

International Conference on
COMPUTER INTEGRATED MANUFACTURING
Internationale Konferenz über
RECHNERINTEGRIERTE FERTIGUNGSSYSTEME
Zakopane, March 24-27 1992

Aleksander MAZURKOW, Technische Hochschule Rzeszów
Wiesław KANIEWSKI, Technische Hochschule Łódź

BERECHNUNG VON BETRIEBSPARAMETER DES SCHWIMMBÜCHSENLAGERS

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Betriebsparameter eines Schwimmbüchsenlagers berechnet und dargestellt. Diskutiert wird auch der Einfluß von Wellenzapfendrehzahl, relativen Exzentrizität und max. Temperatur des äußeren Lager auf die Reibverluste.

1. Einführung

Das Schwimmbüchsenlager (Abb. 1) ist ein hydrodynamisches Gleitlager, bei welchem zwischen dem rotierenden Wellenzapfen und der stillstehenden, kreiszylindrischen Lagerschale eine drehbare Buchse (im Weiteren eine Schwimmbüchse genannt) liegt.

Diese Lager finden u.a. bei Turboladern ihre Verwendung. Als Beispiele können hier ein Fischkutterantrieb mit dem Abgasturbolader CO-45 von WSK "PZL-Rzeszów", sowie Antriebseinheiten für PKW's Saab und Daimler Benz, genannt werden.

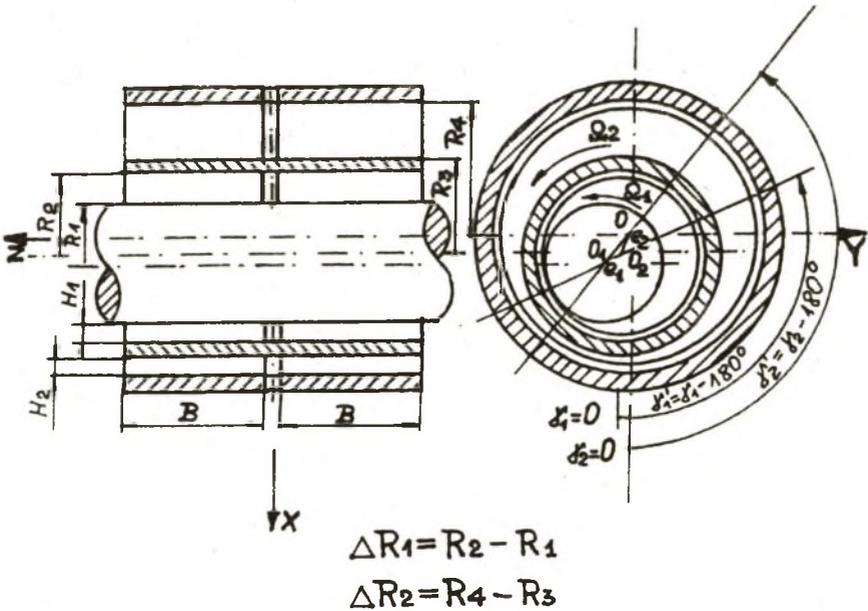


Abb. 1 Schwimmbüchsenlager

Die experimentelle Untersuchungen des Schwimmbüchsenlagers bei stationärem Betrieb wurden von R. Bulushek [2], und bei dynamischem Last von B. Domes [3], veröffentlicht. Darüber hinaus beinhaltet die Veröffentlichung [2] eine theoretische Analyse des isothermischen Lagermodell. Auch H. Aoki befasst sich in [1] mit einer Analyse des Verhaltens von Schmierfilm dieses isothermischen Modells.

Die Annahme einer festen Temperatur des Schmierfilmes führt zu relativ großen Fehlern in den Berechnungsergebnissen. Deswegen wurde ein Lagermodell und ein Rechenprogramm [4] bei einer Voraussetzung eines adiabatischen Wärmeflusses erarbeitet.

Aus den Versuchen [1] und [3] geht hervor, daß ein wesentlicher Einflußfaktor beim Dimensionieren des Lagers ein Quotient der Radialspele von Außen- und Innenschmierfilm ($\Delta R_2 : \Delta R_1$) ist - Abb. 1.

