

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 abzuziehen.

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/cm² verträgt. Als Mittelwert empfiehlt Pfarr 50 bis 70 kg/cm². Eichen- und Pockholz, in Wasser laufend, darf mit 8 bis 10, höchstens 20 kg/cm² 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 ² ,
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:

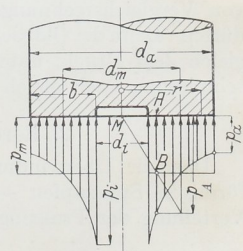


Abb. 1123. Verteilung des Flächendrucks an einem Spurzapfen nach Reye.

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

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 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:

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