

**I Krajowa Konferencja Naukowa**  
**Szybkie prototypowanie**  
**Modelowanie - Wytwarzanie - Pomiary**  
 Rzeszów - Pstrągowa, 16 - 18 września 2015



Organizatorzy:



CENTRUM NAUKOWO TECHNICZNE

KLASTER SZYBKIEGO PROTOTYPOWANIA  
RAPIDROM

## Badania właściwości łożysk ślizgowych stosowanych w olejowych pompach zębatych silników lotniczych

Research into properties sliding bearings used in gear oil pump aircraft engines

ALEKSANDER MAZURKOW  
 ELŻBIETA ZŁOMAŃCZUK\*

DOI:10.17814/mechanik.2015.12.574

W pracy przedstawiono wyniki badań właściwości łożysk ślizgowych stosowanych w olejowych pompach zębatych silników lotniczych. Parametry pracy łożyska obliczono przyjmując do badań adiabatyczny model filmu olejowego. Charakterystyki statyczne wyznaczono przyjmując jako wielkości wynikowe: maksymalne ciśnienie, maksymalną temperaturę, oraz minimalną wysokość filmu olejowego. Dla badanego łożyska określono również obszar rozwiązań dopuszczalnych.

**SŁOWA KLUCZOWE:** łożyska ślizgowe, olejowe pompy zębate, mimośrodowość

*The paper presents results of research into the properties of slide bearings used in gear oil pump of aircraft engines. Bearing operating parameters were calculated taking into consideration for tests the adiabatic model of the oil film. Static characteristics were determined by assuming the following as the output quantities: maximum pressure and temperature in the oil film and minimum height of the oil film. The scope of feasible solutions were also determined for the tested bearing.*

**KEYWORDS:** slide bearings, oil pump gear, eccentricity

**Wykaz ważniejszych oznaczeń:**

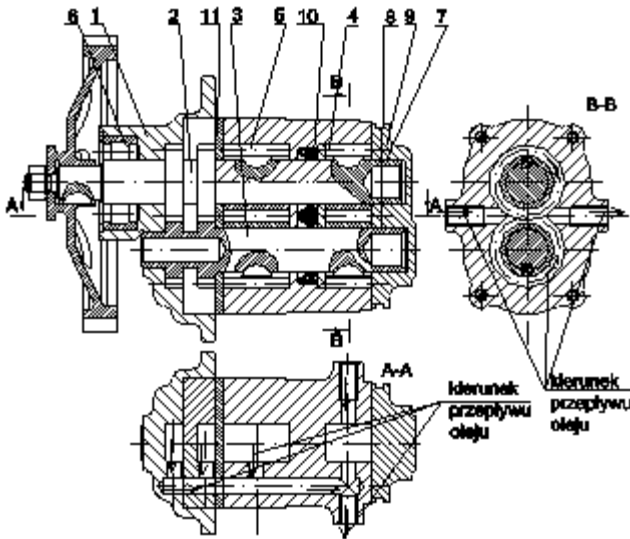
B – szerokość panewki [mm],  $B^* = B/D$  – szerokość względna panewki,  $c_p$  – ciepło właściwe oleju, [J/kg K],  $C_R = R - R_J$  – luz promieniowy [m],  $D = 2R$  – średnica panewki [m],  $D_J$  – średnica czopa łożyskowego [m], F- obciążenie łożyska, [N], h – wysokość szczeliny smarowej [m], k – współczynnik przejmowania ciepła [W/m<sup>2</sup>·°C],  $N_J$  – prędkość obrotowa czopa [obr/min], p – ciśnienie [N/m<sup>2</sup>], T – temperatura [°C],

z – współrzędna kartezjańska w kierunku osi wzdłużnej łożyska,  $\eta$  – lepkość dynamiczna oleju [Pa·s],  $Q_m$  – natężenie oleju przepływającego przez łożysko, [m<sup>3</sup>/s],  $M_t$  – moment tarcia [Nm],  $\varepsilon = e/C_R$  – mimośrodowość względna,  $\beta$  – kąt położenia linii środków czopa i panewki,  $\varphi$  – współrzędna kątowa [rad],  $\Psi = C_R / R$  – luz względny,  $\omega_J$  – prędkość kątowa czopa [rad/s],  $x = \varphi \cdot R$  – współrzędna kartezjańska w kierunku obwodowym, y - współrzędna kartezjańska w kierunku promieniowym, Indeksy: J – czop, B - obudowa, o – otoczenie, z – zasilanie, min, max – wartość minimalna, maksymalna, dop – wartość dopuszczalna.