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist eine Bestimmung des Einflusses von Quotient der Radialspele ($\Delta R_2 : \Delta R_1$), relativen Exzentrizität des Schmierfilmes (ϵ_2) sowie der Drehzahl des Wellenzapfens (Ω_1) auf die Reibungsverluste im Lager (μ) unter Voraussetzung eines adiabatischen Strömungsmodells.

2. Festlegung der Versuchsparameter

Ein thermodynamisches Verhalten des Ölfilmes im Außen- (i=1) und Innenlager (i=2) bei stationärem Betrieb beschreiben folgende Zusammenhänge:

$$\text{– Druckverteilung} \quad p_i = p_i(x, z) \quad [N/m^2] \quad (1)$$

$$\text{– Temperaturverteilung} \quad T_i = T_i(x, z) \quad [^\circ C] \quad (2)$$

$$\text{– Öldurchflußmenge} \quad Q_i = Q_i(x, z) \quad [kg/s] \quad (3)$$

Aus der o.g. Formeln (1 bis 3) resultieren die Versuchsparameter des Lagers, und zwar:

– Reibungsverluste beim Schmiermitteldurchfluß bezogen auf die Gleitflächen des Lagers ($j = 1, 2, \dots, 4$);

$$\mu_j = \frac{P_{f,j}}{P_o} = \frac{M_{t,j}}{R_j \cdot P_o} = \frac{R_j}{P_o} \int_{\Phi_p}^{\Phi_k} \int_{-B/2}^{B/2} \tau_{xy}(\Phi, z) \Big|_{y=0} d\Phi dz \quad (4)$$

mit: $P_{f,j}$ – Reibungskraft [N], P_o – Lagertragkraft [N],

τ_{xy} – Schubspannung im Schmiermittelschicht [N/m^2],

$M_{t,j}$ – Reibungsmoment [Nm],

Φ_p – Koordinate des Ölfilmansfangs,

Φ_k – Koordinate des Ölfilmendes

– relative Exzentrizität;

$$c_i = e_i / \Delta R_i, \quad (5)$$

– max. Temperatur in den Schmierpalten;

$$T_{i, \max} = \max [T_i(x, z)] \quad (6)$$

3. Berechnungsbeispiel

Die numerische Berechnungen wurden unter Annahme der Festwerten für die Hauptabmessungen des Lagers, d.h. $R_1 = \text{const.}$, $R_4 = \text{const.}$ und $B = \text{const.}$, für folgende thermophysikalische Eigenschaften des Öls, durchgeführt:

– dynamische Viskosität;

$$a_\eta (T - T_o) + b_\eta (T - T_o)^2 \quad [Pa \cdot s] \quad (7)$$

mit: $\eta = \eta_o \cdot e$

$$a_\eta = -55291,0 \cdot 10^{-6}, \quad b_\eta = 239,0 \cdot 10^{-6},$$

- Öldichte;

$$\rho(T) = a_\rho + b_\rho T + d_\rho T^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8)$$

mit: $a_\rho = 896,25$, $b_\rho = -1,437$, $d_\rho = 6,25 \cdot 10^{-3}$,

- spezifische Wärme des Öls;

$$c_p(T) = a_c + b_c T + d_c T^2 \quad [\text{J/kg} \cdot \text{deg.}] \quad (9)$$

mit: $a_c = 1802,07$, $b_c = 2,878$, $d_c = 0,0087$,

- Wärmeleitzahl;

$$\lambda = 0,145 \quad [\text{W/m} \cdot \text{deg}] \quad (10)$$

Da die λ -Achse (Abb. 1) gleichzeitig eine Symetrieachse des betrachteten Lagers ist, werden die Berechnungen und Ergebnisse nur für eine Hälfte des Lagers dargestellt. Angenommen wurde dabei, daß die Ölspesung erfolgt vom Umfangskanal aus. Für die Berechnungen wurden folgende Ausgangswerte eingesetzt:

