

DIN 31652-1

ICS 21.100.10

Ersatz für
die 2012-01 zurückgezogene
Norm
DIN 31652-1:1983-04

**Gleitlager –
Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb –
Teil 1: Berechnung von Kreiszyylinderlagern**

Plain bearings –
Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions –
Part 1: Calculation of circular cylindrical bearings

Paliers lisses –
Paliers hydrodynamiques radiaux fonctionnant en régime stabilisé –
Partie 1: Calcul des paliers cylindriques circulaires

Gesamtumfang 34 Seiten

DIN-Normenausschuss Wälz- und Gleitlager (NAWGL)

Inhalt

	Seite
Vorwort	3
1 Anwendungsbereich	4
2 Normative Verweisungen	4
3 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen	4
4 Auslegungsverfahren	7
4.1 Ablauf und Anwendungshinweise	7
4.2 Formelzeichen und Einheiten	8
4.3 Tragfähigkeit	12
4.4 Reibleistung	13
4.5 Schmierstoffdurchsatz und Schmierstoffzuführung.....	13
4.6 Wärmebilanz	16
4.7 Zu prüfende Betriebszustände – Auswertung der Berechnungsergebnisse	21
Anhang A (normativ) Berechnungsbeispiele	23
A.1 Beispiel 1.....	23
A.1.1 Aufgabenstellung.....	23
A.1.2 Abmessungen und Betriebsdaten	23
A.1.3 Berechnung anhand des Ablaufplans nach Bild 4	24
A.2 Beispiel 2.....	31
A.2.1 Aufgabenstellung.....	31
A.2.2 Abmessungen und Betriebsdaten	31
A.2.3 Berechnung anhand des Ablaufplans nach Bild 4	31
Literaturhinweise	34

Vorwort

Dieses Dokument wurde vom Arbeitsausschuss NA 118-02-04 AA „Gleitlagerberechnung“ im DIN-Normenausschuss Wälz- und Gleitlager (NAWGL) erarbeitet.

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Elemente dieses Dokuments Patentrechte berühren können. Das DIN [und/oder die DKE] sind nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren.

DIN 31652, *Gleitlager — Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb*, besteht aus:

- *Teil 1: Berechnung von Kreiszyylinderlagern*
- *Teil 2: Funktionen für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern*
- *Teil 3: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern*

Änderungen

Gegenüber der 2012-01 zurückgezogenen Norm DIN 31652-1:1983-04 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) redaktionell überarbeitet;
- b) Begriff „quasistatisch belastetes Gleitlager“ verwendet;
- c) Optimierungsziele aufgenommen;
- d) Bilder überarbeitet;
- e) Begriffe „Innenkühlung“ und „Außenkühlung“ verwendet;
- f) Gleichung nach Niemann/Cameron/Vogel für die Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit aufgenommen;
- g) Berechnungsbeispiele überarbeitet.

Frühere Ausgaben

DIN 31652-1: 1983-02, 1983-04

1 Anwendungsbereich

Diese Norm legt ein Berechnungsverfahren für die betriebssichere Auslegung von hydrodynamischen Gleitlagern mit vollständiger Trennung der Wellen- bzw. Zapfen-Gleitfläche und der Lager-Gleitfläche durch einen Schmierfilm fest.

Diese Norm gilt für Kreiszylinderlager mit einer Gleitfläche, deren Umschließungswinkel $\Omega = 360^\circ$ (vollumschließendes Gleitlager) oder $\Omega = 180^\circ$ (halbumschließendes Gleitlager) sein kann.

ANMERKUNG 1 Die Belastung wirkt auf die Mitte der Lagerschale, deren Spaltgeometrie, abgesehen von vernachlässigbaren Verformungen unter Schmierfilmdruck und Temperatur, konstant ist.

