

$a$  und  $d_0$  ergeben sich aus der Aufzeichnung, bei welcher der seitliche Ausschlag der Stange zu berücksichtigen und auf eine gute Abrundung am Übergang vom Zapfen zur Welle zu achten ist. Als Anhalt kann  $d_0 = 0,6 d$  dienen.

Bei der Berechnung des Zapfens gegen Warmlaufen wird zweckmäßig die Geschwindigkeit  $v = \frac{\pi d n}{60}$ , also die größte, dem Kugeldurchmesser  $d$  entsprechende eingesetzt und  $p \cdot v$  etwa nach den Angaben S. 648 gewählt.

Beispiel 14. Kugelzapfen für 3500 kg Belastung bei 100 Umläufen in der Minute.  
 $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ .

$$f' = \frac{P}{p} = \frac{3500}{50} = 70 \text{ cm}^2 = 0,63 d^2.$$

$$\text{Daraus: } d = \sqrt{\frac{f'}{0,63}} = \sqrt{\frac{70}{0,63}} = 10,5 \text{ cm; gewählt } d = 110 \text{ mm}.$$

Nachrechnung auf Biegung:  $a$  ergibt sich beim Aufzeichnen zu 46,  $d_0$  zu 70 mm

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot a}{\pi d_0^3} = \frac{32 \cdot 3500 \cdot 4,6}{\pi 7^3} = 478 \text{ kg/cm}^2, \quad \text{— zulässig —,}$$

auf Warmlaufen:

$$p_m = \frac{P}{0,9 \cdot b \cdot d} = \frac{3500}{0,9 \cdot 7,8 \cdot 11} = 45,3 \text{ kg/cm}^2, \quad v = \frac{\pi d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11 \cdot 100}{60} = 0,576 \text{ m/sek}.$$

$$p_m \cdot v = 45,3 \cdot 0,576 = 26,1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}.$$

Ausführung nach Abb. 1122. Die strichpunktierten Linien deuten einen zylindrischen Zapfen an, der ungefähr denselben Beanspruchungen unterliegt, aber einen wesentlich kleineren Stangenkopf verlangt.

## V. Berechnung der Stützzapfen.

Stützzapfen zur Aufnahme von Kräften, die ausschließlich oder vorwiegend in Richtung der Drehachse wirken, wurden früher mit ebenen Laufflächen versehen. Die neueren Anschauungen über die Schmiermittelreibung führten zur Ausbildung schräger Tragflächen unter Ausnützung der flüssigen Reibung in keiligen Schmierschichten und damit zu einem äußerst wichtigen Fortschritt. Kugelige Stützzapfen kommen selten zur Anwendung.

### A. Stützzapfen mit ebenen Laufflächen.

Ihre Berechnung erfolgt 1. auf Flächendruck, 2. auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Nur an ringförmigen und Kammzapfen ist die Verbindung mit der Welle auf Festigkeit nachzuprüfen.

#### 1. Berechnung auf Flächendruck.

Sie pflegt unter der Annahme gleichmäßiger Verteilung auf der ganzen Auflagefläche durchgeführt zu werden, wobei der mittlere Flächendruck  $p$ , an bewährten Ausführungen ermittelt, ähnlich wie an Tragzapfen nur als Vergleichswert zu betrachten ist. Am vollen Spurzapfen, Abb. 1080, ist:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}, \quad (361)$$

am ringförmigen Spurzapfen, Abb. 1081:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)}, \tag{362}$$

am Kammzapfen mit  $z$  Ringen, Abb. 1082:

$$p = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)}. \tag{363}$$

Die von den Schmiernuten eingenommene Fläche, die häufig 10 bis 20% beträgt, Abb. 1124, ist bei hohen Belastungen abziehen.

Für die Wahl des mittleren Auflagedrucks gelten die bei den Tragzapfen auf Seite 644 aufgeführten Gesichtspunkte. Da aber die Verhältnisse im allgemeinen, namentlich an großen Spurzapfen, ungünstiger liegen als bei den Tragzapfen, empfiehlt es sich, selbst bei mäßigen Geschwindigkeiten unter den dort angegebenen Werten zu bleiben.

