selbststellbar zu machen, ist bedenklich, weil sie dann beim Laufen kippen und zum einseitigen Anlaufen kommen kann.

2. Stützzapfen, an denen flüssige Reibung durch keilige Schichten erzeugt wird.

a) Grundlagen.

Die Wirkung eben begrenzter keiliger Schmierschichten sei hier nur anschaulich an Hand einiger Abbildungen erläutert; bezüglich der mathematischen Verfolgung der Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse, der die Anregung zu dem technisch wichtigen Fortschritt in der Ausbildung der Stützlager zu danken ist, muß auf das Buch von Gumbel-Everling [XV, 7] verwiesen werden. Vorausbemerkt sei, daß man sich bei der Berechnung der Lager gewöhnlich auf die Ermittlung des Flächendrucks beschränkt, weil sich rechnerisch so geringe Keilneigungen ergeben, daß sie praktisch nicht sicher verwirklicht werden können und weil sich die Neigung bei der wichtigsten Form derartiger Stützlager, beim Michell-Lager, selbsttätig einstellt, also vorher nicht ermittelt zu werden braucht.

Wird eine ebene Fläche über einer ruhenden, schwach geneigten, Abb. 1126, im Sinne des Pfeiles mit der Geschwindigkeit v verschoben, so wäre auf Grund einer Betrachtung ähnlich der an Abb. 936b, Seite 526, durchgeführten geradlinige Geschwindigkeitsverteilung nach den Dreiecken AA_1A_2 , BB_1B_2 , usw., Abb. 1126, zu erwarten. Die Inhalte dieser Dreiecke sind verhältnismäßig den an der betreffenden Stelle mitgenommenen Flüssigkeitsmengen, die also verschieden groß sind. Die Folge ist, daß sich die beiden Platten entweder parallel zueinander zu stellen suchen oder daß die dazwischen eingeschlossene Flüssigkeit unter Druck kommen muß, wenn die Platten ihre gegenseitige Lage beibehalten, weil ein Teil der an den Stellen A und B mitgenommenen Flüssigkeit sich staut und zurückströmen muß. Der Flüssigkeitsdruck ruft nun nach den Erläuterungen an Abb. 936a in dem Spalt Geschwindigkeiten hervor, die nach

Parabeln verteilt sind, vgl. Abb. 1126. In allen den Querschnitten, in denen die Dreiecksfläche größer ist als der Inhalt der Parabeln, wird der Flüssigkeitsdruck zunehmen. Er erreicht seinen Höchstwert im Querschnitt CC_1 , wenn dort die beiden Flächen gleich groß sind. Von da ab sinkt er auf Null im Endquerschnitt DD_1 . In Abb. 1126 unten sind die aus den Einzelgeschwindigkeiten zusammengesetzten Geschwindigkeiten dargestellt. Man sieht, daß zwei Strömungen entstehen: eine obere im Sinne des Pfeils, in der die an der oberen Fläche haftenden Ölschichten auf solchen mit abnehmenden Geschwindigkeiten gleiten — eine untere, dem Pfeil entgegengesetzt gerichtete, die das überschüssige Öl zurückfördert. Eine bestimmte Zwischenschicht hat die Geschwindigkeit Null. — Die bei derartigen Strömungen entstehenden Drucke können sehr hoch sein.

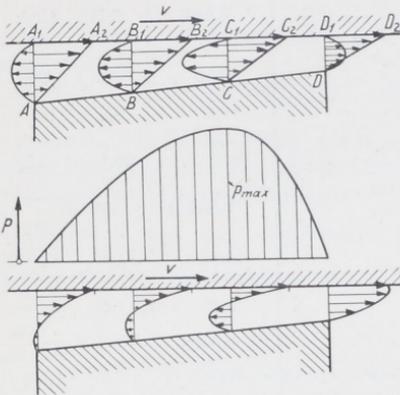


Abb. 1126. Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in einer keiligen Schmierschicht.

und das Schwimmen des Zapfens unter flüssiger Reibung dadurch, daß sich die Welle in der Schale infolge des Lagerspiels selbsttätig exzentrisch einstellt. Im Falle einer halbverschließenden Schale entsteht so eine Druckverteilung nach Abb. 1127. Der Druck steigt von Null an der Eintrittsstelle des Öls auf einen Höchstwert und sinkt wieder auf Null an der dünnsten Stelle der Schmierschicht.