Diese Norm legt ein Berechnungsverfahren für die Auslegung und Optimierung von Gleitlagern, z. B. in Generatoren, Elektromotoren, Gebläsen, Getrieben, Walzwerken, Mahlwerken, Turbinen und Pumpen (außer Kolbenpumpen) fest. Das Berechnungsverfahren ist anwendbar auf den stationären Betrieb, d. h. in anhaltend gefahrenen Betriebszuständen sind die Belastung nach Größe und Richtung und die Winkelgeschwindigkeiten aller rotierenden Teile konstant.

Diese Norm gilt auch für vollumschließende Gleitlager, die durch eine mit beliebiger gleichbleibender Frequenz umlaufende und konstante Kraft belastet sind.

ANMERKUNG 2 Diese werden als quasistatisch belastete Gleitlager bezeichnet.

Diese Norm gilt nicht für instationäre, d. h. nach Größe und Richtung zeitlich veränderliche Belastungen, die aus dem Arbeitsprozess und auch aus Schwingungserscheinungen und Instabilitäten schnelllaufender Rotoren resultieren können.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente, die in diesem Dokument teilweise oder als Ganzes zitiert werden, sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

DIN 31652-2:2017-01, *Gleitlager — Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb — Funktionen für die Berechnung von Kreiszylinderlagern*

3 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen

Die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit U_{eff} , die für den Druckaufbau in einem Radial-Gleitlager maßgebend ist, lautet:

$$U_{\text{eff}} = U_J + U_B - 2 \cdot U_F \quad (1)$$

Die entsprechende Beziehung für die Winkelgeschwindigkeit ist:

$$\omega_{\text{eff}} = \omega_J + \omega_B - 2 \cdot \omega_F \quad (2)$$

In diesen Gleichungen ist U_F die konstante Umlaufgeschwindigkeit des Belastungskraftvektors F bezogen auf den halben Nenndurchmesser ($D/2$) und $\omega_F = 2 \cdot U_F/D$ die dazugehörige Winkelgeschwindigkeit. Dieser

Zustand liegt bei quasistationären Radial-Gleitlagern vor. Der Zusammenhang zwischen U_j , U_B und ω_j , ω_B ergibt sich in gleicher Weise (siehe auch Bild 1).

Von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit ist die Relativgeschwindigkeit (Gleitgeschwindigkeit) zu unterscheiden, die vor allem für die Reibung maßgebend ist:

$$U_{\text{rel}} = U_{\text{J}} - U_{\text{B}} \quad (3)$$

Die entsprechende Beziehung für die Winkelgeschwindigkeit ist:

$$\omega_{\text{rel}} = \omega_{\text{J}} - \omega_{\text{B}} \quad (4)$$

Formelzeichen siehe 4.2. Alle Drehbewegungen und Winkelrichtungen sind positiv im Sinne der Wellendrehrichtung anzusetzen. Für eine mit der Welle umlaufende Unwuchtbelastung ($\omega_F = \omega_J$) gilt also $\omega_{\text{eff}} = -\omega_J + \omega_B$

