

und der Zusammenstellung 120 dürfen nicht beurteilt werden Zapfen an durchgehenden oder gekröpften Wellen, die meist zusammengesetzten Beanspruchungen auf Biegung, Drehung und Schubunterliegen, wie im Beispiel 8 des Abschnitts 18 näher dargetan ist.

Zusammenstellung 120. Zusammenhang zwischen dem Flächendruck p , dem Verhältnis $\frac{l}{d}$ und der Beanspruchung auf Biegung σ_b an zylindrischen Gabelzapfen.

$p =$	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150	180	kg/cm ²	
						σ_b								
$\frac{l}{d} =$	1,5	84	127	169	211	254	295	338	380	422	504	633	760	kg/cm ²
	1,8	122	182	243	304	364	426	486	547	608	729	912	1092	„
	2,0	150	225	300	375	450	525	600	675	750	900	1125	„	„
	2,2	182	272	363	454	544	636	726	817	908	„	„	„	„
	2,5	234	351	468	585	702	819	936	„	„	„	„	„	„
	3,0	338	507	676	845	1014	„	„	„	„	„	„	„	„

3. Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen.

Damit ein Zapfen nicht heißläuft, darf die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}, \quad \text{wobei} \quad v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad \text{ist,}$$

nicht zu groß werden. Unter der Annahme einer unveränderlichen Zapfenreibungszahl, $\mu_1 = \text{const}$, wie für den Beharrungszustand bei höheren Wärmegraden in erster Annäherung zutrifft, ist a_{R0} verhältnismäßig $p_m \cdot v$. Dieses Produkt darf daher als maßgebend für die Erwärmung der Zapfen betrachtet werden und bestimmte Grenzen nicht überschreiten. Wechselt der Druck auf den Zapfen in seiner Größe, so ist der mittlere

Wert $p_m = \frac{P_m}{f}$ aus dem Druckverlaufe zu ermitteln. Beispielweise ist er für den Kurbelzapfen einer Dampfmaschine aus der Kolbenüberdrucklinie, Abb. 1111, unter Zurechnung der negativen Verdichtungsarbeit, also aus der gestrichelten Fläche zu bestimmen. Ist die auf den betreffenden Zapfen entfallende Leistung N einer Kolbenmaschine, etwa für den Hochdruckkurbelzapfen diejenige der Hochdruckseite einer zweiachsigen Dampfmaschine in Pferdestärken gegeben, so kann die Mittelkraft aus:

$$P_m = \frac{\rho \cdot 75 \cdot N}{c_m} \tag{333}$$

berechnet werden, wenn c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit und ρ eine Berichtigungszahl bedeutet, welche die Verdichtungsfläche berücksichtigt. ρ darf an Dampfmaschinen mit hoher Verdichtung zu 1,15, mit mäßiger Verdichtung zu 1,08 angenommen werden,

an Viertaktverbrennungsmaschinen wegen der Massenkräfte zu $\frac{1,5}{4} \dots \frac{1,7}{4}$, falls die Maschine einfachwirkend, zu $\frac{1,5}{2} \dots \frac{1,7}{2}$, wenn sie doppeltwirkend ist.

Führt man $v = \frac{\omega \cdot d}{2}$ ein, so ist der Nenner des Ausdrucks zum Ausgleich der verschiedenen Maßeinheiten, in denen d eingesetzt zu werden pflegt (in Metern bei der Ermittlung der Geschwindigkeit $v = \frac{\omega \cdot d}{2}$ m/sek, in Zentimetern bei der Bestimmung Flächendrucks $p_m = \frac{P_m}{d \cdot l}$ kg/cm²), mit 100 zu multiplizieren:

$$p_m \cdot v = \frac{P_m}{l \cdot d} \cdot \frac{\omega \cdot d}{2} \cdot \frac{1}{100} = \frac{P_m \cdot \omega}{200 l} \tag{33}$$

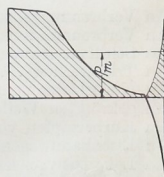


Abb. 1111. Bestimmung des mittleren Flächendrucks p_m zur Berechnung der Reibungsarbeit.

