

Gleitlager
**Hydrodynamische Axial-Gleitlager
im stationären Betrieb**
Berechnung von Axial-Kippsegmentlagern

DIN
31654
Teil 1

Plain bearings; Hydrodynamic plain thrust bearings under steady-state conditions; Calculation of tilting-pad thrust bearings

Paliers lisses; Paliers butée à segments hydrodynamiques sous conditions de service stationnaires; Méthode de calcul des paliers butée à patins oscillants

Inhalt

	Seite		Seite
1 Anwendungsbereich und Zweck	1	3.4 Reibleistung	5
2 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen	1	3.5 Schmierstoffdurchsatz	5
3 Berechnungsverfahren	2	3.6 Wärmebilanz	5
3.1 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten	3	3.7 Minimale Schmierfilmdicke und spezifische Lagerbelastung	7
3.2 Koordinate des Druckmittelpunktes	5	3.8 Betriebszustände	7
3.3 Tragfähigkeit	5	3.9 Weitere Einflußgrößen	7
		Anhang A Berechnungsbeispiele	9

1 Anwendungsbereich und Zweck

Ziel dieser Norm ist die betriebssichere Auslegung von Gleitlagern durch die Anwendung eines Berechnungsverfahrens für ölgeschmierte hydrodynamische Gleitlager mit vollständiger Trennung der Spurscheiben- und Lager-Gleitfläche durch einen Schmierfilm.

Diese Norm gilt für Axial-Gleitlager mit kippbeweglich angeordneten Gleitschuhen (Kippklötze), bei denen sich im Betrieb ein keilförmiger Schmierpalt selbsttätig einstellt.

Das Verhältnis Breite zu Länge eines Segments kann in dem Bereich $B/L = 0,5$ bis 2 variiert werden.

Der hier beschriebene Berechnungsgang kann für andere Spaltformen, wie z. B. den parabolischen Schmierpalt, und auch für andere Gleitschuhformen, wie z. B. Kreisgleitschuhe, benutzt werden, wenn für diese Bauarten die numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung vorliegen. In DIN 31654 Teil 2 sind nur die Kennzahlen für den ebenen Keilspalt gegeben; die Werte gelten demnach nicht für mittig unterstützte Kippsegmente.

Das Berechnungsverfahren dient der Auslegung und Optimierung von Axial-Gleitlagern für z. B. Gebläse, Getriebe, Pumpen, Turbinen, Elektromaschinen, Verdichter und Werkzeugmaschinen. Es beschränkt sich auf den stationären Betrieb, d. h., in anhaltend gefahrenen Betriebszuständen sind die Belastung und die Winkelgeschwindigkeit aller rotierenden Teile konstant. Nicht erfaßt werden instationäre Betriebszustände.

2 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen

Die Berechnung erfolgt grundsätzlich mit den numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung für Gleitflächen endlicher Breite unter Berücksichtigung der physikalisch richtigen Randbedingungen für die Druckentwicklung.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

Zur Herleitung der Reynoldsschen Differentialgleichung wird verwiesen z. B. auf Literatur [1], zur numerischen Lösung auf Literatur [2].

Bei der Lösung von Gleichung (1) werden folgende idealisierende Annahmen und Voraussetzungen gemacht, deren Zulässigkeit sich experimentell und praktisch hinreichend bestätigt hat:

- a) Der Schmierstoff entspricht einer Newtonschen Flüssigkeit.
- b) Alle Strömungsvorgänge des Schmierstoffs sind laminar.
- c) Der Schmierstoff haftet voll an den Gleitflächen.
- d) Der Schmierstoff ist inkompressibel.
- e) Der Schmierpalt ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt.
- f) Trägheitswirkungen, Gravitations- und Magnetkräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar.
- g) Die Bauteile, die den Schmierpalt bilden, sind starr bzw. ihre Verformung vernachlässigbar; ihre Oberflächen sind vollkommen glatt.
- h) Die Schmierfilmdicke in radialer Richtung (z-Koordinate) ist konstant.
- i) Druckänderungen im Schmierfilm senkrecht zu den Gleitflächen (y-Koordinate) sind vernachlässigbar.
- j) Eine Bewegung normal zu den Gleitflächen (y-Koordinate) findet nicht statt.
- k) Der Schmierstoff ist im ganzen Schmierpalt isoviskos.
- l) Der Schmierstoff wird am weitesten Schmierpalt zugeführt; die Höhe des Zufuhrdrucks ist vernachlässigbar gegenüber den Schmierfilmdrücken selbst.
- m) Die Segmentform der Gleitflächen wird durch Rechtecke angenähert.