Sonderwerte. An Wasserturbinen hat sich nach Pfarr für die Stützfläche ein hartes, fast weißes Gußeisen gut bewährt, das bei gehärtetem und geschliffenem Stahlzapfen und Ölschmierung bis zu 90 kg/cm<sup>2</sup> verträgt. Als Mittelwert empfiehlt Pfarr 50 bis 70 kg/cm<sup>2</sup>. Eichen- und Pockholz, in Wasser laufend, darf mit 8 bis 10, höchstens 20 kg/cm<sup>2</sup> belastet werden.

An Kammzapfen ist die Schwierigkeit, die Stützflächen so auszuführen, daß alle Ringe gleichmäßig tragen und der Umstand, daß ein Ring, der warm läuft, sich ausdehnt und noch mehr belastet und gefährdet wird, durch Wahl eines besonders niedrigen Wertes für  $p$  zu berücksichtigen. Für die Drucklager der Schiffswellen gibt Bauer an:

Auf Frachtdampfern . . . . .	3—4 kg/cm <sup>2</sup> ,
Auf Personendampfern . . . . .	4—5,5 „
Auf schweren Kriegsschiffen . . . . .	5—6 „
Auf leichten Kriegsschiffen . . . . .	7—9 „

Die Annahme, daß sich der Auflagedruck auf der ganzen Zapfenfläche gleichmäßig verteilt, daß also überall der mittlere Flächendruck herrscht, ist nicht zutreffend, weil 1. das Öl am äußeren Rande entweichen und deshalb dort geringere Pressung haben wird und weil 2. mit halbflüssiger Reibung und daher mit Abnutzung der Flächen gerechnet werden muß. Bei gleichmäßigem Flächendruck würde die Abnutzung am Rande infolge der größeren Geschwindigkeit stärker sein und eine schwach gewölbte Lauffläche unter Erhöhung des Flächendrucks im mittleren Teil erzeugen.

Auf die Bedingung, daß die Abnutzung überall gleich groß sein muß, wenn die Laufflächen eben bleiben sollen, gründet sich die Reyesche Theorie der Druckverteilung an Stützzapfen. Nimmt man an, die Abnutzung in irgend einem Punkte sei dem dort herrschenden Flächendruck  $p$  und der vorhandenen Gleitgeschwindigkeit  $v$  verhältnismäßig, so ist die Bedingung für überall gleiche Abnutzung  $p \cdot v = \text{konst}$  oder, da  $v$  in gleichem Maße wie der Halbmesser  $r$  wächst,  $p \cdot r = C$ . Danach ist die Verteilung des Flächendrucks durch eine gleichseitige Hyperbel, Abb. 1123, gegeben, deren Asymptoten die Drehachse und die Lauffläche sind und die am mittleren Durchmesser den mittleren Flächendruck aufweist. Denn:

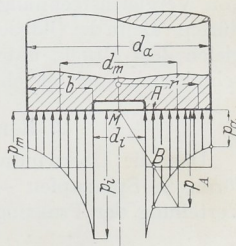


Abb. 1123. Verteilung des Flächendrucks an einem Spurzapfen nach Reye.

$$P = \int p \cdot df = C \int_{r_i}^{r_a} \frac{2\pi r dr}{r} = 2\pi C (r_a - r_i) = 2\pi C \cdot b$$

gibt:

$$C = \frac{P}{2\pi b} = p \cdot r$$

oder den Flächendruck  $p_r$  in der Entfernung  $r$  von der Mitte:

$$p_r = \frac{P}{2\pi r \cdot b} \quad (364)$$

Auf dem Kreis vom mittleren Durchmesser ist  $r = \frac{d_m}{2}$  und daher:

$$p_m = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b}, \quad (365)$$

also gleich dem mittleren Druck  $p$  nach Formel (362), während der größte Druck am inneren Rande eines ringförmigen Zapfens:

$$p_i = \frac{P}{\pi \cdot d_i \cdot b}, \quad (366)$$

der kleinste am Außenrande:

$$p_a = \frac{P}{\pi \cdot d_a \cdot b} \quad (367)$$

ist. Pfarr empfiehlt, der Berechnung von Turbinenzapfen  $p_i = 100$  bis  $170 \text{ kg/cm}^2$  zugrunde zu legen.

