

## 9 Geradföhrungen

Geradföhrungen sichern eine geradlinige Bewegung von Bauteilen. Sie bestehen aus dem geföhrten Teil und einer Föhrungsbahn, zwischen denen Form- oder Kraftpaarung vorhanden sein muß. Man unterscheidet zwischen Gleitföhrungen (gleitende Reibung zwischen den Bauteilen) und Wälzföhrungen, bei denen die Bewegung durch Wälzkörper (Kugeln, Walzen usw.) oder durch drehbar gelagerte Rollen vermittelt wird. Für sehr kleine Schubbewegungen kommen auch Federn als Föhrungselemente zum Einsatz.

### 9.1 Gleitföhrungen

[3] [9.1] [9.2]

Die Art der Beweglichkeit des geföhrten Teils in der Föhrungsbahn ist von der Oberflächenbeschaffenheit der Gleitpartner, der verwendeten Passung sowie der Föhrungslänge abhängig. Die Oberflächenbeschaffenheit wird gekennzeichnet durch die Rauhtiefe  $R_z$ . Diese kann bei metallischen Werkstoffen etwa zwischen  $20 \mu\text{m}$  (Föhrungen für geringe Ansprüche) und  $0,1 \mu\text{m}$  (hochgenaue Präzisionsföhrungen) liegen. Die Passung ist im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit der Fertigung sowie wegen erwünschter Leichtgängigkeit und zur Aufnahme von Schmierstoffen so grob wie möglich zu wählen (Passungsauswahl nach Abschn. 2.3.2). In untergeordneten Fällen kann die Passung durch Einsatz federnder Elemente vermieden werden (elastische Bauweise, s. Bild 9.5), wobei sich i. allg. die Reibung vergrößert, die oft aber auch eine zusätzliche Sicherung gegen selbsttätiges Verstellen ermöglicht.

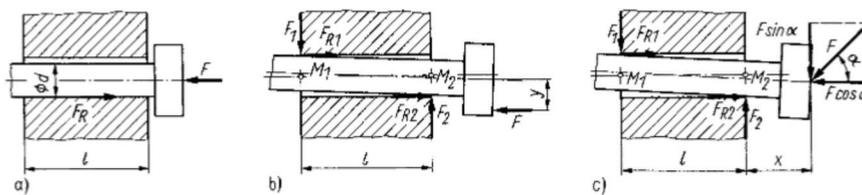


Bild 9.1 Kraftangriff bei Gleitföhrungen

a) mittig; b) außermittig; c) schräg

**Berechnung.** Die Bestimmung der Mindestföhrungslänge  $l_{\min}$ , die ein Verkanten eines nach Bild 9.1 geföhrten Teils vermeiden soll, erfolgt in Abhängigkeit von der Lage des Angriffspunkts und der Richtung der Kraft  $F$  sowie zusätzlich vom Reibwert  $\mu$ . Die Föhrungslänge  $l$  kann bei Vernachlässigung von  $d$  aus den Momentengleichungen um die Punkte  $M_1$  und  $M_2$  unter Beachtung der entstehenden Reibungs- und Auflagerkräfte ermittelt werden. Dabei sind drei Fälle des Kraftangriffs zu unterscheiden:

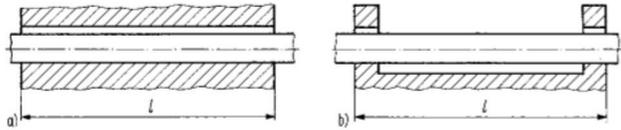
- Fällt die Richtung der Kraft mit der Föhrungsachse zusammen (Bild 9.1a), so tritt bei  $F > F_R$  Gleiten ein, unabhängig von der Länge  $l$  der Föhrung.
- Bei parallel zur Föhrungsachse im Abstand  $y$  angreifender Kraft tritt bei Vernachlässigung von  $d$  entsprechend Bild 9.1b nur dann kein Verkanten auf, wenn  $F > F_{R1} + F_{R2}$  ist. Mit  $F_1 = F_2$ ;  $F_{R1} = F_{R2} = F_1 \mu$  und  $Fy = F_1 l$  ergibt sich die notwendige Föhrungslänge zu