Welche Wirkung eine den Zapfen nahezu ganz umschließende Schale hat, verdeutlicht Abb. 1128. Die Drucke werden gleichmäßiger; es treten jedoch auch Drucke in der Oberschale auf, die den Deckel belasten. Sofern es nicht wegen der Richtung der am Zapfen angreifenden Kräfte notwendig ist, die Oberschale anliegen zu lassen, wird man ihr größeres Spiel als der Unterschale geben und erreicht gleichzeitig eine Verminderung der Lagerreibung.

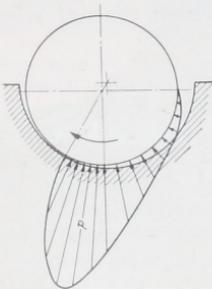


Abb. 1127. Druckverteilung in einer den Zapfen halb umschließenden Schale.

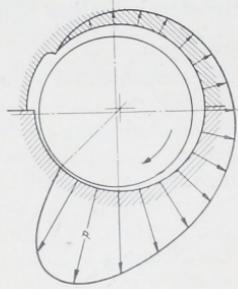


Abb. 1128. Druckverteilung in einer den Zapfen nahezu ganz umschließenden Schale.

Schmierschicht stellt sich die unten mit I bezeichnete Druckverteilung ein. Benutzt man nur einen Teil von L zur Bildung der keiligen Schmierschicht, so entstehen Drucke entsprechend den Kurven $II-IV$, und zwar ist nach Fall II am günstigsten, die Keillänge auf etwa $0,75 L$ zu bemessen. Der hierbei erreichte Druck ist sogar größer als im Falle I .

Selbst schon das Brechen oder Abrunden der Eintrittskanten unter gutem Übergang zur Stützfläche kann die Bildung tragfähiger Ölschichten ermöglichen. So ist die leidliche Wirkung älterer Stützlager mit ebenen Flächen im wesentlichen auf die richtige

Schließt sich an eine schräge Fläche eine parallele an, so wird auch diese durch das dazwischen gebrachte Öl zum Tragen herangezogen. Abb. 1129 zeigt die Wirkung solcher gebrochenen Flächen. In einer auf der ganzen Länge keiligen

Ausbildung der Schmiernuten unter sorgfältiger Abrundung der Kanten, über welche hinweg das Öl zu den Zapfenflächen gefördert wird, zurückzuführen.

Die Neigung der Flächen kann ganz gering sein: $\leq 1 : 100$, wenn sie durch Drehen, Fräsen oder Hobeln, $1 : 1000$, wenn sie durch Schaben hergestellt werden sollen. Die Wirkung ist um so vollkommener, je breiter die Gleitflächen sind, senkrecht zur Bewegungsrichtung gemessen, weil der Druck nach allen Kanten hin auf Null sinken muß, und die Schmiermittel um so leichter längs der Ränder entweichen werden, je schmaler die Flächen sind. Vorteilhaft ist, die Keilflächen nicht auf der ganzen Breite der Gleitflächen durchzuführen, Abb. 1130.

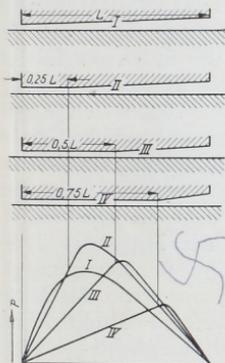


Abb. 1129. Druckverteilung an gebrochenen geschmierten Gleitflächen.

Alles, was die Ausbildung und Aufrechterhaltung der tragenden keiligen Schicht stören kann, muß vermieden werden. Dahin gehören in erster Linie Schmiernuten an der eigentlichen Tragfläche, aber auch alle größeren Unregelmäßigkeiten in den Oberflächen der aufeinander bewegten Teile.