Winkelgeschwindigkeit der Schwimmbüchse;	$\Omega_2 = 104,3 \quad [\text{s}^{-1}]$,
Speisedruck des Innenlagers;	$p_{z1} = 1,0 \cdot 10^5 \quad [\text{Pa}]$,
Speisedruck des Außenlagers;	$p_{z2} = 1,0 \cdot 10^5 \quad [\text{Pa}]$,
Öltemperatur;	$T_{22} = 38,5 \quad [^\circ\text{C}]$,
Bezugstemperatur;	$T_c = 20 \quad [^\circ\text{C}]$,
Wellenzapfenradius;	$R_1 = 59,9525 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$,
Innenradius der Schwimmbüchse;	$R_2 = 60,0360 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$,
Innenradius der Festschale;	$R_4 = 66,0545 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$,
Buchsenbreite;	$B = 62,0 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$.

Die Untersuchungen des Einflusses von relativen Exzentrizität des Außenlagers, Drehzahl des Wellenzapfens und max. Temperatur des äußeren Ölfilmes auf den Reibungsmoment und den Reibungskoeffizient wurde für zwei Werte des Quotienten der Radialspele durchgeführt:

$$\Delta F_1 / \Delta F_2 = 1 \text{ und } 1/3$$

Damit den Einfluß von Außenradius der Schwimmbüchse auf die o.g. Größen mitzuberechnen, wurden die Berechnungen für zwei Radiuswerte durchgeführt:

$$R_3 = 65,9225 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}] \quad \text{und} \quad R_3 = 65,0142 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$$

Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in Abb. 2 bis 5 in Form der Diagramme dargestellt.

4. Schlußfolgerungen

Die Analyse der Ergebnisse der Berechnungen hat folgende Aufschlüsse ergeben:

- Reibungsmoment steigt mit der zunehmenden relativen Exzentrizität, dabei ist dieser Moment für den Quotienten $\Delta R_2/\Delta R_1 = 1/3$ größer als der für den Quotienten $\Delta R_2/\Delta R_1 = 1$,
- Reibungskoeffizient nimmt mit der steigenden relativen Exzentrizität ab,
- Einfluß des Quotienten der Radialspiele auf den Reibungskoeffizient nimmt mit der steigenden Drehzahl des Wellenzapfens ab, dabei mit dem zunehmenden Quotienten der Radialspiele nimmt der Reibungsmoment ab,
- durch den steigenden Reibungsmoment nimmt die max. Temperatur des äußeren Ölfilmes zu, und mit dem steigenden Quotienten $\Delta R_2/\Delta R_1$ nimmt diese Temperatur ab.

Die vorliegende Arbeit stellt eine Folgetape der Untersuchungen des Schwimmbüchsenlagers dar. In dem nächsten Etape wird eine Analyse des Eiflußes von Belastung und Reibungsverluste auf die Schmierspaltgröße und Oldurchflusmengen für die konstanten Hauptabmessungen des Lagers sowie für den wechselnden Quotienten der Radialspiele durchgeführt.