$$l \geq 2\mu y. \quad (9.1)$$

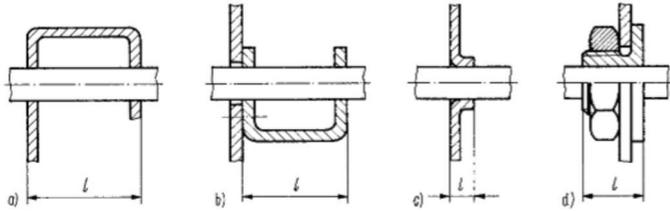
- Greift die Kraft  $F$  unter einem Winkel  $\alpha$  im Abstand  $x$  zur Führungssachse an (Bild 9.1c), so tritt ebenfalls bei Vernachlässigung von  $d$  nur dann kein Verkanten ein, wenn  $F \cos \alpha > F_R$  ist. Mit  $F_R = F_{R1} + F_{R2} = [\mu F \sin \alpha (l + 2x)]/l$  ergibt sich die erforderliche Führungslänge zu

$$l \geq 2x\mu \tan \alpha / (1 - \mu \tan \alpha). \quad (9.2)$$

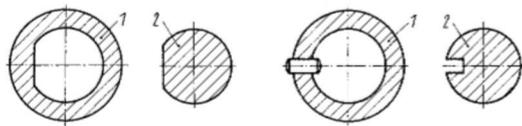
**Konstruktive Gestaltung.** Bei Gleitführungen ist es vorteilhaft, sehr lange Führungsbahnen (Bild 9.2a) durch zwei Teilflächen in entsprechendem Abstand zu ersetzen (b). Diese zweistellige Führung gestattet gegenüber der einstelligen (durchgehenden) Führung eine wirtschaftlichere Herstellung und garantiert eine definierte Führungslänge  $l$  auch bei Durchbiegung oder Fertigungsungenauigkeiten der Führungsteile.



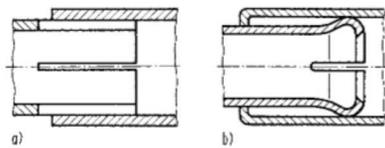
**Bild 9.2** Gleitführungen  
a) einstellig; b) zweistellig



**Bild 9.3** Realisierung der erforderlichen Führungslänge bei Zylinderführungen  
a) U-Blech; b) Zusatzblech; c) Durchzug; d) Buchse



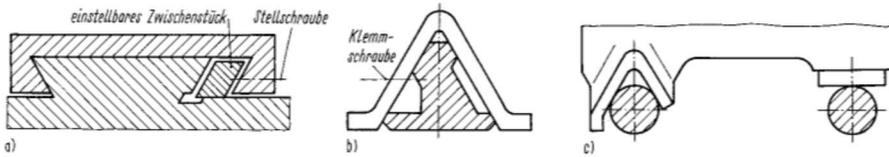
**Bild 9.4** Verdrehsicherung  
bei Zylinderführungen  
1 Außenteil; 2 Innenteil



**Bild 9.5**  
Rohrführungen  
a) federnd; b) zweistellig und federnd

Je nach Art der konstruktiven Gestaltung ist zwischen offenen und geschlossenen Führungen zu unterscheiden. Letztere erfordern keine zusätzlichen Maßnahmen zum Zusammenhalten der Teile. Häufig vorkommende Ausführungsformen sind Führungen mit zylindrischen Gleitflächen (Bild 9.3), die i. allg. als geschlossene Führungen ausgebildet werden. Sie sind ggf. gegen Verdrehen zu sichern (Bild 9.4) und können z. B. durch federnde Gestaltung der Führungselemente sehr wirtschaftlich spielfrei ausgeführt werden (Bild 9.5). Prismatische Führungen werden eingesetzt, wenn die Führungseigenschaften auch über längere Zeit erhalten bleiben sollen. Sie gestatten den Ausgleich des durch Verschleiß bedingten Spiels mittels

federnder oder nachstellbarer Elemente. **Bild 9.6** zeigt Anwendungsbeispiele für Prismenföhrungen, wobei die Schwalbenschwanzföhrung u. a. bei höheren Genauigkeitsforderungen eingesetzt wird.