Die Randbedingungen für die Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung lauten:

1. Der Schmierstoffüberdruck an der Zuführstelle des Schmierstoffs ist $p(x=0, z)=0$.
2. Die Schmierstoffzuführung ist so angeordnet, daß der Druckaufbau im Schmierpalt nicht gestört wird.
3. Der Schmierstoffüberdruck an den seitlichen Rändern des Gleitlagers ist $p(x, z=\pm 0,5B)=0$.
4. Der Schmierstoffüberdruck am Ende des Druckfeldes ist $p(x=L, z)=0$.

Fortsetzung Seite 2 bis 14

Normenausschuß Gleitlager (NGL) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

Jede Art der Vervielfältigung, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung des DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, gestattet.



Documents

Document Sharing Hub

Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips in der hydrodynamischen Gleitlagertheorie führt zu dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen für die interessierenden Kennwerte wie Tragfähigkeit, Reibungsverhalten, Schmierstoffdurchsatz. Die Verwendung der Ähnlichkeitsgrößen reduziert die Anzahl der notwendigen numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung, die in DIN 31654 Teil 2 zusammengestellt sind. Grundsätzlich können auch andere Lösungen verwendet werden, sofern sie den in dieser Norm angegebenen Bedingungen und einer entsprechenden numerischen Genauigkeit genügen.

DIN 31654 Teil 3 enthält Betriebsrichtwerte, an denen das Berechnungsergebnis zu orientieren ist, um die Funktionsfähigkeit der Gleitlager sicherzustellen.

In speziellen Fällen können von DIN 31654 Teil 3 anwendungsspezifisch abweichende Betriebsrichtwerte vereinbart werden.

3 Berechnungsverfahren

Unter Berechnung ist die rechnerische Ermittlung der Funktionsfähigkeit anhand von Betriebskennwerten (siehe Bild 4) zu verstehen, die mit Betriebsrichtwerten zu vergleichen sind. Hierbei müssen die bei unterschiedlichen Betriebszuständen ermittelten Betriebskennwerte gegenüber den Betriebsrichtwerten zulässig sein. Dazu sind alle anhaltend gefahrenen Betriebszustände zu untersuchen.

Die Sicherheit gegen **Verschleiß** ist dann gegeben, wenn eine vollständige Trennung der Gleitpartner durch den Schmierstoff erreicht wird. Anhaltender Betrieb im Mischreibungsgebiet führt zur vorzeitigen Funktionsunfähigkeit. Kurzzeitiger Betrieb im Mischreibungsgebiet, beispielsweise beim Anfahren und Auslaufen gleitgelagerter Maschinen, ist unvermeidbar und kann bei zu großer Häufigkeit zum Lagerschaden führen. Unter hoher Last kann beim langsamen Anfahren oder Auslaufen eine hydrostatische Anhebung erforderlich werden. Einlauf- und Anpassungsverschleiß zum Ausgleich der Oberflächen-Formabweichungen von der Idealform sind zulässig, solange diese örtlich und zeitlich begrenzt und ohne Überlasterscheinungen auftreten. In bestimmten Fällen kann ein gezielter Einlauf von Vorteil sein, was auch durch die Werkstoff-Auswahl zu beeinflussen ist.

Die Grenzen der **mechanischen Beanspruchung** sind gegeben durch die Festigkeit des Lagerwerkstoffs. Geringe bleibende Verformungen sind zulässig, solange sie die Funktionsfähigkeit des Gleitlagers nicht beeinträchtigen.

Die Grenzen der **thermischen Beanspruchung** ergeben sich durch die Warmfestigkeit des Lagerwerkstoffs, aber

auch durch die Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit und die Alterungsneigung des Schmierstoffs.

Die Berechnung der Funktionsfähigkeit von Gleitlagern setzt voraus, daß die Betriebsbedingungen für alle anhaltend gefahrenen Betriebszustände bekannt sind. In der Praxis treten jedoch häufig zusätzliche Störeinflüsse auf, die bei der Auslegung noch unbekannt sind und einer rechnerischen Erfassung auch nicht immer zugänglich sind. Daher ist zu empfehlen, mit einem entsprechenden Sicherheitsabstand zwischen den Betriebskennwerten und den zulässigen Betriebsrichtwerten zu arbeiten. Störeinflüsse sind z. B.:

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

In Abschnitt 3.8 werden Hinweise zu einigen weiteren Einflußgrößen gegeben.

