

Gleitlager
Hydrodynamische Axial-Gleitlager
im stationären Betrieb
 Berechnung von Axialsegmentlagern

DIN
31 653
 Teil 1

Plain bearings; Hydrodynamic plain thrust bearings under steady-state conditions; Calculation of pad thrust bearings
 Paliers lisses; Paliers butée à segments hydrodynamiques sous conditions de service stationnaires; Méthode de calcul des paliers butée à segments

Inhalt

	Seite		Seite
1 Anwendungsbereich und Zweck	1	3.4 Schmierstoffdurchsatz	5
2 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen	1	3.5 Wärmebilanz	5
3 Berechnungsverfahren	2	3.6 Minimale Schmierfilmdicke und spezifische Lagerbelastung	7
3.1 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten	3	3.7 Betriebszustände	7
3.2 Tragfähigkeit	5	3.8 Weitere Einflußgrößen	7
3.3 Reibleistung	5	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 (Literatur [1]).

Diese Norm gilt für Axial-Gleitlager mit fest eingearbeiteten Keilflächen und Rastflächen, bei denen das Verhältnis Keilflächenlänge l_{wed} zu Segmentlänge L an sich beliebig ist. Die vorliegende Norm befaßt sich vorzugsweise mit dem Wert $l_{wed}/L = 0,75$, da dieser Wert nach Literatur [2] das optimale Verhältnis darstellt. 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 fest eingearbeitete Spaltformen wie z.B. Staurandlager benutzt werden, wenn für diese Bauarten die numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung vorliegen.

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].

Fortsetzung Seite 2 bis 16

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, gestatt.

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 Schmierspalt ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt.
- f) Trägheitswirkungen, Gravitations- und Magnetkräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar.
- g) Die Bauteile, die den Schmierspalt 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 Schmierspalt isoviskos.
- l) Der Schmierstoff wird am weitesten Schmierspalt zugeführt; die Höhe des Zuführdrucks 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 Schmierspalt nicht gestört wird.
3. Der Schmierstoffüberdruck an den seitlichen Rändern des Gleitlagers ist $p(x, z=0,5 B)=0$.
4. Der Schmierstoffüberdruck am Ende des Druckfeldes ist $p(x=L, z)=0$.

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 31 653 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 31 653 Teil 3 enthält Betriebsrichtwerte, an denen das Berechnungsergebnis zu orientieren ist, um die Funktionsfähigkeit der Gleitlager sicherzustellen.

In speziellen Fällen können von DIN 31 653 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.

Es wird darauf hingewiesen, daß bei dieser Lagerbauart Verschleiß zu einem schnellen Abfall der Tragfähigkeit führen kann.

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

Im Abschnitt 3.8 werden Hinweise zu einigen weiteren Einflußgrößen gegeben.

Die Anwendbarkeit dieser Norm, bei der eine laminare Strömung im Schmierspalt vorausgesetzt wird, ist durch die Reynoldssche Zahl zu überprüfen:

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

Für Keilspalte mit $h_{\min}/C_{\text{wed}} = 0,8$ kann als Richtwert nach Literatur [7] eine kritische Reynoldszahl $Re_{\text{cr}} = 600$ angenommen werden.

Die Gleitlagerberechnung erfaßt, ausgehend von den bekannten Lagerabmessungen 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