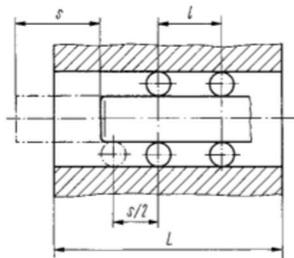
**Bild 9.6** Ausführungsbeispiele für Gleitföhrungen  
 a) Schwalbenschwanzföhrung mit nachstellbarem Zwischenstück; b) Föhrung einer optischen Bank; c) offene Prismenföhrung größerer Breite

Bei sehr hohen Anforderungen an Reibungsarmut und Föhrungsgenauigkeit lassen sich auch Luftlager (aerostatische Lager) zum Aufbau von Gleitföhrungen verwenden [3] [8.6], deren Tragkraft und Stabilität wesentlich von Ausföhrungsform und Lage der Luftpfeintrömdüsen abhängt. Weiteren Vorteilen, wie verschleißloses Arbeiten und lange Lebensdauer, stehen eine relativ geringe Tragfähigkeit und sehr hohe Anforderungen an die Makrogestalt der gepaarten Teile gegenüber.

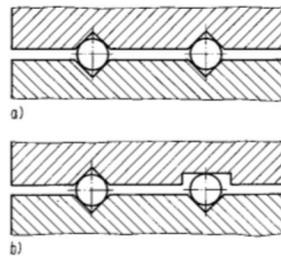
## 9.2 Wälzföhrungen

[3] [9.2] [9.3] [9.4]

Wälzföhrungen finden Anwendung, wenn höhere Anforderungen an die Leichtgängigkeit der zu bewegenden Teile gestellt werden. Sie lassen sich als Wälzkörperföhrungen (für geringere Belastungen, **Bild 9.7**) und als Rollenföhrungen (für größere Belastungen, s. Bild 9.9) ausbilden.



**Bild 9.7** Länge des Föhrungskörpers  $L$  bei Wälzkörperföhrungen



**Bild 9.8** Wälzkörperföhrung bei großer Föhrungsbreite  
 a) Doppelföhrung (sehr enge Toleranzen);  
 b) Haupt- und Nebenföhrung

**Berechnung.** Für die erforderliche Föhrungslänge gelten die im Abschn. 9.1 angegebenen Beziehungen, wobei der Reibwert für Rollreibung  $\mu \approx 1 \cdot 10^{-3}$  beträgt.

**Konstruktive Gestaltung.** Bei *Wälzkörperföhrungen* ist zu beachten, daß sich die Länge  $L$  des Föhrungskörpers durch die Mitbewegung der Wälzkörper vergrößert. Nach Bild 9.7 ergibt sich bei Verschiebung des Innenteils um den Betrag  $s$  eine Bewegung der Mittelpunkte der Wälzkörper um den Betrag  $s/2$ . Um zusätzlich noch Sicherheit gegen Herausfallen der Wälzkörper zu haben, sollte für die Länge des Föhrungskörpers die Bedingung  $L_{\min} \geq l + s/2$  eingehalten werden.

Ähnlich wie bei Wälzlager werden die Wälzkörper oft in Käfigen geföhrt. Bei großer Föhrungsbreite kann eine Föhrung nach **Bild 9.8** erreicht werden, wobei die in (a) notwendige,

i. allg. nicht realisierbare enge Tolerierung der Parallelität der Führungsbahnen durch eine Führung nach (b) ohne Beeinträchtigung der Führungsgenauigkeit vermeidbar ist (Haupt- und Nebenführung, wobei die Nebenführung nur eine Verdrehsicherung gewährleisten muß).