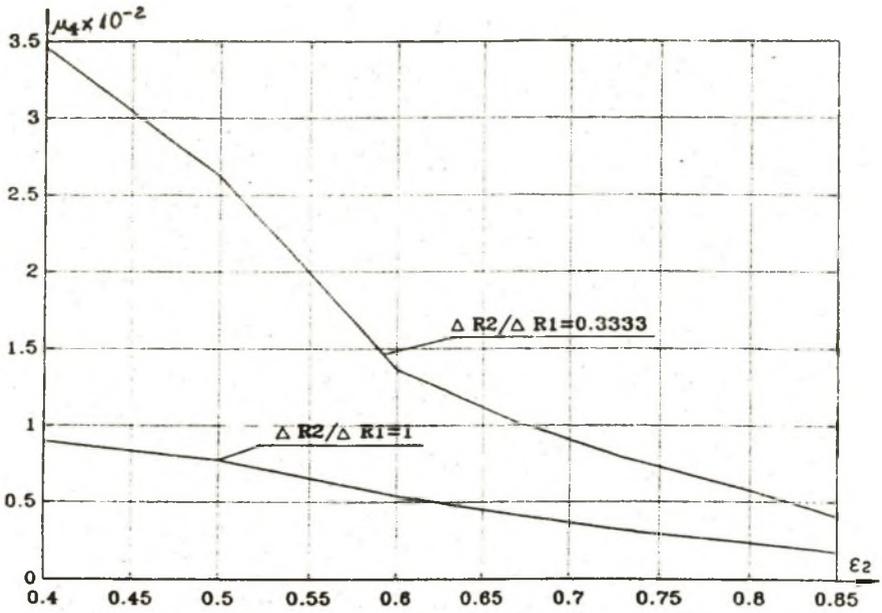


Abb. 2 Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der relativen Exzentrizität bei den bestimmten Radialspielen

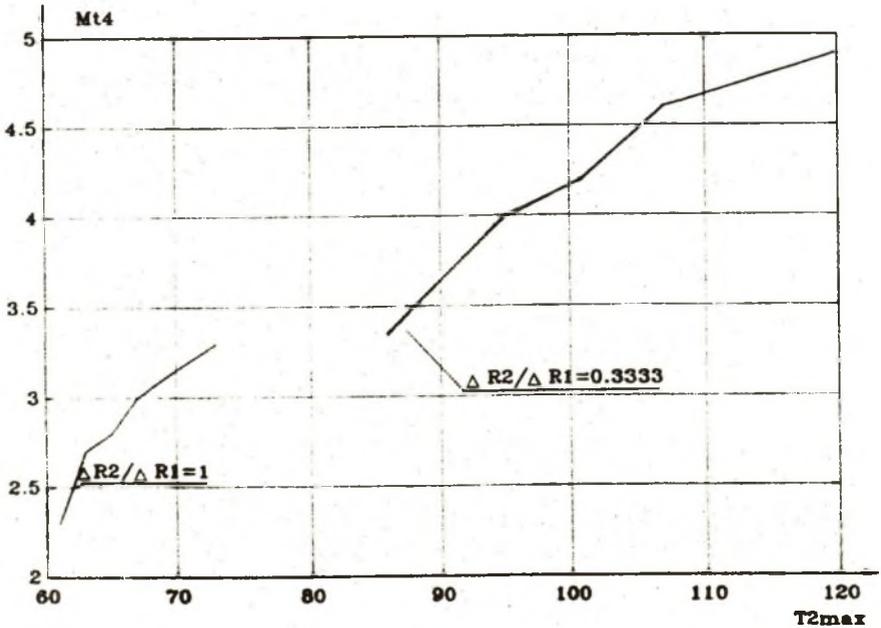


Abb. 3 Abhängigkeit des Reibungsmomenten von der Temperatur bei den bestimmten Radialspielen

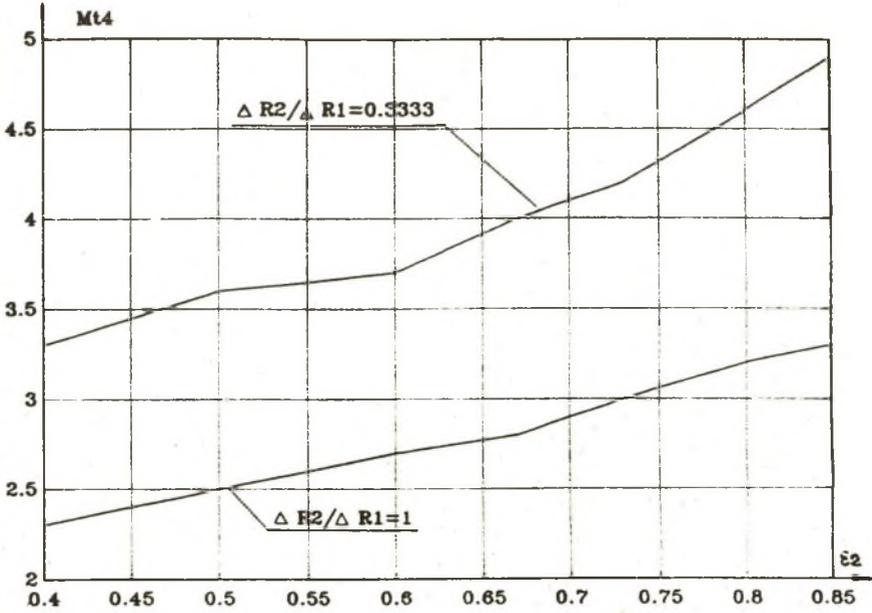


Abb. 4 Abhängigkeit des Reibungsmomentes von der relativen Exzentrizität bei den bestimmten relativen Exzentrizität des Außenlagers