Schmiernuten stellen die Verbindung zwischen Orten verschiedenen Druckes her,

machen dadurch die gesetzmäßige Ausbildung der Druckverteilung unmöglich und zerlegen die Tragfläche in kleine Teilflächen unter erheblicher Verminderung der Flüssigkeitsdrücke, wie Abb. 1131 an einem Zapfen verdeutlicht. Wird eine Fläche durch Nuten in n kleine Flächen unterteilt, so sinkt der Druck auf $1/n$ desjenigen, der sich an einer ununterbrochenen Fläche bei gleicher Gleitgeschwindigkeit einstellt, sofern auch die größten und die kleinsten Stärken der Schmierschicht in beiden Fällen dieselben sind.

Die Zuführung des Schmiermittels hat dort zu erfolgen, wo der Druck im Schmiermittel kleiner ist als der Zufuhrdruck. Dabei ist das Schmiermittel an dieser Stelle ständig in solcher Menge bereit zu halten, daß die Schicht nicht abreißt, weil sonst die Schmierung unterbrochen wird. Bei hin- und hergehender Bewegung muß also mindestens die für einen Hub nötige Menge vorhanden sein, bei dauernd in einer Richtung bewegten Teilen aber für ständige Zufuhr von Öl gesorgt werden.

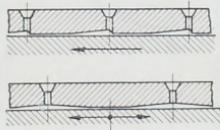


Abb. 1132. Ausbildung keiliger Schmierschichten an ebenen Gleitflächen.

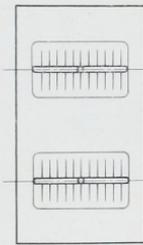


Abb. 1130. Ausbildung der Schmiernuten an ebenen Gleitflächen.

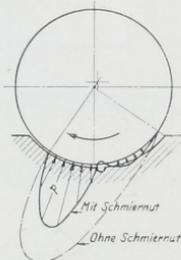


Abb. 1131. Wirkung von Schmiernuten auf die Druckverteilung in einer Lagerschale.

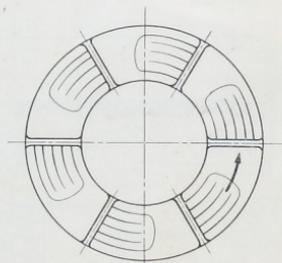


Abb. 1133. Ausbildung keiliger Schmierschichten an einem Stützlager.

b) Anwendungen.

Keilige Flächen zur Herbeiführung flüssiger Reibung unter Ausschaltung jeglichen Verschleißes kann man vorteilhafterweise an den Gleitflächen von Führungen aller Art, an Kreuzkopfschuhen, Büchsen, aber auch an Steuerschiebern, Dampfkolben usw. anwenden. Abb. 1132 zeigt oben ihre Ausbildung bei Bewegung im Sinne des Pfeiles, unten bei wechselnder Richtung.

An Stützlagern mit mäßigen Belastungen lassen sich die Wirkungen durch Anarbeiten von schwach keiligen Flächen nach Abb. 1133 erreichen. Ob es zweckmäßiger

ist, die Nuten nur vom inneren Rande her einzuschneiden oder sie über die ganze Ringbreite durchzuführen, müssen erst noch Versuche zeigen.

Viel vollkommener ist die von Michell zuerst angegebene Bauart der Stützlager. Michell zerlegt die ruhende Tragfläche nach Abb. 1134 in mehrere Teile, die z. B. durch Schneiden oder Schrauben so gestützt sind, daß sie sich zu der über sie hinweggleitenden

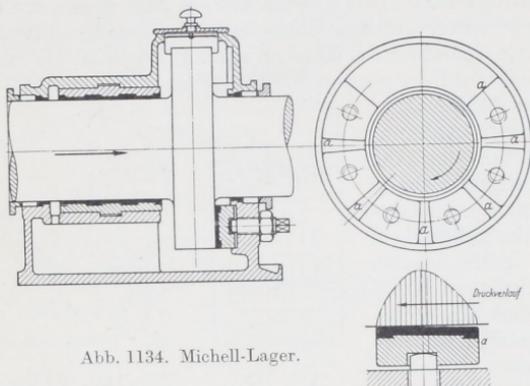


Abb. 1134. Michell-Lager.