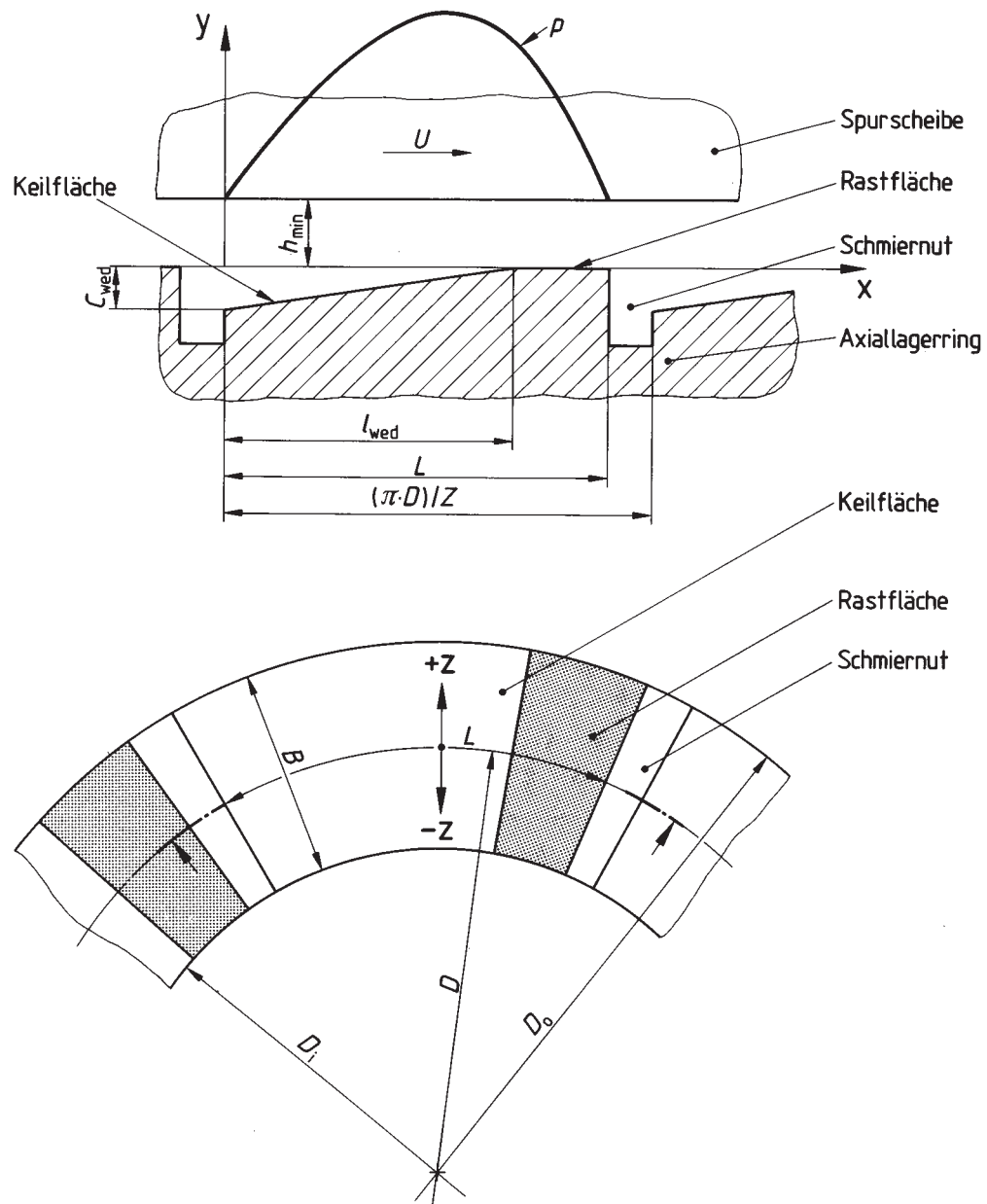


Bild 1. Schematische Darstellung des Axialsegmentlagers (Lager mit eingearbeiteten Keilflächen und Rastflächen)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
A	Wärmeabgebende Oberfläche des Lagergehäuses	m^2
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 (Tragringdurchmesser)	m
D_i	Innendurchmesser des Tragrings	m
D_o	Außendurchmesser des Tragrings	m
F	Lagerkraft (Nennbelastung)	N
F^*	Tragkraftkennzahl	—
F_B^*	Tragkraftkennzahl für Axialsegmentlager	—
F_{st}	Lagerkraft (Belastung) bei Stillstand	N
f^*	Reibungskennzahl	—
f_B^*	Reibungskennzahl für Axialsegmentlager	—
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
l_{wed}	Keillänge	m
M	Mischungsfaktor	—
N	Umdrehungsfrequenz (Drehzahl) der Spurscheibe	s^{-1}
P_f	Reibleistung im Lager bzw. der durch sie hervorgerufene Wärmestrom	W
$P_{\text{th,amb}}$	Wärmestrom an die Umgebung	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
$\bar{p}_{\text{lim}}$	Höchstzulässige spezifische Lagerbelastung	Pa
Q	Schmierstoffdurchsatz	m^3/s
Q^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl	—

Formelzeichen	Benennung	Einheit
Q_0	Bezugsschmierstoffdurchsatz $Q_0 = B \cdot h_{\text{min}} \cdot U \cdot Z$	m^3/s
Q_1	Schmierstoffdurchsatz am Eintrittsspalt (Ufangsrichtung)	m^3/s
Q_1^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl am Eintrittsspalt	—
Q_2	Schmierstoffdurchsatz am Austrittsspalt (Ufangsrichtung)	m^3/s
Q_2^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl- $Q_1^* - Q_3^*$ 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}	Höchstzulässige 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 (Ufangsrichtung)	m/s
y	Koordinate in Richtung Schmierpalt (axial)	m
z	Koordinate quer zur Bewegungsrichtung (radial)	m
Z	Anzahl der Segmente	—
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 Tragfähigkeit