Die Formel zeigt, daß die Reibungsarbeit und die Erwärmung unabhängig vom Durchmesser d und umgekehrt verhältnismäßig der Zapfenlänge l ist, also nur durch Verlängerung des Zapfens herabgesetzt werden kann. Die Wahl eines größeren Durchmessers bei derselben Länge würde wohl den Flächendruck vermindern, aber gleichzeitig die Umfangsgeschwindigkeit steigern und damit die Reibungsarbeit unverändert lassen oder sogar vergrößern; denn nach den früheren Ausführungen, S. 633, wächst die Zapfenreibungszahl μ_1 mit zunehmender Geschwindigkeit. Ist die Belastung P und die Umdrehzahl n gegeben, so erhält man die nötige Länge des Zapfens aus:

$$l = \frac{P_m \cdot \omega}{200 \cdot p \cdot v} \approx \frac{P_m \cdot n}{2000 \cdot p \cdot v} \quad (335)$$

Als Anhalt kann dienen, daß man das Verhältnis der Länge zum Durchmesser nicht gekühlter Zapfen je nach der Umfangsgeschwindigkeit etwa wie folgt nimmt:

An Zapfen mit geringer Bewegung	$l \approx 0,25 \dots 1 d$,
bei Umfangsgeschwindigkeiten $v < 1$ m/sek	$l \approx 1,5 d$,
„ „ „ $v = 2 \dots 4$ „	$l \approx 1,8 \dots 2,5 d$,
„ „ „ $v > 5$ „	$l \approx 2,5 \dots 4 d$.

Je länger der Zapfen ist, um so besser hält sich das Öl im Lager; doch ist besonders sorgfältige Ausführung und Aufstellung und bei $l > 2d$ Verwendung sich selbst einstellender Lagerschalen empfehlenswert, bei wesentlich größerer Länge sogar geboten.

An gekühlten Zapfen ist man in der Wahl des Verhältnisses $\frac{l}{d}$ frei.

Das Produkt $p_m \cdot v$ soll die folgenden Werte nicht überschreiten:

Zusammenstellung 121. Zulässige Werte von $p_m \cdot v$ an Zapfen, die unter halbflüssiger Reibung laufen.

	$15-20 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}$
An Schwungrad- und Kurbelwellenlagern normaler Dampfmaschinen	25 „ „
An Verbrennungsmaschinen mit Rotgußschalen	30 „ „
An Verbrennungsmaschinen mit Weißmetallschalen	30-40 „ „
An Schiffsmaschinen	10-20 „ „
An Triebwerken	25-35 „ „
An Kurbelzapfen normaler Dampfmaschinen, Kompressoren, Pumpen	50 „ „
An gekröpften Wellen, wenn die Lagerschalen mit Weißmetall ausgegossen sind	50-70 „ „
An Kurbelzapfen von Schiffsmaschinen	50 „ „
An Eisenbahnwagenachsen (Personenwagen) kommen Werte bis zu	65 „ „
An Lokomotivachsen bis zu	80-100 „ „
An den Zapfen der gekröpften Wellen der dreiachsigen Schnellzuglokomotiven bis zu	130 „ „
An den äußeren Kurbelzapfen derselben sogar	

vor. Sie sind in der sehr starken Kühlung durch die beim Fahren vorbeistreichende Luft begründet. Hohe Beträge von $p_m \cdot v$ verlangen gute konstruktive Durchbildung der Schmierung und sorgfältige Wartung, bedingen aber auch größere Abnutzung. Bei Lokomotiven und Schiffsmaschinen wird diese in Kauf genommen, um möglichst leichte Triebwerkteile und geringe Massen zu bekommen.

Bach hat die im folgenden auf etwas anderem Wege abgeleitete Formel angegeben. Die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$$

geht, wenn der Zapfendurchmesser d in Zentimetern eingeführt wird, über in:

$$a_{R_0} = \frac{\mu_1 \cdot P_m \cdot \pi \cdot d \cdot n}{\pi \cdot d \cdot l \cdot 100 \cdot 60} = \frac{\mu_1 \cdot P_m \cdot n}{6000 \cdot l}$$

$$l = \frac{\mu_1 \cdot P_m \cdot n}{6000 \cdot a_{R_0}}$$

Setzt man $\frac{6000 \cdot a_{E0}}{\mu_1} = \frac{6000 \cdot p_m \cdot v}{\pi} = w$, so vereinfacht sich der Ausdruck in:

$$l = \frac{P_m \cdot n}{w} \tag{336}$$

v ist eine an bewährten Ausführungen ermittelte, dem Produkt $p_m \cdot v$ verhältnismäßige Erfahrungszahl. Aus Formel (336) folgt wiederum, daß der Durchmesser keinen Einfluß auf die Wärmeentwicklung durch die Reibung hat. Für w gibt Bach u. a. folgende