Zeichnerisch findet man den Verlauf der Pressung, indem man in einem beliebigen Punkte  $A$  ein Lot  $AB$  von der Länge  $p_m$  errichtet und einen Strahl vom Mittelpunkt  $M$  durch  $B$  zieht, der auf dem Lote am Ende von  $r_m$  die Pressung  $p_A$  im Punkte  $A$  abschneidet.

Im Mittelpunkt eines vollen Zapfens wird  $p_i$  theoretisch unendlich groß, ein Wert, der tatsächlich nicht erreicht wird, da die Baustoffe schon nachgeben und ausweichen, wenn der Flächendruck die Fließgrenze überschreitet, der aber doch darauf hinweist, den mittleren Teil eines vollen Spurzapfens nicht zu benutzen, weil dort die Schmierung durch den hohen Flächendruck sehr erschwert wird. Meist wird deshalb die Mitte ausgespart und zur Zuführung des Öls benutzt.

Auf die Reyesche Theorie gegründete Rechnungen haben ebenfalls nur den Wert von Vergleichsrechnungen, die auf außergewöhnliche Fälle nicht angewendet werden dürfen. Denn der Öldruck müßte am äußeren Rande der Lauffläche gleich Null, am inneren gleich dem Druck, unter dem das Öl zufließt, z. B. im Falle einer einfachen Umlaufschmierung auch gleich Null sein.

## 2. Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen.

Das zur Überwindung der Zapfenreibung nötige Drehmoment wird beim ringförmigen Spurzapfen — wieder unter der einfachen Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung der Pressung —, nach Abb. 1081:

$$M_R = \int \mu_1 \cdot p \cdot df \cdot r = \mu_1 \cdot p \cdot \int df \cdot r.$$

Nimmt man als Flächenelement einen Kreisring vom Halbmesser  $r$  und der Breite  $dr$ , so geht die Gleichung über in:

$$M_R = \mu_1 \cdot p \int 2\pi r \cdot dr \cdot r = 2\pi \cdot \mu_1 \cdot p \int r^2 dr = 2\pi \mu_1 \cdot p \cdot \frac{r^3}{3} \Big|_{\frac{d_i}{2}}^{\frac{d_a}{2}} = \frac{\pi}{12} \cdot p \cdot \mu_1 (d_a^3 - d_i^3).$$

Mit:

$$P = p \cdot f' = p \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$$

oder:

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{P}{d_a^2 - d_i^2}$$

wird am ringförmigen Spurzapfen oder an einem Kammzapfen mit beliebig vielen, aber gleich großen Ringen:

$$M_R = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \frac{d_a^3 - d_i^3}{d_a^2 - d_i^2}. \quad (368)$$

Für den vollen Spurzapfen ist  $d_i = 0$ ,  $d_a = d$  und:

$$M_R = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \cdot d. \quad (369)$$

In beiden Formeln fällt das Reibungsmoment durch die Annahme, daß  $p$  sich gleichmäßig verteilt, größer aus, als wenn ein von innen nach außen abnehmender Druck zugrunde gelegt wird. Die Voraussetzung erhöht mithin die Sicherheit der Rechnung.

Die Reibungsarbeit  $A_R$  ist durch das Produkt des Reibungsmomentes und der Winkelgeschwindigkeit dargestellt; sie wird an einem ringförmigen Spurzapfen oder einem Kammzapfen:

$$A_R = M_R \cdot \omega = \frac{\pi}{12} \cdot \mu_1 \cdot p \cdot \omega (d_a^3 - d_i^3).$$

Bei einem mittleren Durchmesser  $d_m$  und der Breite  $b$  der Lauffläche, also  $d_a = (d_m + b)$ ;  $d_i = (d_m - b)$  geht  $A_R$  über in:

$$A_R = \frac{\pi}{2} \cdot \mu_1 \cdot p \cdot \omega \cdot d_m^2 \cdot b \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right) = \frac{1}{2} \mu_1 \cdot P \cdot d_m \cdot \omega \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right)$$

und da  $\frac{\omega \cdot d_m}{2}$  gleich der Zapfengeschwindigkeit  $v_m$  am mittleren Durchmesser, die spezifische Reibungsarbeit aber:

$$a_R = \frac{A_R}{f_1}$$

ist, wird schließlich für den ringförmigen Spur- oder den Kammzapfen:

$$a_R = \mu_1 \cdot p \cdot v_m \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right). \quad (370)$$