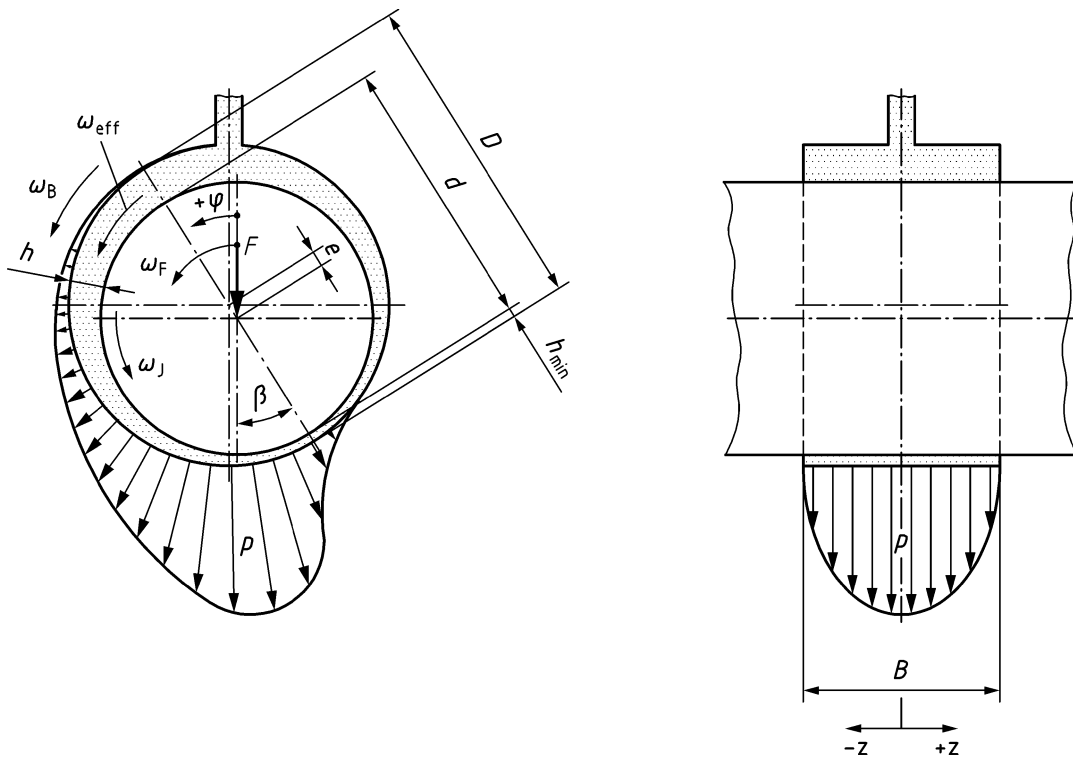


Bild 1 — Bezeichnungen am kreiszylindrischen Radial-Gleitlager (Umschließungswinkel $\Omega = 360^\circ$ - vollumschließendes Gleitlager)

Die Berechnung eines stationär belasteten Radial-Gleitlagers erfolgt grundsätzlich mit den hydrodynamischen Kenngrößen aus der numerischen Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot (U_J + U_B) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5)$$

für endliche Lagerbreite unter Berücksichtigung der physikalischen Randbedingungen für die Druckentwicklung.

Zur Herleitung der Reynoldsschen Differentialgleichung wird auf die Literatur verwiesen, z. B. [2] bis [4], zur numerischen Lösung auf [5] bis [7]. Dazu werden folgende idealisierende Annahmen und Voraussetzungen gemacht, deren Zulässigkeit sich hinreichend bestätigt hat:

- a) der Schmierstoff entspricht einer Newtonschen Flüssigkeit;
- b) der Schmierstoff ist inkompressibel;
- c) die Schmierstoffviskosität ist im ganzen Schmierspalt konstant;
- d) alle Strömungsvorgänge des Schmierstoffs sind laminar;
- e) Trägheitswirkungen, Gravitations- und Magnetkräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar;
- f) der Schmierstoff haftet an den Gleitflächen;
- g) die Krümmungsradien der Oberflächen von Zapfen und Lager sind groß im Vergleich zu den Schmierfilmdicken;
- h) die Bauteile, die den Schmierspalt bilden, sind ideal glatte Kreiszylinder. Ihre Verformung ist vernachlässigbar;
- i) die Schmierfilmdicke in axialer Richtung (z-Koordinate) ist konstant;
- j) eine Bewegung normal zu den Gleitflächen (y-Koordinate) wird nicht berücksichtigt;
- k) Druckänderungen im Schmierfilm senkrecht zu den Gleitflächen (y-Koordinate) sind vernachlässigbar;
- l) der Schmierstoff-Zuführdruck ist vernachlässigbar gegenüber den Schmierfilmdrücken selbst;
- m) dem Lager wird die zur vollständigen Druckausbildung erforderliche Schmierstoffmenge zur Verfügung gestellt (Vollschmierung, siehe Bild 1).