### Wprowadzenie

Pompy zębate pełnią istotną rolę w układzie smarowania różnego rodzaju silników [1]. Służą one do transportu oleju. Prawidłowe ich działanie zapewnia właściwe smarowanie elementów silnika [3, 4]. Przykładem takiego rodzaju konstrukcji jest pompa silnika lotniczego, która przedstawiona jest na (rys.1). W skład pompy wchodzi dwa wały: czynny i bierny. Na wałach osadzone są koła zębate. Olej zasysany jest w wolne przestrzenie znajdujące się pomiędzy zębami współpracujących kół zębatych po stronie ssawnej i dalej transportowany wraz z obrotem wału na stronę tłoczną. Wał czynny wraz z zamontowanymi na nim elementami jest osadzony w dwóch łożyskach: tocznym i ślizgowym. Natomiast łożyska wału biernego są łożyskami ślizgowymi. Celem prowadzonych badań jest określenie właściwości statycznych i dynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych smarowanych hydrodynamicznie stosowanych w pompach zębatych silników lotniczych. W pierwszym etapie badań określono wpływ luzu względnego na parametry pracy łożyska jak: maksymalne ciśnienie i maksymalna temperatura, oraz minimalna wysokość filmu smarnego. Wyniki badań przedstawiono w publikacji.

\*dr hab. inż. Aleksander Mazurkow prof. PRz (almaz@prz.edu.pl),  
 mgr inż. Elżbieta Złomańczuk (e.zlomanczuk@o2.pl)

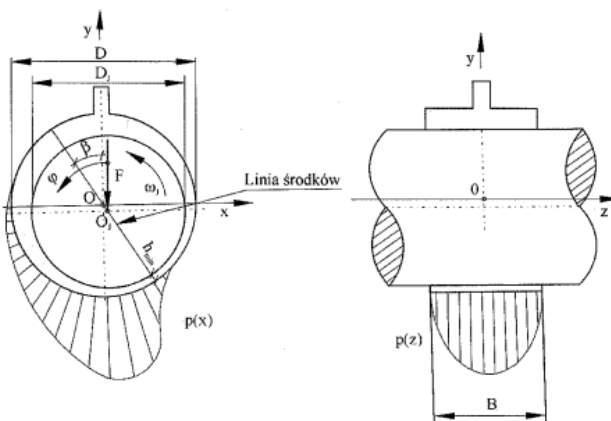


1 – korpus łożyskowy, 2 – wał czynny, 3 – wał bierny, 4 – koło zębate głównej sekcji, 5 – koło zębate sekcji pomocniczej, 6 – łożysko walcowe, 7 – łożysko ślizgowe wału czynnego, 8 – łożysko ślizgowe wału biernego, 9 – pokrywa, 10 – pierścień uszczelniający, 11 – podkładka dystansowa.

Rys. 1. Konstrukcja zębatej pompy olejowej.

### Model fizyczny i matematyczny łożyska ślizgowego

Do badań przyjęto poprzeczne łożysko ślizgowe, które przedstawiono na rys. 2. Łożysko to jest zasilane świeżym olejem z kieszeni smarowej. Wartości wielkości geometrycznych konstrukcji łożyska, właściwości oleju, prędkość obrotowa czopa, oraz temperaturę i ciśnienie oleju zasilającego łożysko przedstawiono w tabeli 1. Badania teoretyczne przedstawiono przyjmując model łożyska ślizgowego [2, 5, 6, 7] w którym ciepło wytworzone w łożysku jest odprowadzone przez przepływający olej lub też może być odprowadzane przez elementy konstrukcyjne łożyska jak: jak czop i obudowę [2, 7].



Rys. 2. Geometria poprzecznego łożyska ślizgowego.