Am vollen Spurzapfen ist die Reibungsarbeit:

$$A_R = M_R \cdot \omega = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \cdot d \cdot \omega$$

oder mit:

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \quad \text{und} \quad \frac{\omega \cdot d}{2} = v,$$

$$A_R = \frac{1}{6} \pi \mu_1 \cdot v \cdot d^2 \cdot p$$

und die spezifische:

$$a_R = \frac{A_R}{\pi d^2} = \frac{2}{3} \mu_1 \cdot v \cdot p. \quad (371)$$

$v$  ist dabei die größte auftretende Geschwindigkeit am äußeren Umfange des Zapfens.

Die Gefahr des Heißlaufens kann in entsprechender Weise wie an Tragzapfen nach dem Produkt  $p \cdot v_m$  beurteilt werden, wobei  $v_m$  die mittlere Geschwindigkeit an der Lauffläche ist.

Es darf unter Beachtung der Art der Schmierung gewählt werden: an ebenen oder ringförmigen Spurzapfen von Wasserturbinen

$$p \cdot v_m = 15-25 \text{ bis höchstens } 40 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}.$$

An Kammzapfen, bei welchen die Wärmeableitung meist sehr erschwert ist, pflegt man nur halb so große Werte zuzulassen.

Bei reichlicher Ölzufuhr unter Druck ist die Wärmeabführung günstig, dementsprechend dürfen dabei die höheren Zahlen eingesetzt werden; wenn die Schmierung spärlich ist oder die Reibungsarbeit durch Halslager noch vergrößert wird, muß man die niedrigeren Werte wählen. Beim Überschreiten der angeführten Zahlen ist Kühlung nötig.

Setzt man in  $p \cdot v_m$  die für den ringförmigen Zapfen geltenden Werte:

$$p = \frac{P}{f} = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b} \quad \text{und} \quad v_m = \frac{\omega \cdot d_m}{2 \cdot 100} = \frac{\omega \cdot d_m}{200}$$

ein, wobei  $d_m$  den mittleren Durchmesser in cm,

$b$  die Breite der Lauffläche, radial gemessen in cm,

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit

bedeuten, so folgt:

$$p \cdot v_m = \frac{P \cdot \omega}{200 \pi \cdot b} \approx \frac{P \cdot n}{6000 b} \quad (372)$$

Die Reibungsarbeit ist danach unabhängig vom mittleren Durchmesser, dagegen umgekehrt verhältnisgleich der Lauftringbreite  $b$ . Ein Ringzapfen, der bei der Nachrechnung auf Reibungsarbeit zu große Werte für  $p \cdot v_m$  ergibt, kann daher durch Vergrößerung der Breite betriebsicher gemacht werden. Am vollen, ebenen Zapfen entspricht  $b$  dem halben Durchmesser  $\frac{d}{2}$ .

Pfarr [XV, 21] führt folgende Beispiele anerkannt gut laufender Stützzapfen an, bemerkt aber dazu, daß manche der Ausführungen ein Wagnis darstellen, indem sie Belastungen zeigen, denen man sich nur im äußersten Falle nähern sollte.