Bei *Rollenführungen* (Bild 9.9) ist die Länge des Führungskörpers unabhängig von der Verschiebung der Teile gegeneinander, da die Rollen ortsfest gelagert sind. Gegenüber den Wälzkörperführungen tritt bei Rollenführungen am Lagerzapfen der Rollen eine zusätzliche Gleitreibung auf, wodurch letztere etwas schwerer beweglich sind. Dieser Nachteil kann durch Wälzlager anstelle der Rollen gemindert werden. Die Bilder 9.10 und 9.11 zeigen einige prinzipielle Anordnungen von Rollenführungen.

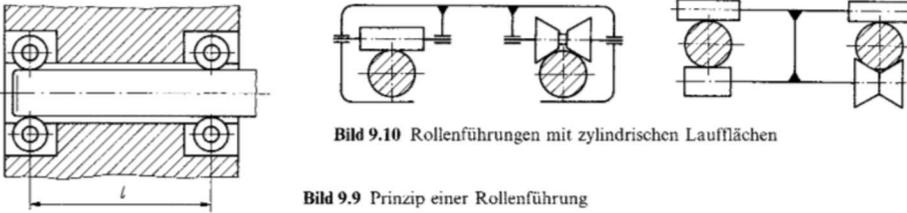


Bild 9.10 Rollenführungen mit zylindrischen Laufflächen

Bild 9.9 Prinzip einer Rollenführung

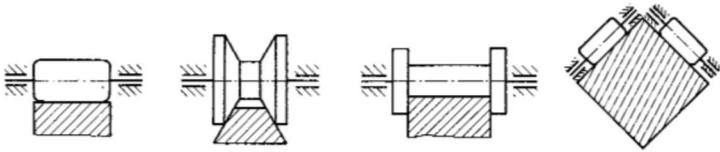


Bild 9.11 Rollenführungen mit prismatischen Laufflächen

### 9.3 Federführungen

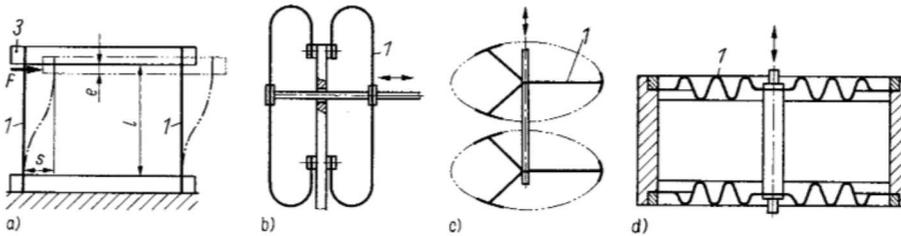


Bild 9.12 Federführungen mit

a) zwei Blattfedern; b) Bügelfedern; c) Spannbändern (für kleine Führungslängen); d) gewellten Membranfedern;  $l$  Federn

Für sehr kleine Führungslängen lassen sich spielfreie Führungen auf einfache Weise durch geeignete Federanordnungen erreichen [3] [9.2] [9.5]. Bild 9.12a zeigt eine Federführung nach Art eines Parallelkurbelgetriebes mit zwei beiderseitig eingespannten Blattfedern. Die für eine Verschiebung erforderliche Kraft läßt sich nach Abschn. 6.3.2 berechnen. Nachteilig ist die sich ergebende Querbewegung mit dem Betrag  $e$ :

$$e = l^5 F^2 / (960 E^2 I^2) = 3s^2 / (5l); \tag{9.3}$$

$E$  Elastizitätsmodul,  $I$  Flächenträgheitsmoment des Federquerschnitts.

Dieser Nachteil kann durch eine Anordnung nach Bild 9.12b vermieden werden. Ebenfalls ohne Querversatz bei guter Querstabilität arbeiten die Anordnungen nach den Bildern 9.12c und d.