Die Anwendbarkeit dieser Norm, bei der eine laminare Strömung im Schmierpalt vorausgesetzt wird, ist durch die Reynoldszahl zu überprüfen:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot h_{\min}}{\eta_{\text{eff}}} \leq Re_{\text{cr}} \quad (2)$$

Für Keilspalte mit $h_{\min}/C_{\text{wed}} = 0,8$ kann als Richtwert nach Literatur [3] eine kritische Reynoldszahl $Re_{\text{cr}} = 600$ angenommen werden.

Die Gleitlagerberechnung erfaßt, ausgehend von den bekannten Lagermaßen und Betriebsdaten,

- die Beziehung zwischen Tragfähigkeit und Schmierfilmdicke,
- die Reibleistung,
- den Schmierstoffdurchsatz,
- die Wärmebilanz,

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

Zur Optimierung einzelner Parameter kann eine Parameter-Variation durchgeführt werden. Eine Modifikation des Berechnungsablaufes ist möglich.

3.1 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten

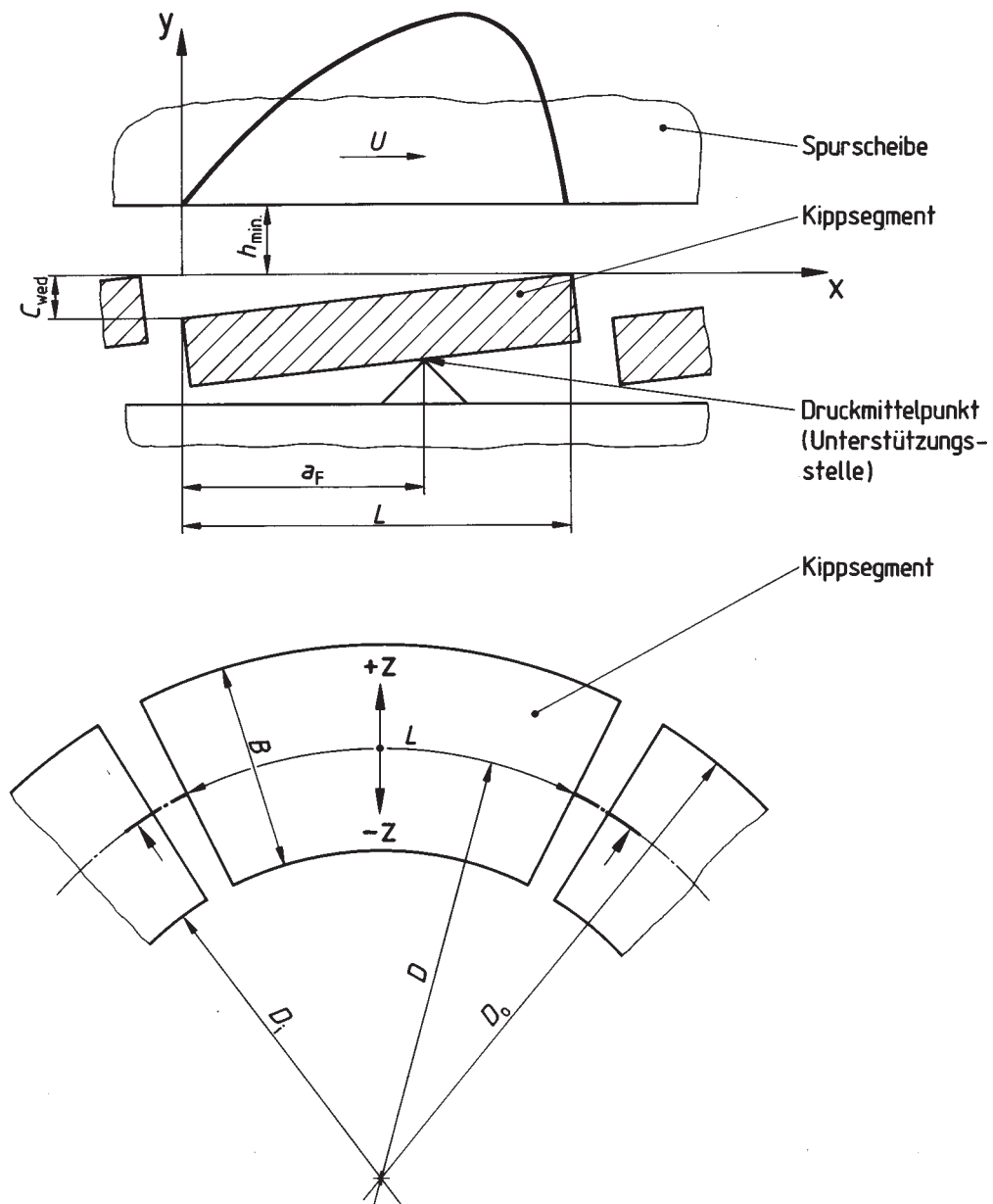


Bild 1. Schematische Darstellung des Axial-Kippsegmentlagers

Formelzeichen	Benennung	Einheit
A	Wärmeabgebende Oberfläche des Lagergehäuses	m^2
a_F	Abstand der Unterstützungsstelle vom Spalteintritt in Bewegungsrichtung (Umfangsrichtung)	m
a_F^*	Relativer Abstand der Unterstützungsstelle vom Spalteintritt in Bewegungsrichtung (Umfangsrichtung)	—
B	Breite eines Segments	m
C_{wed}	Keiltiefe	m
c_p	Spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs ($p = \text{const.}$)	$\text{J}/(\text{kg K})$
D	Mittlerer Gleitdurchmesser	m
D_i	Innendurchmesser innerhalb der Kippsegmente	m
D_o	Außendurchmesser über die Kippsegmente	m
F	Lagerkraft (Belastung) bei Nenn-drehfrequenz	N
F^*	Tragkraftkennzahl	—
F_{st}	Lagerkraft (Belastung) bei Stillstand	N
f^*	Reibungskennzahl	—
h	Örtliche Schmierfilmdicke (Spalthöhe)	m
h_{lim}	Mindestzulässige Schmierfilmdicke im Betrieb	m
$h_{\text{lim,tr}}$	Mindestzulässige Schmierfilmdicke am Übergang in die Mischreibung	m
h_{min}	Minimale Schmierfilmdicke (kleinste Spalthöhe)	m
k	Wärmedurchgangskoeffizient, bezogen auf das Produkt $B \cdot L \cdot Z$	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
k_A	Äußerer Wärmedurchgangskoeffizient (Bezugsfläche A)	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