Die Randbedingungen für die Schmierfilmdruckentwicklung sind

in der Schmiertasche bzw. Schmierstoff-Zuführbohrung
und am Druckbeginn:

$$p(\phi_1, z) = 0$$

am Lagerrand:

$$p(\phi, z = \pm B/2) = 0$$

am Druckbergende:

$$p[\phi_2(z), z] = 0 \text{ und } \frac{\partial p}{\partial \phi}[\phi_2(z), z] = 0$$

(siehe hierzu Bild 1)

Die numerische Integration der Reynoldsschen Differentialgleichung liefert den Druckverlauf in Umfangs- und Breitenrichtung. Daraus werden die dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen für die interessierenden Kennwerte, wie Tragfähigkeit, Reibungsverhalten, Schmierstoffdurchsatz, berechnet, die in DIN 31652-2:2017-01 zusammengestellt sind. Grundsätzlich können auch andere Lösungen verwendet werden, sofern sie den in dieser Norm angegebenen Bedingungen und einer entsprechenden numerischen Genauigkeit genügen.

DIN 31652-3:2017-01 [1] enthält Betriebsrichtwerte, an denen das Berechnungsergebnis orientiert werden kann, um die Funktionsfähigkeit der Gleitlager einzuschätzen. In speziellen Fällen können von DIN 31652-3:2017-01 [1] anwendungsspezifisch abweichende Betriebsrichtwerte vereinbart werden.

4 Auslegungsverfahren

4.1 Ablauf und Anwendungshinweise

Ein Gleitlager ist so auszulegen, dass die Betriebssicherheit gegenüber unzulässigem Verschleiß und zu großer Erwärmung gewährleistet ist. Außerdem muss der Lagerwerkstoff die Belastung durch den Schmierfilmdruck und die Verschleißbeanspruchung bei An- und Auslauf ertragen können. Es sind die Betriebszustände mit den höchsten Beanspruchungen und die kritischen langfristig gefahrenen Betriebszustände zu untersuchen.

Die Sicherheit gegen Verschleiß ist dann gegeben, wenn eine vollständige Trennung der Gleitpartner durch den Schmierstoff erreicht wird. Kurzzeitiger Betrieb im Mischreibungsgebiet, beispielsweise beim Anfahren und Auslaufen hydrodynamisch gelagerter Maschinen, ist unvermeidbar und führt in der Regel nicht zum Lagerschaden. Unter hoher Last kann beim langsamen Anfahren oder Auslaufen eine hydrostatische Anhebung erforderlich werden. Der Auslaufzustand ist wegen der höheren Lagertemperatur kritischer und sollte in gefährlichen Fällen durch Abbremsen möglichst kurz gehalten werden.

Einlauf- und Anpassungsverschleiß zum Ausgleich der Oberflächenformabweichungen von der Idealform sind zulässig und oft von Vorteil, solange diese örtlich und zeitlich begrenzt und ohne Überlasterscheinungen auftreten.

Die Grenzen der mechanischen und thermischen Beanspruchung ergeben sich aus der Warmfestigkeit des Lagerwerkstoffs. Mit höherer Lagertemperatur nehmen die Ölviskosität und damit die minimale Schmierfilmdicke ab. Zu beachten ist auch die zunehmende Alterung des Schmierstoffs.

In der Praxis treten häufig Störeinflüsse auf, die bei der Auslegung noch unbekannt sind und einer rechnerischen Erfassung auch nicht immer zugänglich sind, wie z. B.:

- Störkräfte (Unwuchten, Schwingungen usw.);
- Formabweichungen von der Idealgeometrie (Fertigungstoleranzen, Montageabweichungen, Wärmedehnungen usw.);
- Schmierstoffverunreinigungen durch feste, flüssige und gasförmige Fremdstoffe. Unverträglichkeit zwischen Schmierstoff und Lagerwerkstoff;
- Korrosion, Elektroerosion usw.

