

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.

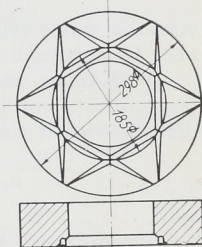


Abb. 1124. Druckring eines Schiffsturbinenlagers Nach Lasche. M. 1:10.

### 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:

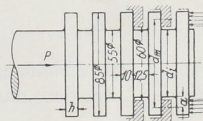


Abb. 1125. Kammzapfen. M. 1:5.

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

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.

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