$d_a$ cm	$d_i$ cm	$P$ kg	$n$	$p$		$v_m$ m/sek	$p \cdot v_m$ kg m cm <sup>2</sup> sek	
				berechnet kg/cm <sup>2</sup>	$p_i$ kg/cm <sup>2</sup>			
12,0	4,0	6200	32	61,1	122,2	0,134	8,2	
35,9	28,5	9400	40	16,3	191,3	0,713	11,6	
17,8	6,0	12600	47	57,2	113,4	0,293	16,8	
17,5	5,0	17300	46,5	78,5	176,5	0,274	21,5	
42,0	29,0	6000	150	8,3	10,1	2,79	23,2	
50,0	33,0	20000	60	18,1	22,7	1,302	23,6	
54,0	38,0	26300	43	22,8	27,6	1,036	23,6	
6,0	0,0	5150	100	183	$\infty$	0,157	28,8	
54,0	38,0	15950	87,5	13,8	16,7	2,11	29,1	
49,0	31,0	40000	40	35,4	45,7	0,83	29,4	
15,0	3,0	9600	122	56,7	169,8	0,575	32,6	
16,0	10,5	4100	160	35,9	45,3	1,11	39,8	
10,0	2,0	10000	96	132,5	398,0	0,302	40,0	
14,0	5,0	7536	150	56,2	106,7	0,746	41,9	
24,0	6,0	55000	41,5	129,5	324,0	0,326	42,2	
46,0	31,0	6500	300	7,2	8,9	6,05	43,5	

Lauffen, Kühlrippen  
Wetter (Ruhr) kalt.

Schongau, Kühlschlange,  
Bremen.

Versuche an einem einzelnen Druckring für ein Schiffsturbinedrucklager stellte Lasche [XV, 10] an. Bei denselben wurde eine Grenzbelastung, an die man zur Beurteilung der Betriebsicherheit des Lagers heranging, von 39,1 kg/cm<sup>2</sup> Pressung bei 11,6 m/sek mittlerer Geschwindigkeit erreicht, allerdings unter starker Wasserkühlung und sehr reichlicher Ölzufuhr. Während der mit Weißmetall überzogene Druckring völlig eben und glatt gehalten war, war der gehärtete und geschliffene stählerne Laufing mit eingefrästen und an ihren Kanten aufs sorgfältigste abgerundeten Nuten nach Abb. 1124 versehen. Eine Ausführung, die sich als bedeutend tragfähiger erwies als die übliche, bei der die Schmiernuten in der Weißmetallfläche liegen. Denn das Weißmetall gibt

unter hohem Druck leicht nach, versetzt die Nuten und beeinträchtigt die Schmierung. Die Nuten am Druckring traten mit etwa 1 mm<sup>2</sup> Querschnitt aus den Laufflächen heraus zu dem Zwecke, vom Öl mitgerissene Unreinigkeiten, die das Weißmetall anfransen würden, hinauszuspülen.

Bei der Berechnung bestimmt man nach Wahl des Flächendrucks die nötige Auflagefläche und rechnet dann den Zapfen auf Sicherheit gegen Warmlaufen nach. Soll der Druck am inneren Rande eine gewisse Höhe  $p_i$  nicht überschreiten, so ist nach den Formeln (366) und (365)  $\frac{p_i}{p} = \frac{d_m}{d_i}$ . Unter Benutzung der weiteren Beziehungen  $d_i = d_m - b$  und  $P = p \cdot \pi \cdot d_m \cdot b$  lassen sich die Maße  $d_m$ ,  $b$ ,  $d_i$  und  $d_a$  des Zapfens berechnen:

$$d_m = \sqrt{\frac{P}{\pi(p_i - p)} \frac{p_i}{p}}; \quad b = \frac{P}{p \cdot \pi \cdot d_m};$$

$$d_i = d_m - b; \quad d_a = d_m + b.$$

Ist zu erwarten, daß die Reibungsarbeit maßgebend ist, so empfiehlt es sich, zuerst die Breite  $b$  der Lauffläche aus:

$$b = \frac{P \cdot n}{6000(p \cdot v_m)} \quad (372a)$$

unter Annahme des Wertes für  $p \cdot v_m$  festzulegen und dann unter Nachrechnung des mittleren Flächendrucks zu ermitteln, ob ein Vollzapfen genügt oder ein Ringzapfen genommen werden muß.

Die nötigen Festigkeitsrechnungen an den Ring- und Kammzapfen zeigt Beispiel 15.

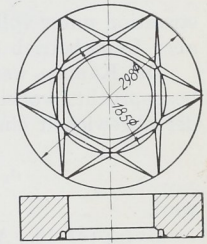


Abb. 1124. Druckring eines Schiffsturbinenlagers Nach Lasche. M. 1:10.