## 9.4 Aufgaben und Lösungen zu den Abschnitten 8 und 9

### Aufgabe 9.1 Verschleißlagerberechnung

Welcher Zapfendurchmesser ist für ein Verschleißlager mit einmaliger Schmierung erforderlich? Folgende Größen sind gegeben: Lagerbelastung  $F = 15 \text{ N}$ , Wellenwerkstoff S275JR ( $\sigma_{\text{bzul}} = 75 \text{ N/mm}^2$ , s. Tafel 3.2), Lagerwerkstoff CuSn8Pb2, Breitenverhältnis  $b/d = 1$ , Belastungsabstand  $a = 2,5 \text{ mm}$  gem. Bild 8.9.

### Aufgabe 9.2 Lebensdauerberechnung einer Wälzlagerung

Für die im Bild 9.13 dargestellten Belastungsverhältnisse der Welle ist die Lebensdauer des Fest- und Loslagers zu berechnen. Folgende Werte sind gegeben:  $F_1 = 50 \text{ N}$ ,  $F_2 = 80 \text{ N}$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $n = 4000 \text{ U/min}$ . Es sind Kugellager vom Typ 626 vorgesehen.

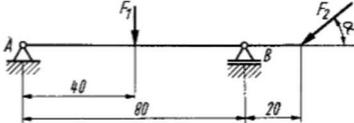
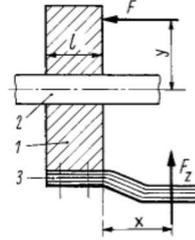


Bild 9.13 Wälzlagerung einer Welle mit Fest- und Loslager

Bild 9.14 Prinzip des Schleifkontakts eines Schiebewiderstands  
1 Kontaktbrücke; 2 Säule; 3 Kontakt;  
 $F$  Richtkraft;  $F_z$  Kontaktkraft



### Aufgabe 9.3 Führung des Schleifkontakts bei einem Schiebewiderstand

Für einen Schiebewiderstand wurde der skizzierte Schleifkontakt vorgesehen (Bild 9.14).

Wie groß muß die Führungslänge  $l$  sein, wenn die Kraft  $F_z = 5 \text{ N}$ , die Abstände  $y = 15 \text{ mm}$  und  $x = 8 \text{ mm}$  sind und der Schlitten mit einer Kraft  $F = 2 \text{ N}$  in beiden Richtungen bewegt werden soll (Reibwert  $\mu = 0,2$ )?

### Aufgabe 9.4 Lagerung einer vertikalen Achse

Es ist eine wartungsfreie Lagerung für die vertikale Achse des Plattentellers eines Phonolauferwerks zu konstruieren. Die Lagerung ist zweistellig mit Gleitlagern auszuführen für einen Achsendurchmesser von  $6 \text{ mm}$ . Die Lagerbuchsen sind in zwei Zwischenwänden des Chassis, die einen lichten Abstand von  $50 \text{ mm}$  haben, zu befestigen.

### Aufgabe 9.5 Betriebssicherheit eines Gleitlagers

Es ist die Betriebssicherheit eines einstellbaren Gleitlagers zu überprüfen. Gegeben: Belastung  $F = 5000 \text{ N}$ , Wellendrehzahl  $n = 800 \text{ U/min}$ , Betriebstemperatur  $\vartheta_1 = 55^\circ \text{C}$ , Durchmesser der Lagerbohrung  $D = 60,130 \text{ mm}$ , Zapfendurchmesser  $d = 59,981 \text{ mm}$ , Lagerbreite  $b = 60 \text{ mm}$ , Bohrung und Zapfen feingeschliffen, Schmierstoff Schmieröl R50.

### Lösung zu Aufgabe 9.1

Der Zapfendurchmesser ist so zu dimensionieren, daß einerseits die zulässige Biegespannung des Wellenwerkstoffs und andererseits die zulässige Flächenpressung des Lagerwerkstoffs nicht überschritten wird. Bei Biegebeanspruchung gilt

$$d_{\min} = \sqrt[3]{10Fa/\sigma_{\text{bzul}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 15 \cdot \text{N} \cdot 2,5 \text{ mm}}{75 \text{ N/mm}^2}} = 1,71 \text{ mm}.$$

Bei Flächenpressung gilt

$$d_{\min} = F/(bp_{\text{zul}}) \quad \text{und mit } b/d = 1: \quad d_{\min} = \sqrt{F/p_{\text{zul}}}.$$

Nach Tafel 8.2b ist für CuSn8Pb2 bei einmaliger Schmierung  $p_{\text{zul}} = 2 \text{ N/mm}^2$ . Damit wird

$$d_{\min} = \sqrt{15 \text{ N}/(2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2})} = 2,74 \text{ mm}.$$

$d$  muß mindestens  $2,74 \text{ mm}$  betragen, um beide Forderungen zu erfüllen. Gewählt wird  $d = 3 \text{ mm}$ .