L	Segmentlänge in Umfangsrichtung	m
M	Mischungsfaktor	—
N	Umdrehungsfrequenz (Drehzahl) der Spurscheibe	s^{-1}
$P_{\text{th,amb}}$	Wärmestrom an die Umgebung	W
P_f	Reibleistung im Lager bzw. der durch sie hervorgerufene Wärmestrom	W
$P_{\text{th,L}}$	Wärmestrom im Schmierstoff	W
p	Örtlicher Schmierfilmdruck	Pa
$\bar{p}$	Spezifische Lagerbelastung $\bar{p} = F/(B \cdot L \cdot Z)$	Pa
$\bar{p}_{\text{lim}}$	Zulässige spezifische Lagerbelastung	Pa

Formelzeichen	Benennung	Einheit
Q	Schmierstoffdurchsatz	m^3/s
Q^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl	—
Q_0	Bezugsschmierstoffdurchsatz $Q_0 = B \cdot h_{\text{min}} \cdot U \cdot Z$	m^3/s
Q_1	Schmierstoffdurchsatz am Eintrittsspalt (Umfangsrichtung)	m^3/s
Q_1^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl am Eintrittsspalt	—
Q_2	Schmierstoffdurchsatz am Austrittsspalt (Umfangsrichtung)	m^3/s
Q_2^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl $Q_1^* - Q_2^*$ am Austrittsspalt	—
Q_3	Schmierstoffdurchsatz an den Seitenrändern (quer zur Umfangsrichtung)	m^3/s
Q_3^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl an den Seitenrändern	—
R_z	Gemittelte Rauhtiefe der Spurscheibe	m
Re	Reynoldszahl	—
T_{amb}	Umgebungstemperatur	$^{\circ}\text{C}$
T_B	Lagertemperatur	$^{\circ}\text{C}$
T_{eff}	Effektive Schmierstofftemperatur	$^{\circ}\text{C}$
T_{en}	Schmierstofftemperatur am Eintritt in das Lager	$^{\circ}\text{C}$
T_{ex}	Schmierstofftemperatur am Austritt aus dem Lager	$^{\circ}\text{C}$
T_{lim}	Zulässige Lagertemperatur	$^{\circ}\text{C}$
T_1	Schmierstofftemperatur am Eintrittsspalt	$^{\circ}\text{C}$
T_2	Schmierstofftemperatur am Austrittsspalt	$^{\circ}\text{C}$
U	Gleitgeschwindigkeit, bezogen auf den mittleren Tragringdurchmesser	m/s
w_{amb}	Anströmungsgeschwindigkeit der das Lagergehäuse anströmenden Luft	m/s
x	Koordinate in Bewegungsrichtung (Umfangsrichtung)	m
y	Koordinate in Richtung Schmierpalt (axial)	m
z	Koordinate quer zur Bewegungsrichtung (radial)	m
Z	Anzahl der Kippsegmente	—
η	Dynamische Viskosität des Schmierstoffs	Pa s
η_{eff}	Effektive dynamische Viskosität des Schmierstoffs	Pa s
ϱ	Dichte des Schmierstoffs	kg/m^3