Zahlen (die entsprechenden für $p_m \cdot v = \frac{w}{1910}$ sind gleichzeitig angeführt):

	w	$p_m \cdot v$
für Schwunrad- und Kurbelwellenlager	15 000	7,9
für mit Weißmetall ausgegossen, bis zu	40 000	20,9
für Kurbelzapfen an normalen Dampfmaschinen	37 500	19,5
in gekröpften Wellen, wenn die Lager mit Weißmetall ausgegossen sind, bis zu	90 000	47

4. Berechnungsbeispiele für zylindrische Tragzapfen.

Bei der Berechnung eines Zapfens geht man zweckmäßig so vor, daß unter Annahme des Flächendrucks p die nötige Auflagefläche ermittelt, dann das Verhältnis der Länge

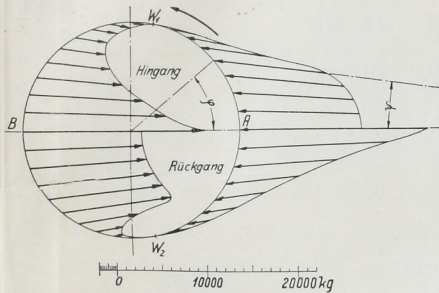


Abb. 1112. Die am Kurbelzapfen wirkenden Kräfte bei 14% Füllung der Pumpmaschine Tafel I. Hochdruckseite.

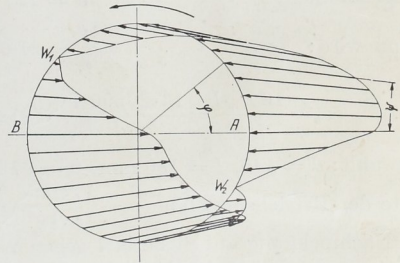


Abb. 1113. Die am Hochdruckkurbelzapfen angreifenden Kräfte, wenn die Dampfmaschine der Tafel I als Betriebsmaschine mit 40% Füllung läuft.

zum Durchmesser nach der Umfangsgeschwindigkeit oder den Konstruktionsverhältnissen angenommen, gegebenenfalls nach den Formeln (329) und (332) berechnet wird. Der Zapfen ist dann auf Festigkeit und Sicherheit gegen Warmlaufen nachzuprüfen und nötigenfalls abzuändern.

Beispiel 2. Kurbelzapfen der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Der Zapfen ist nach Abb. 1109 belastet, bestehe aus Flußstahl, sei geschliffen und laufe in einer mit Weißmetall ausgegossenen Bronzeschale.

Um die Eigenart der Belastung des Zapfens zu zeigen, wurden Richtung und Größe der an ihm angreifenden Kräfte in den verschiedenen Kurbelstellungen in Abb. 1112 und 1113 wiedergegeben. Die Kräfte sind aus den Pleuellagerungskurven der Hochdruckseite hergeleitet, und zwar in der ersten Abbildung für die Wasserwerkmaschine bei 14% Füllung unter Antrieb der unmittelbar angekuppelten Pumpe, in der zweiten für die als Betriebsmaschine gedachte Dampfmaschine allein bei 40% Füllung, beide Male ohne Berücksichtigung der Massenkräfte und des Wirkungsgrades.

Die Kurven wurden gefunden, indem zu den einzelnen Zapfenstellungen, z. B. zu der unter dem Winkel φ , die Schubstangenrichtung unter dem Winkel ψ gesucht und auf ihr die zugehörige Kraft aufgetragen wurde.

Der Zapfen ist im wesentlichen schwelend beansprucht. Zwar haben die hohen Drucke in den Totpunkten A und B der Abb. 1112 entgegengesetzte Richtung, da sich aber auch der Zapfen um 180° gedreht hat, werden stets dieselben Fasern, nämlich die