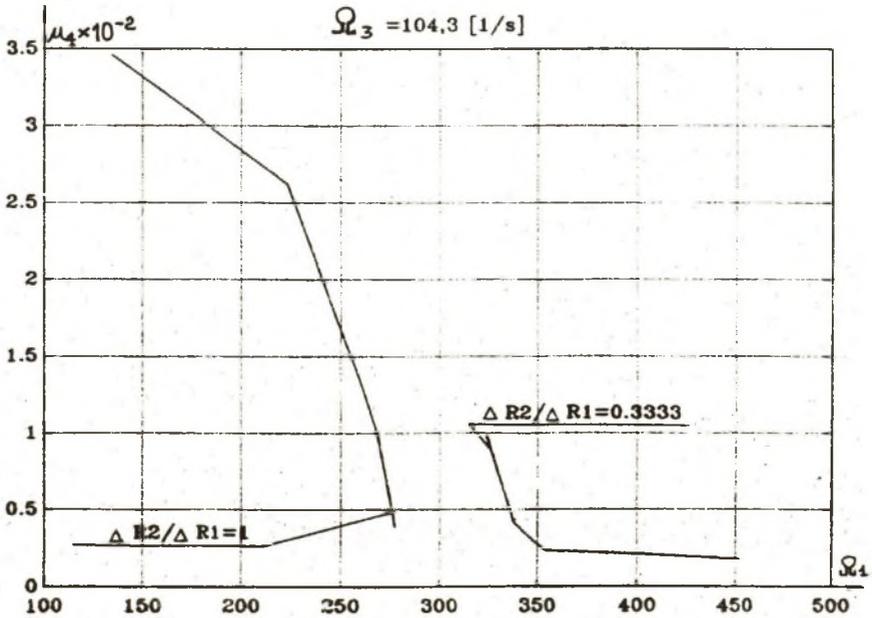


Abb. 5 Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Drehzahl des Wellenzapfens bei den bestimmten Radialspielen

L I T E R A T U R

- [1] Aoki H., Nakagawa E.: "Unbalance Vibration of a Rotor-Bearing System Supported by Floating-Ring". Bulletin of Japanese Society of Mechanical Engineers, vol 16, No. 93, Mar. 1973
- [2] Bulushek B.: "Das Schwimmbüchsenlager bei stationärem Betrieb". Diss. ETH, 1980
- [3] Domes B.: "Amplituden der Unwucht- und selbsterregten Schwingungen hochtuorigen mit rotierenden und nichtrotierenden schwimmenden Büchsen". Diss. Universität Karlsruhe 1980
- [4] Gibczyńska T., Kaniewski W., Mazurkow A.: "Matematyczny model łożyska ślizgowego z panewką pływającą". XV Simposium PKM, Polańczyk 1991

S U M M A R Y

CALCULATION of OPERATING PARAMETERS of SLIDE BEARING with FLOATING RING

The paper presents the operating parameters of slide bearing with floating ring, which were then calculated. The effects of journal r.p.m., relative eccentricity, and that of maximum temperature in the outer bearing, on friction losses were also discussed.

S T R E S Z C Z E N I E

OBLICZANIE PARAMETRÓW PRACY W ŁOŻYSKU ŚLIZGOWYM Z PANEWKĄ PŁYWAJĄCĄ

W pracy przedstawiono parametry pracy łożyska ślizgowego z panewką pływającą, które następnie obliczono. Omówiono także wpływ prędkości obrotowej czopa, mimośrodowości względnej i temperatury maksymalnej w zewnętrznym łożysku na straty tarcia.

Wpłynęło do redakcji w styczniu 1992 r.

Recenzent: Ryszard Knosala