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

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

In Gleichung (3) sind sowohl die minimale Schmierfilmdicke $h_{\min}$ als auch die effektive Viskosität η_{eff} zunächst noch unbekannt. Um eine zweifache Iteration über die minimale Schmierfilmdicke $h_{\min}$ und die effektive Lagertemperatur T_{eff} zu vermeiden, wird für die Berechnung der Axialsegmentlager die Tragkraftkennzahl F^* nach Literatur [6] wie folgt zur Tragkraftkennzahl für Axialsegmentlager F_B^* abgewandelt:

$$F_B^* = F^* \cdot \left(\frac{C_{\text{wed}}}{h_{\min}} \right)^2 \quad (4)$$

Die Funktion $F_B^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}; B/L)$ ist auf der Grundlage von Literatur [5] dargestellt in DIN 31653 Teil 2. Dort sind auch Näherungsfunktionen angegeben.

3.3 Reibleistung

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

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

Die Reibungskennzahl f^* wird auch zur Reibungskennzahl für Axialsegmentlager f_B^* nach Literatur [6] wie folgt abgewandelt:

$$f_B^* = f^* \cdot \frac{C_{\text{wed}}}{h_{\min}} \quad (6)$$

Damit ergibt sich die Reibleistung wie folgt:

$$P_f = f_B^* \cdot \frac{U^2 \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot B \cdot L \cdot Z}{C_{\text{wed}}} \quad (7)$$

Aus DIN 31 653 Teil 2 kann in Abhängigkeit vom Spalthöhenverhältnis $h_{\min}/C_{\text{wed}}$ und vom Verhältnis B/L die Reibungskennzahl für Axialsegmentlager f_B^* entnommen werden und damit die Verlustleistung P_f berechnet werden.

3.4 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.

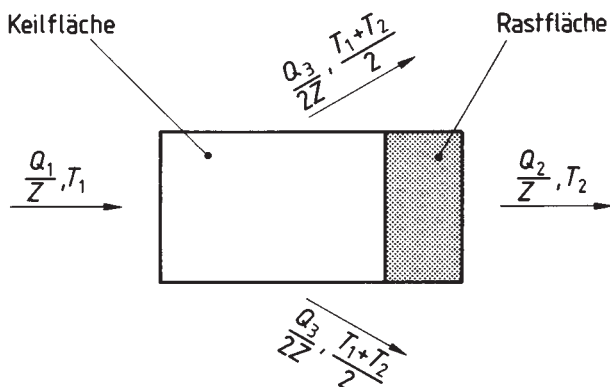


Bild 2. Schematische Darstellung der Schmierstoff- und Wärmebilanz eines Segments

Durch die Drehbewegung der Spurscheibe wird der Schmierstoff unter Druckaufbau in Richtung des konvergierenden

Spalts mitgenommen. Dabei tritt bei jedem Segment ein Teil des Schmierstoffs an den Seiten des Segments aus. Die seitlichen Anteile werden näherungsweise als gleich groß angenommen.

In Bild 2 ist

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (8)$$

mit

$$Q_1 = Q_1^* \cdot Q_0 \quad (9)$$

$$Q_3 = Q_3^* \cdot Q_0 \quad (10)$$

$$Q_2 = Q_1 - Q_3 \quad (11)$$

$$Q_0 = B \cdot h_{\min} \cdot U \cdot Z \quad (12)$$

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 $l_{\text{wed}}/L = 0,75$) und der sich einstellenden relativen Schmierfilmdicke $h_{\min}/C_{\text{wed}}$ aus DIN 31653 Teil 2 entnommen werden. Dort sind auch Näherungsfunktionen angegeben.

Es wird angenommen, daß der seitlich an den Segmenten 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.

3.5 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:

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

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

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

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

3.5.1 Wärmeabfuhr durch Konvektion

Der Wärmeabfluß erfolgt bei **Konvektion** (a) durch Wärmeleitung und Schmierstoffumlauf im Lagergehäuse und danach durch Strahlung und Konvektion von der Gehäusioberfläche an die Umgebung. Die komplexen Vorgänge bei der Wärmeübertragung können nach Literatur [3] zusammengefaßt werden zu

$$P_{\text{th},\text{amb}} = k_A \cdot A \cdot (T_B - T_{\text{amb}}) \quad (13)$$

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

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

$$k_A = 7 + 12 \cdot \sqrt{w_{\text{amb}}} \quad (14)$$

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

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.