Entsprechend der o.g. Voraussetzung d) gilt die Berechnung nur für laminare Strömung. Die Reynoldszahl Re muss unterhalb einer kritischen Reynoldszahl liegen, für die ein Anhaltswert zugrunde gelegt wird.

$$Re = \frac{\rho \cdot (U_I + U_B) \cdot \frac{s}{2}}{\eta} = \frac{\pi \cdot D \cdot (n_I + n_B) \cdot \frac{s}{2}}{v} \leq Re_{cr} \approx 41,3 \cdot \sqrt{\frac{D}{s}} = 41,3 \cdot \sqrt{\frac{1}{\psi_{eff}}} \quad (6)$$

Bei Gleitlagern mit $Re > Re_{cr}$ (dies tritt im Allgemeinen nur bei sehr hoher Umfangsgeschwindigkeit auf) liegt turbulente Strömung vor. Dafür ist nur eine näherungsweise Berechnung möglich. Es können dann höhere Verlustleistungen und Lagertemperaturen als berechnet auftreten. Die Tragfähigkeit kann ansteigen.

Die Gleitlagerberechnung erfasst, ausgehend von den bekannten Lagerabmessungen und Betriebsdaten:

- die relative Exzentrizität und minimale Schmierfilmdicke,
- die Reibleistung,

- den Schmierstoffdurchsatz,
- die Wärmebilanz zur Ermittlung der Lagertemperatur

die alle miteinander in einer Wechselbeziehung stehen. Die Lösung erfolgt in einem iterativen Verfahren, dessen Ablauf in dem Berechnungsschema nach Bild 4 vereinfacht dargestellt ist.

Wegen des hohen Rechenaufwands sind für praktische Lagerauslegungen Rechenprogramme notwendig. Solche Rechenprogramme, die prinzipiell die Berechnung nach Bild 4 realisieren, sind mit unterschiedlichem Leistungsumfang bei Lagerherstellern, wissenschaftlichen Einrichtungen und Lageranwendern vorhanden.

Die Optimierung einzelner Parameter wird durch Parameter-Variation erreicht. Die wichtigsten Optimierungsziele sind maximale Betriebssicherheit (größte minimale Schmierfilmdicke), minimale Reibungsleistung, Begrenzung der Lagertemperatur oder Festlegungen zum Öldurchsatz.

Eine Modifikation des Berechnungsablaufes ist möglich. Die der Gleitlagerauslegung zugrunde liegenden hydrodynamischen Kenngrößen wurden in der Vergangenheit in Abhängigkeit von der zur Verfügung stehenden Rechentechnik mit unterschiedlichem Aufwand und erwarteter Genauigkeit ermittelt. In Anbetracht der o. g. Berechnungsannahmen und der Unsicherheit in den Betriebsdaten sind die aus unterschiedlichen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung hervorgegangenen hydrodynamischen Kenngrößen für die praktische Lagerauslegung gleichwertig. Die unvermeidliche Unsicherheit in technischen Berechnungen ist größer als der aus den verschiedenen Lösungsansätzen resultierende Unterschied.

Die hier angegebenen hydrodynamischen Kenngrößen für voll- und halbumschließende Gleitlager, die den meisten Rechenprogrammen zugrunde liegen, gehen auf Butenschön [7] zurück. Die Unterschiede zu anderen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung sind gering und für die ingenieurtechnische Anwendung bedeutungslos.

4.2 Formelzeichen und Einheiten

Für die Formelzeichen (siehe Tabelle 1) werden die in der Auslegungspraxis üblichen Einheiten (abgeleitete SI-Einheiten) angegeben. Die Gleichungen sind einheitenrichtig auszuwerten.