### 3. Berechnungsbeispiele.

Beispiel 14. Stützzapfen einer Wasserturbine für  $P = 20100$  kg Belastung bei  $n = 110$  Umdrehungen in der Minute. Die Pressung am inneren Rande soll etwa  $p_i = 150$  kg/cm<sup>2</sup> betragen. Zapfen und Stützfläche aus Stahl. Unter Annahme verschiedenen mittleren Flächendrucks ergibt sich folgende Rechnung:

Mittlerer Flächendruck $p$ angenommen zu	50	45	40	kg/cm <sup>2</sup>
$d_m = \sqrt{\frac{P}{\pi(p_i - p)} \frac{p_i}{p}}$	13,9	14,3	14,8	cm
$b = \frac{P}{p \cdot \pi \cdot d_m}$	9,2	10,0	10,8	„
$d_i = d_m - b$	4,7	4,3	4,0	„
$d_a = d_m + b$	23,1	24,3	25,6	„
Gewählt $d_i/d_a$	5,0/23,0	4,5/24,5	4,0/25,5	„
Tatsächlicher mittlerer Flächendruck $p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)}$	50,7	44,1	40,3	kg/cm <sup>2</sup>
Mittlere Geschwindigkeit $v_m = \frac{\omega(d_a + d_i)}{4}$	0,806	0,835	0,850	m/sek
$p \cdot v_m$	40,9	36,8	34,3	$\frac{\text{m kg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^3}$

Dem Produkt  $p \cdot v_m$  nach ist der mittlere Zapfen noch zulässig, größerer Sicherheit wegen aber derjenige von 4/25,5 cm Durchmesser empfehlenswerter.

Beispiel 15. Der in Abb. 1125 und 1991 dargestellte fünf-ringige Kammzapfen hat bei voller Belastung des Schneckentriebes  $P = 1400$  kg aufzunehmen und steht dabei unter:

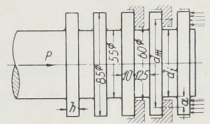


Abb. 1125. Kammzapfen. M. 1:5.

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

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  $\pi d_i$  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,  $\eta$  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  $\omega$  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 ausgestrahlt 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  $\eta$  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  $\mu_1$ , 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 <sup>2</sup>
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.

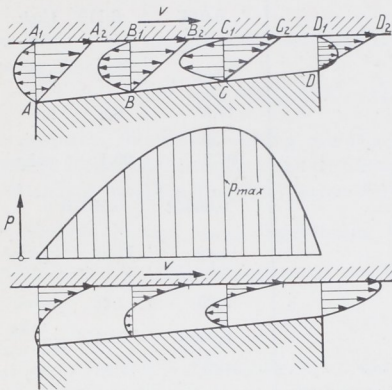


Abb. 1126. Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in einer keiligen Schmierschicht.

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.

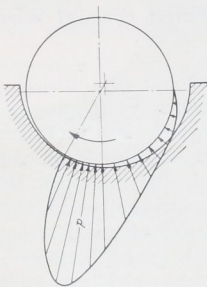


Abb. 1127. Druckverteilung in einer den Zapfen halb umschließenden Schale.

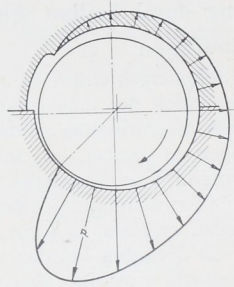


Abb. 1128. Druckverteilung in einer den Zapfen nahezu ganz umschließenden Schale.

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.

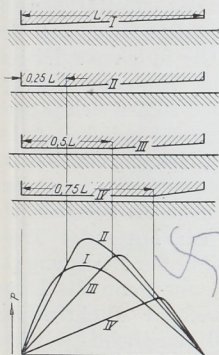


Abb. 1129. Druckverteilung an gebrochenen geschmierten Gleitflächen.

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 verschiedenen Druckes her,

machen dadurch die gesetzmäßige Ausbildung der Druckverteilung unmöglich und zerlegen die Tragfläche in kleine Teilflächen unter erheblicher Verminderung der Flüssigkeitsdrucke, 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.