Lauffläche geneigt einstellen können. Sie tun das selbsttätig, wenn nur dafür gesorgt wird, daß der Zutritt des Öls durch sorgfältiges Abrunden der Einlaufkanten gesichert ist und stellen sich je nach der Umfangsgeschwindigkeit unter verschiedener Neigung ein. Zweckmäßigerweise ordnet man den Stützpunkt oder die Schneide etwas hinter der Mitte der Tragfläche, im Sinne der Bewegung gerechnet, an; nur wenn das Lager unter wechselnder Drehrichtung arbeiten soll, empfiehlt es sich, die Stützung in der Mitte vorzu-

sehen. An diesen Lagern ist es möglich geworden, den spezifischen Druck ganz wesentlich zu erhöhen, z. B. an Schiffswellendrucklagern von 3 bis 6 kg/cm² in den üblichen Kammlagern, Abb. 1591, auf 25 bis 35 kg/cm² zu gehen und die vielteilige, teure, sehr empfindliche frühere Bauart durch ein kurzes Lager mit einem einzigen Druckring

zu ersetzen, bei geringerer Wartung und viel größerer Betriebsicherheit. Auch im Wasser- und Dampfturbinenbau haben die Michell-Lager überall Eingang gefunden. Wichtig ist, die Druckstücke zu möglichst gleichmäßigem Tragen zu bringen. Manche Firmen beschränken sich auf genau übereinstimmende Ausführung der Druckklötze durch äußerst sorgfältige Werkstattarbeit. In Abb. 1134 werden die Stücke durch Stellschrauben beim Zusammenbau zu gleichmäßigem Anliegen gebracht. Brown, Boveri & Co. stützen die Druckstücke durch eine Doppelreihe von Kugeln, Abb. 1135, die den Druckausgleich herbeiführen. Wird ein Druckstück zu hoch belastet, so drückt es die Kugeln auseinander, zwingt aber

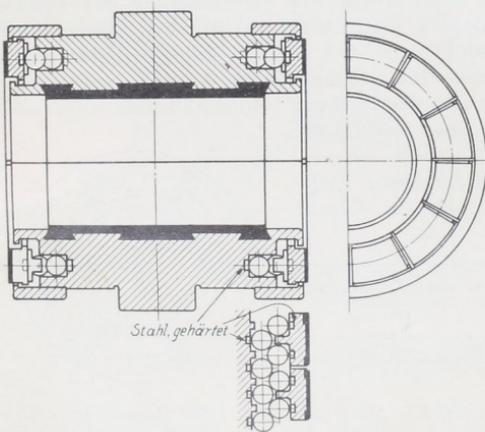


Abb. 1135. Doppeldrucklager, Brown, Boveri & Co.

dabei die Nachbarstücke zu stärkerem Tragen. Die Abbildung zeigt ein mit einem Traglager vereinigt Doppeldrucklager, geeignet zur Aufnahme von Kräften, die von rechts oder links kommen.

Ein Michell-Lager von 322,5 cm² Stützfläche zeigte nach zweieinviertelstündigem Betrieb unter 6800 kg oder 21 kg/cm² Belastung bei 455 Umläufen in der Minute, 36,7° Lagertemperatur bei 13,9° Zu- und 30° Abflußtemperatur des etwa 3 l/min betragenden Kühlwassers, nach weiterem eineinhalbstündigen Betrieb unter 9070 kg oder 28 kg/cm² bei 460 Umläufen in der Minute 37,8° Lager- und 32,2° Kühlwasserabflußtemperatur. Als Reibungszahl wurde $\mu_1 = 0,0015$ ermittelt [XV, 17].