3.2 Koordinate des Druckmittelpunktes

Bei Kippsegmenten stimmt die x -Koordinate des Druckmittelpunktes a_F mit der x -Koordinate der Kippachse überein. Die auf die Gleitschuhlänge bezogene x -Koordinate des Druckmittelpunktes $a_F^* = a_F/L$ ist eine Funktion der bezogenen minimalen Schmierfilmdicke $h_{\min}/C_{\text{wed}}$ und der bezogenen Gleitschuhbreite B/L .

In DIN 31654 Teil 2 ist $a_F^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}; B/L)$ dargestellt. Dort ist auch eine Näherungsfunktion angegeben.

Wichtig für die Berechnung ist, daß durch die Wahl der Unterstützungsstelle a_F sowohl die bezogene minimale Schmierfilmdicke $h_{\min}/C_{\text{wed}}$ als auch die Tragfähigkeits-, Reibleistungs- und Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl festgelegt werden, die sich – auch unter wechselnden Betriebsbedingungen – nicht ändern.

3.3 Tragfähigkeit

Kennzeichnend für die Tragfähigkeit ist die dimensionslose Tragkraftkennzahl F^* :

$$F^* = \frac{F \cdot h_{\min}^2}{U \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot L^2 \cdot B \cdot Z} \quad (3)$$

Die Funktion $F^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}; B/L)$ ist auf der Grundlage von Literatur [4] dargestellt in DIN 31654 Teil 2. Dort ist auch eine Näherungsfunktion angegeben.

3.4 Reibleistung

Die Verluste durch Reibung in einem hydrodynamischen Axial-Gleitlager werden durch die Reibungskennzahl f^* erfaßt. Sie ist definiert als

$$f^* = P_f \cdot \frac{h_{\min}}{U^2 \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot B \cdot L \cdot Z} \quad (4)$$

Damit ergibt sich die Reibleistung wie folgt:

$$P_f = f^* \cdot \frac{U^2 \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot B \cdot L \cdot Z}{h_{\min}} \quad (5)$$

Die Funktion $f^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}; B/L)$ ist auf der Grundlage von Literatur [4] in DIN 31654 Teil 2 dargestellt. Dort ist auch eine Näherungsfunktion angegeben.

3.5 Schmierstoffdurchsatz

Der dem Lager zugeführte Schmierstoff bildet einen tragfähigen Schmierfilm zur Trennung der Gleitflächen. Gleichzeitig hat der Schmierstoff die Aufgabe, die im Lager entstehende Reibungswärme abzuführen.

Durch die Drehbewegung der Spurscheibe wird der Schmierstoff unter Druckaufbau in Richtung des konvergierenden Spalts mitgenommen. Dabei tritt bei jedem Kippsegment ein Teil des Schmierstoffs an den Seiten des Kippsegments aus. Die seitlichen Anteile werden näherungsweise als gleich groß angenommen.