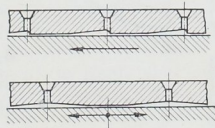


Abb. 1132. Ausbildung keiliger Schmierschichten an ebenen Gleitflächen.

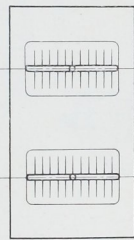


Abb. 1130. Ausbildung der Schmiernuten an ebenen Gleitflächen.

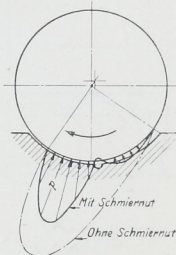


Abb. 1131. Wirkung von Schmiernuten auf die Druckverteilung in einer Lagerschale.

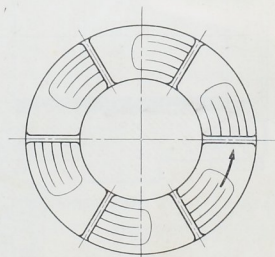


Abb. 1133. Ausbildung keiliger Schmierschichten an einem Stützlager.

## 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

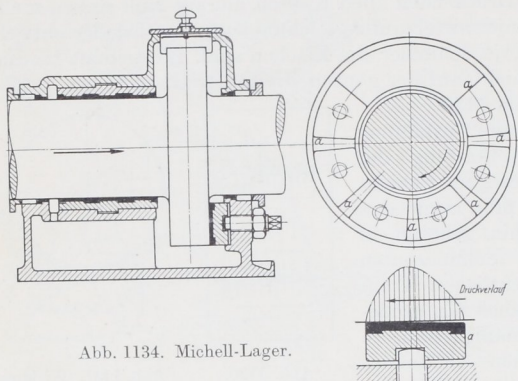


Abb. 1134. Michell-Lager.

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/cm<sup>2</sup> in den üblichen Kammlagern, Abb. 1591, auf 25 bis 35 kg/cm<sup>2</sup> 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.

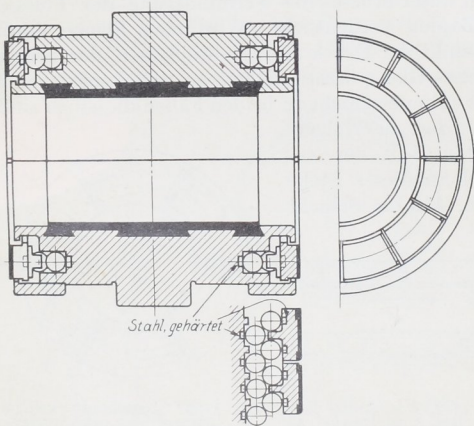


Abb. 1135. Doppeldrucklager, Brown, Boveri & Co.

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 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 cm<sup>2</sup> Stützfläche zeigte nach zweieinviertelstündigem Betrieb unter 6800 kg oder 21 kg/cm<sup>2</sup> 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/cm<sup>2</sup> 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.

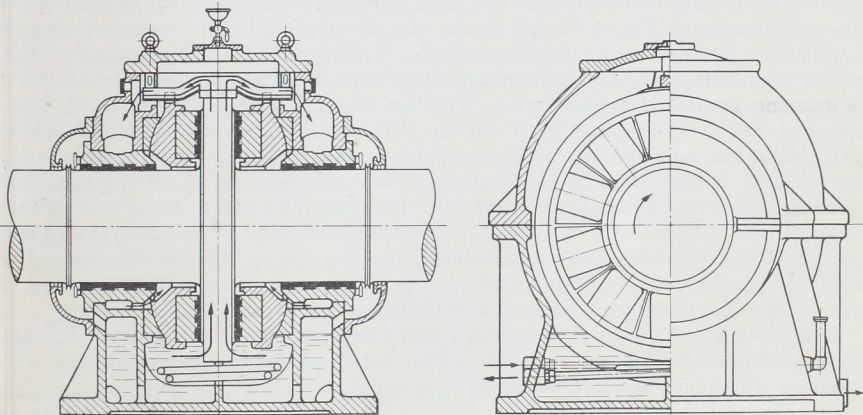


Abb. 1136. Schiffshauptdrucklager der AEG, Berlin.

### 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