In Abb. 1136 ist ein Schiffshauptdrucklager der AEG, Berlin, mit Umlaufschmierung dargestellt. Die beiderseits des einfachen, auf der Welle sitzenden Druckringes angeordneten Stützflächen ruhen in kugelig abgedrehten Trägern, welche den Druck auf das Lagergehäuse übertragen. Die Schmierung besorgt der Druckring, der das Öl aus dem Bade am Boden des Lagers auf seinen Umfang mitnimmt und hochhebt. Durch einen in seinem Scheitel vorgesehenen Abstreicher und durch Rinnen wird das Öl unter die Traglager geleitet und nun längs der Welle den Druckstücken zugeführt, die auf diese Weise sehr reichlich geschmiert werden. Das Ölbad kann vermittle der eingebauten Kühltülle gekühlt werden.

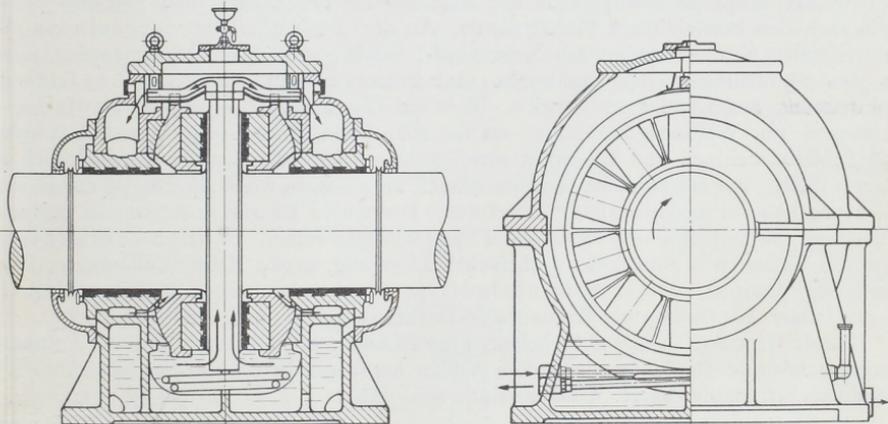


Abb. 1136. Schiffshauptdrucklager der AEG, Berlin.

C. Kugelige Stützzapfen.

Kugelförmige Stützzapfen werden als umlaufende Zapfen vermieden und hauptsächlich in solchen Fällen verwendet, wo eine geringe kippende Bewegung im Raume ermöglicht werden soll, wie an den Drehgestellen von Lokomotiven und Eisenbahnwagen, sowie an manchen im Raum schwingenden Stangen. Die Reibungsarbeit ist meist von untergeordneter Bedeutung, es genügt, den Zapfen auf Flächendruck:

$$p = \frac{P}{f}$$

zu berechnen. Für f , Abb. 1084, kommt je nach der Druckrichtung eine Kreis- oder Kreisringfläche in Betracht. p kann der Zusammenstellung S. 644 entnommen werden.

VI. Ausführung der Zapfen.

Die wichtigsten Baustoffe für die Zapfen sind die geschmiedeten Stähle Reinheitsgrad B, Zusammenstellung 21, Seite 81 (insbesondere nach dem Siemens-Martinverfahren hergestellt) und die Einsatz- und Vergütungsstähle der Zusammenstellung 22 sowie Sonderstähle. Vgl. auch Zusammenstellung 26.

Was die Bearbeitung anlangt, so genügt bei mäßigen Anforderungen sorgfältiges Abdrehen und Schlichten; bei höheren muß man, wie mehrfach betont, auf größte Glätte Wert legen und zu dem Zwecke die Laufflächen schleifen oder härten und schleifen. Da aber durch und durch gehärtete Stahlzapfen gegen Stöße empfindlich sind, ist es vorteilhafter, weichen (Einsatz-)Stahl oder die mit Nickel und Chrom legierten Sonderstähle zu verwenden, die bedeutende Festigkeit mit sehr großer Zähigkeit verbinden