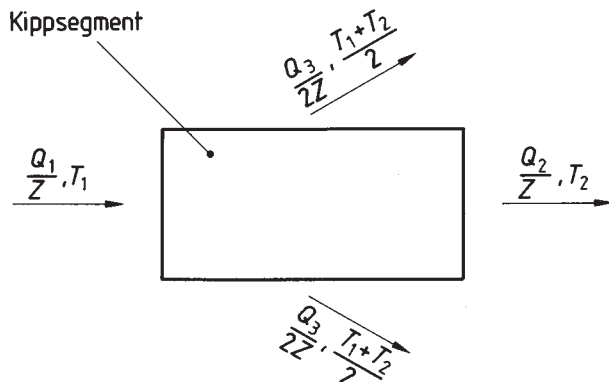


Bild 2. Schematische Darstellung der Schmierstoff- und Wärmebilanz eines Kippsegments

In Bild 2 ist

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (6)$$

mit

$$Q_1 = Q_1^* \cdot Q_0 \quad (7)$$

$$Q_3 = Q_3^* \cdot Q_0 \quad (8)$$

$$Q_2 = Q_1 - Q_3 \quad (9)$$

$$Q_0 = B \cdot h_{\min} \cdot U \cdot Z \quad (10)$$

Die bezogenen Größen $Q_1^* = Q_1/Q_0$ und $Q_3^* = Q_3/Q_0$ können in Abhängigkeit von der Geometrie (B/L) und der sich einstellenden relativen Schmierfilmdicke $h_{\min}/C_{\text{wed}}$ aus DIN 31654 Teil 2 entnommen werden. Dort sind auch Näherungsfunktionen angegeben.

Es wird angenommen, daß der seitlich an den Kippsegmenten austretende Schmierstoff Q_3 die Temperatur $(T_1 + T_2)/2$ und der an den Enden austretende Schmierstoff Q_2 die Temperatur T_2 hat.

3.6 Wärmebilanz

Der thermische Zustand des Gleitlagers ergibt sich aus der Wärmebilanz.

Der durch die Reibleistung P_f im Lager entstehende Wärmestrom $P_{\text{th},f}$ wird abgeführt über das Lagergehäuse an die Umgebung sowie durch den aus dem Lager austretenden Schmierstoff. Bei praktischen Anwendungen ist jeweils eine der beiden Wärmeabfuhrarten dominierend. Durch die Vernachlässigung der anderen ergibt sich eine zusätzliche Sicherheit bei der Auslegung. Man kann von folgenden Annahmen ausgehen:

a) Drucklos geschmierte Lager (Eigenschmierung, natürliche Kühlung) führen die Wärme überwiegend durch Konvektion an die Umgebung ab:

$$P_f = P_{\text{th},\text{amb}}$$

b) Druckgeschmierte Lager (Umlaufschmierung) führen die Wärme überwiegend durch den Schmierstoff (Rückkühlung) ab:

$$P_f = P_{\text{th},L}$$

3.6.1 Wärmeabfuhr durch Konvektion

Der Wärmeabfluß erfolgt bei **Konvektion** (a) durch Wärmeleitung und Schmierstoffumlauf im Lagergehäuse und danach durch Strahlung und Konvektion von der Gehäuseoberfläche an die Umgebung. Die komplexen Vorgänge bei der Wärmeübertragung können nach Literatur [5] zusammengefaßt werden zu

$$P_{\text{th},\text{amb}} = k_A \cdot A \cdot (T_B - T_{\text{amb}}) \quad (11)$$

mit $k_A = 15$ bis $20 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

oder bei Anblasung des Lagergehäuses mit Luft von einer Geschwindigkeit $w_{\text{amb}} > 1,2 \text{ m/s}$

$$k_A = 7 + 12 \cdot \sqrt{w_{\text{amb}}} \quad (12)$$

mit w_{amb} in m/s und k_A in $\text{W/(m}^2 \text{ K)}$

Anmerkung: Der Faktor k_A erfaßt hierbei die Wärmeleitung im Lagergehäuse sowie Konvektion und Strahlung des Lagergehäuses an die Umgebung. Der Teil der im Lager entstehenden Reibungswärme, der durch die Welle abgeführt wird, ist in diesem Fall wegen der meist geringen Größe vernachlässigt.

Durch Gleichsetzen von P_f aus Gleichung (5) und $P_{\text{th},\text{amb}}$ aus Gleichung (11) und mit

$$k = \frac{k_A \cdot A}{B \cdot L \cdot Z} \quad (13)$$

ergibt sich die effektive Lagertemperatur

$$T_{\text{eff}} = f^* \cdot \frac{U^2 \cdot \eta_{\text{eff}}}{k \cdot h_{\min}} + T_{\text{amb}} \quad (14)$$

Die Lagertemperatur ist in diesem Fall

$$T_B = T_{\text{eff}} \quad (15)$$