Tabelle 1 — Formelzeichen und Einheiten

Benennung	Formelzeichen	Einheit
Wärmeabgebende Oberfläche des Lagergehäuses	A	m^2
Koeffizient für Näherungsgleichung in DIN 31652-2:2017-01	a	—
Lagerbreite, tragend	B	mm
Gehäusebreite in Achsrichtung	B_H	mm
Lagerbreitenverhältnis, relative Lagerbreite	B/D	—
Breite der Schmiernut	b_G	mm
Breite der Schmiertasche	b_P	mm
relative Breite der Schmierstoff-Zuführtasche	b_P/B	—
Hilfsgröße für Viskositätsberechnung	C_1	$^{\circ}\text{C}$
Hilfsgröße für Viskositätsberechnung	C_2	—
Hilfsgröße für Viskositätsberechnung	C_3	—
Hilfsgröße für Viskositätsberechnung	C_4	$^{\circ}\text{C}$
spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs	c	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Benennung	Formelzeichen	Einheit
Lagerinnendurchmesser (Lagerinnenndurchmesser), Nennmaß	D	mm
Wellendurchmesser, Nennmaß	d	mm
Durchmesser der Schmierstoff-Zuführbohrung	d_H	mm
Exzentrizität (Verlagerung der Wellenachse gegenüber der Lagerachse)	e	mm
Lagerkraft, Nennbelastung	F	N
Reibungskraft	F_f	N
Durchbiegung über der Lagerbreite	f	µm, mm
Funktion	$f(\dots)$	—
Höhe des Stehlagergehäuses	H	mm
örtliche Schmierfilmdicke (Spalthöhe)	h	µm, mm
minimale Schmierfilmdicke	$h_{\min}$	µm, mm
zulässige minimale Schmierfilmdicke	$h_{\min \text{ lim}}$	µm, mm
Schmierspaltweite bei Übergang in Mischreibung	$h_{\min \text{ tr}}$	µm, mm
Hilfsgröße bei sehr breiten Lagern	K	—
Wärmeübergangszahl bei Wärmeabgabe an die Umgebung	k	W/(m ² · K)
Drehzahl des Lagers	n_B	U/min, min ⁻¹
Drehzahl (Umlauffrequenz) der Lagerkraft	n_F	U/min, min ⁻¹
Drehzahl der Welle	n_J	U/min, min ⁻¹
Wärmestrom über Lagergehäuse und Welle an die Umgebung	P_A	Nm/s ≡ W
Reibleistung im Lager	P_f	Nm/s ≡ W
Wärmestrom über den Schmierstoff	P_Q	Nm/s ≡ W
örtlicher Schmierfilmdruck	p	MPa
Schmierstoffzufuhrdruck	p_{en}	MPa
zulässiger maximaler Schmierfilmdruck	p_{lim}	MPa
maximaler Schmierfilmdruck	p_{max}	MPa
spezifische Lagerbelastung (mittlere Flächenbelastung)	$\bar{p}$	N/mm ² ≡ MPa
zulässige spezifische Lagerbelastung	$\bar{p}_{\text{lim}}$	N/mm ² ≡ MPa
Schmierstoffdurchsatz	Q	cm ³ /s, l/min
— infolge Eigendruckentwicklung	Q_1	cm ³ /s
— infolge Zufuhrdruck	Q_p	cm ³ /s
bezogener Schmierstoffdurchsatz infolge Eigendruckentwicklung	Q_1^*	—
bezogener Schmierstoffdurchsatz infolge Zufuhrdrucks	Q_p^*	—
Hilfsgröße für den Drucköldurchsatz bei Schmierbohrung	q_H	—
Hilfsgröße für den Drucköldurchsatz bei Schmiertasche	q_P	—
arithmetischer Mittenrauwert	R_a	µm
gemittelte Rautiefe	R_z	µm
gemittelte Rautiefe des Lagers	R_{zB}	µm