### Lösung zu Aufgabe 9.2

Zunächst müssen die Auflagerreaktionen ermittelt werden. Das Loslager kann nur Radialkräfte aufnehmen ( $B = B_y$ ), im Festlager tritt neben der Radialkraft  $A_y$  auch eine Axialkraft  $A_x$  auf. Sie werden mit den drei Gleichgewichtsbedingungen der Statik berechnet:

$$A_x = 69,3 \text{ N}, \quad A_y = 15 \text{ N} \quad \text{und} \quad B = 75 \text{ N}.$$

Die Lebensdauer wird berechnet aus  $f_L = f_n C_i F$ .

Für  $n = 4000$  U/min ist  $f_{nk} = 0,203$ . Das Kugellager vom Typ 626 hat die Tragzahlen  $C = 1290$  N und  $C_0 = 695$  N. Die äquivalente Lagerbelastung ist  $P = XF_r + YF_a$ . Beim Loslager B ist  $F_a = 0$ , damit ist nach Tafel 8.5  $X = 1$ . Es ergibt sich daraus  $P = F_r = B = 75$  N.

Der Lebensdauerfaktor beträgt danach  $f_L = 0,203 \cdot 1290/75 = 3,5$ , das ergibt eine rechnerische Lebensdauer von  $L_h = 20000$  h. Beim Festlager A ist  $F_a = A_x = 69,3$  N und  $F_r = A_y = 15$  N. Das ergibt für  $F_a/C_0 = 69,3/695 = 0,10$  und damit nach Tafel 8.5:  $e = 0,30$ .

Der Wert  $F_a/F_r = 69,3/15 = 4,62 > e$  führt zu folgenden Faktoren:  $X = 0,56$  und  $Y = 1,45$ . Die äquivalente Lagerbelastung für das Festlager ist

$$P = 0,56 \cdot 15 \text{ N} + 1,45 \cdot 69,3 \text{ N} = 109 \text{ N}.$$

Der Lebensdauerfaktor beträgt danach  $f_L = 0,203 \cdot 1290/109 = 2,4$ , was eine rechnerische Lebensdauer von  $L_h \approx 7000$  h ergibt.

**Lösung zu Aufgabe 9.3**

Die Führungslänge  $l$  für den Schleifkontakt nach Bild 9.15 ergibt sich aus:

$$\overset{\curvearrowright}{M}_2: -F_1 l + Fy + F_2 x = 0$$

$$\overset{\curvearrowright}{M}_1: -F_2 l + Fy + F_2(x + l) = 0$$

$$F_1 = (Fy + F_2 x)/l; \quad F_2 = [Fy + F_2(x + l)]/l.$$

Die Kraft  $F$  muß größer als die Reibkraft  $F_R$  sein, also  $F > F_R$ :

$$F_R = \mu(F_1 + F_2) = \mu(2Fy + 2F_2 x + F_2 l)/l$$

und damit

$$F > \mu[2(Fy + F_2 x) + F_2 l]/l.$$

Dies eingesetzt, ergibt:

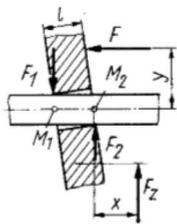
$$Fl - \mu F_2 l > 2\mu(Fy + F_2 x)$$

$$l > 2\mu(Fy + F_2 x)/(F - \mu F_2)$$

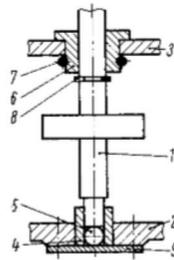
$$l > 2(Fy + F_2 x)/(F/\mu - F_2)$$

$$l > \frac{2(2 \text{ N} \cdot 15 \text{ mm} + 5 \text{ N} \cdot 8 \text{ mm})}{(2 \text{ N}/0,2) - 5 \text{ N}} = \frac{2 \cdot 70 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5 \text{ N}}$$

$$l > 28 \text{ mm}.$$



**Bild 9.15**  
Kräfte am Schleifkontakt eines Schiebewiderstands



**Bild 9.16**  
Lagerung einer Plattentellerachse  
1 Tellerachse; 2, 3 Zwischenwand; 4, 6 Buchse; 5 Kugel; 7 Sprengring; 8 Sicherungsscheibe; 9 Abdeckplatte

**Lösung zu Aufgabe 9.4**

Da die Achse vertikal steht, ist zur Abstützung der Eigenmasse des Plattentellers ein Axiallager erforderlich. Im Bild 9.16 wird dies durch die Kugel 5 (Wälzlagerkugel) realisiert. Die seitliche Führung (Radiallager) wird durch zwei Sinterlagerbuchsen 4, 6 erreicht, die eine lange wartungsfreie Lebensdauer garantieren. Der axialen Sicherung dienen die Sicherungsscheibe 8 und die Abdeckplatte 9.

**Lösung zu Aufgabe 9.5**

Fertigungsspiel:  $S = D - d = (60,130 - 59,981) \text{ mm} = 0,149 \text{ mm}$ .

Warmspiel:  $\Delta S = 60/10000 \text{ mm} = 0,006 \text{ mm}$ ;  $S_w = (0,149 - 0,006) \text{ mm} = 0,143 \text{ mm}$ .

Relatives Lagerspiel:  $\Psi = S_w/d = 0,143/60 = 2,38 \cdot 10^{-3}$ .

Flächenpressung:  $p = F/(bd) = 5000/(6 \cdot 6) \text{ N/cm}^2 = 139 \text{ N/cm}^2$ .

Winkelgeschwindigkeit:  $\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot 800/60 \text{ s}^{-1} = 84 \text{ s}^{-1}$ .

Zähigkeit (Bild 8.20):  $\eta = 0,036 \text{ Pa} \cdot \text{s} = 3,6 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/cm}^2$ .

Sommerfeld-Zahl nach Gl. (8.9):  $So = (pv^2)/(\eta\omega) = (139 \cdot 2,38^2 \cdot 10^{-6})/(3,6 \cdot 10^{-6} \cdot 84) = 2,60$ .

Relative Schmierschichtdicke (Bild 8.15a mit  $b/d = 1$ ):  $\delta = 0,245$ .

Schmierschichtdicke:  $h_0 = (\delta S_w)/2 = 0,245 \cdot 0,143/2 \text{ mm} = 0,0175 \text{ mm}$ .

Kleinste zulässige Schmierschichtdicke nach den Gln. (8.12) und (8.13):

Rauhtiefe der Welle:  $Ay_{11} \approx 0,003 \text{ mm}$  (feingeschliffen),

Rauhtiefe der Lagerschale:  $Ay_{21} \approx 0,003 \text{ mm}$  (feingeschliffen),

Verformung der Welle:  $Ay_{12} = 0,2 \cdot 10^{-5} \cdot 1,39 \cdot 60 \cdot 1 \text{ mm} \approx 0,0002 \text{ mm}$ ,

Verformung der Lagerschale:  $Ay_{22} = 0$ ,

$$h_{0k} = \sum Ay \approx 0,006 \text{ mm} .$$

Größte zulässige Schmierschichtdicke:

$$h_{0g} = 0,35S_w = 0,35 \cdot 0,143 \text{ mm} = 0,050 \text{ mm} .$$

Damit ist  $0,006 \text{ mm} < h_0 = 0,0175 \text{ mm} < 0,050 \text{ mm}$ , d. h., die Betriebssicherheit ist gewährleistet.