Benennung	Formelzeichen	Einheit
gemittelte Rautiefe des Zapfens	R_{zJ}	μm
Reynoldszahl	Re	—
kritische Reynoldszahl	Re_{cr}	—
Sommerfeldzahl	So	—
Lagerspiel, Warmspiel	s	$\mu\text{m}, \text{mm}$
Montagespiel, Kaltspiel (bei 20 °C)	s_{20}	$\mu\text{m}, \text{mm}$
Temperatur	T	°C
Lagertemperatur	T_B	°C
höchstzulässige Lagertemperatur	$T_{B\text{ lim}}$	°C
Wellentemperatur	T_J	°C
Umgebungstemperatur	T_{amb}	°C
effektive Schmierfilmtemperatur	T_{eff}	°C
Schmierstoffeintrittstemperatur	T_{en}	°C
Schmierstoffaustrittstemperatur	T_{ex}	°C
mittlere Schmierstofftemperatur	T_m	°C
maximale Schmierstofftemperatur	T_{max}	°C
Umfangsgeschwindigkeit des Lagers	U_B	m/s
Umlaufgeschwindigkeit des Belastungsvektors	U_F	m/s
Umfangsgeschwindigkeit der Welle	U_J	m/s
effektive hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit	U_{eff}	m/s
Relative Umfangsgeschwindigkeit (Gleitgeschwindigkeit)	U_{rel}	m/s
Welligkeit	W_t	μm
mittlere Strömungsgeschwindigkeit der das Lagergehäuse anströmenden Luft	w_{amb}	m/s
Koordinate in Bewegungsrichtung (Umfangsrichtung)	x	mm, m
Koordinate in Richtung Schmierpaltdicke (radial)	y	mm, m
Koordinate quer zur Bewegungsrichtung (axial, in Lagerbreitenrichtung)	z	mm, m
linearer Wärmeausdehnungskoeffizient des Lagers	α_{lB}	K ⁻¹
linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Welle	α_{lJ}	K ⁻¹
Hilfsgrößen zur Berechnung der hydrodynamischer Kenngrößen	α_i	—
Winkellage der minimalen Schmierfilmdicke h_{min} in Bezug auf die Lastrichtung (Verlagerungswinkel)	β	°
Verkantungswinkel des Wellenzapfens (Schiefstellung des Zapfens)	γ	°
relative Exzentrizität	ε	—
dynamische Viskosität des Schmierstoffs	η	mPa s ($\equiv$ cP)
effektive dynamische Viskosität des Schmierstoffs	η_{eff}	mPa s ($\equiv$ cP)
Umfangswinkel des Gleitlagers (Bild 1) , Umfangskoordinate	φ	°

Benennung	Formelzeichen	Einheit
Umfangswinkel des Ringnutanfangs	φ_A	°
Umfangswinkel des Ringnutendes	φ_E	°
Umfangswinkel am Beginn der Druckentwicklung	φ_1	°
Umfangswinkel am Ende der Druckentwicklung	φ_2	°
Reibungszahl	μ	—
bezogene Reibungszahl	μ/ψ_{eff}	—
kinematische Viskosität des Schmierstoffs	ν	m ² /s ($\equiv$ cSt)
Dichte des Schmierstoffs	ρ	g/cm ³
volumenspezifische Wärme	$\rho \cdot c$	J/(K·cm ³)
Umschließungswinkel (Lagerschalen-Segmentwinkel)	Ω	°
Winkelgeschwindigkeit des Lagers	ω_B	s ⁻¹
Winkelgeschwindigkeit der Lagerkraft	ω_F	s ⁻¹
Winkelgeschwindigkeit der Welle	ω_j	s ⁻¹
hydrodynamisch effektive Winkelgeschwindigkeit	ω_{eff}	s ⁻¹
relative Winkelgeschwindigkeit	ω_{rel}	s ⁻¹
Hilfsgröße bei sehr breiten Lagern	χ_0	—
relatives Lagerspiel	ψ	—, ‰
effektives relatives Lagerspiel (Warmspiel)	ψ_{eff}	—, ‰
mittleres relatives Lagerspiel (Warmspiel)	ψ_m	—, ‰
maximales relatives Lagerspiel (Warmspiel)	ψ_{max}	—, ‰
minimales relatives Lagerspiel (Warmspiel)	ψ_{min}	—, ‰
optimales relatives Lagerspiel (Warmspiel)	ψ_{opt}	—, ‰
relatives Lagerspiel bei Montage (relatives Kaltspiel bei 20°C)	ψ_{20}	—, ‰
maximales relatives Kaltspiel	$\psi_{20 \text{ max}}$	—, ‰
minimalen relatives Kaltspiel	$\psi_{20 \text{ min}}$	—, ‰
optimales relatives Kaltspiel	$\psi_{20 \text{ opt}}$	—, ‰
thermische Änderung des relativen Lagerspiels gegenüber dem Kaltspiel	$\Delta\psi$	—, ‰