Ponadto do modelu łożyska przyjęto następujące założenia [2]: przepływ oleju jest laminarny, oś czopa jest równoległa do osi panewki, elementy konstrukcji są nieodkształcalnymi idealnie gładkimi cylindrycznymi powierzchniami, olej jest płynem newtonowskim o zmiennej lepkości, temperatura oleju na zasilaniu jest stała ( $T_z = \text{const.}$ ), wartość ciśnienia oleju na zasilaniu oraz wartość ciśnienia otoczenia są stałe.

Równania modelu matematycznego opisane są poprzez [2]:

- równanie rozkładu ciśnienia w szczelinie smarowej:

$$\frac{4}{D^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot \omega_j \cdot \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (1)$$

- równanie wysokości szczeliny smarowej:

$$h = 0,5 \cdot D \cdot \psi [1 + \varepsilon \cdot \cos(\varphi - \beta)], \text{ gdzie } \psi = \frac{C \cdot R}{R} \quad (2)$$

- równanie rozkładu temperatury w szczelinie smarowej, w przypadku gdy ciepło z łożyska jest odprowadzane przez przepływający olej:

$$\frac{\tilde{v}_x}{R_j} \cdot \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \tilde{v}_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\eta}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{1}{h} \cdot \int_0^h \left[ \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (3)$$

gdzie składowe prędkości przepływu oleju w kierunku osi (x) i (z) są opisane zależnościami:

$$\tilde{v}_x = \frac{1}{h} \cdot \int_0^h v_x dy, \quad v_x = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{\omega_j \cdot R}{h} y \quad (4)$$

$$\tilde{v}_z = \frac{1}{h} \int_0^h v_z dy, \quad v_z = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h)$$

- równanie opisujące temperaturę pracy łożyska w przypadku, gdy ciepło z łożyska jest odprowadzane przez elementy konstrukcyjne łożyska jak czop i obudowę:

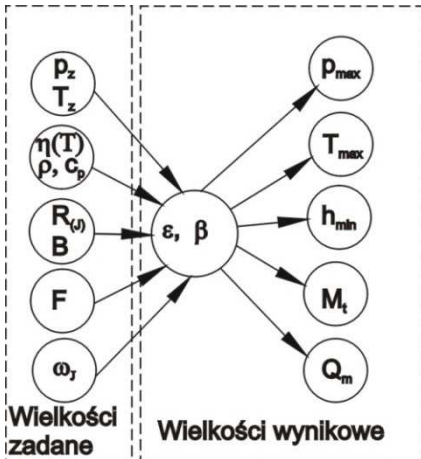
$$T_B = \frac{P_f}{k \cdot A} + T_0 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5)$$

Tab. 1. Wielkości zadane

Lp.	Wielkości zadane	Wartość
1.	Średnica czopa	$D_j = 17,71 \cdot 10^{-3}$ [m]
2.	Średnica panewki	$D = 17,75 \cdot 10^{-3}$ [m], $D = 17,76 \cdot 10^{-3}$ [m], $D = 17,77 \cdot 10^{-3}$ [m], $D = 17,78 \cdot 10^{-3}$ [m].
3.	Obciążenie łożyska	$F = 300 - 1500$ N
4.	Prędkość obrotowa czopa	$N_j = 3000$ [obr / min]
5.	Lepkość dynamiczna w temperaturze odniesienia	$\eta_0 = 0,110$ [Pa · s]
6.	Gęstość oleju	$\rho = 900$ [kg/m <sup>3</sup> ]
7.	Ciepło właściwe oleju	$c_p = 2000$ [J/kg K]
8.	Kąt opasania	$\Omega = 330^{\circ}$
9.	Luz względny czop – panewka	$\Psi = 2,25\%$ , $\Psi = 2,81\%$ , $\Psi = 3,37\%$ , $\Psi = 3,94\%$ .
10.	Szerokość względna panewki	$B^* = 1$
11.	Temperatura zasilania i otoczenia oraz ciśnienie zasilania	$T_0 = 40$ [°C], $T_z = 60$ [°C], $p_z = 1,3 \cdot 10^5$ [N/m <sup>2</sup> ]
12.	Współczynnik przejmowania ciepła	$k = 13$ [W/m <sup>2</sup> ·°C]

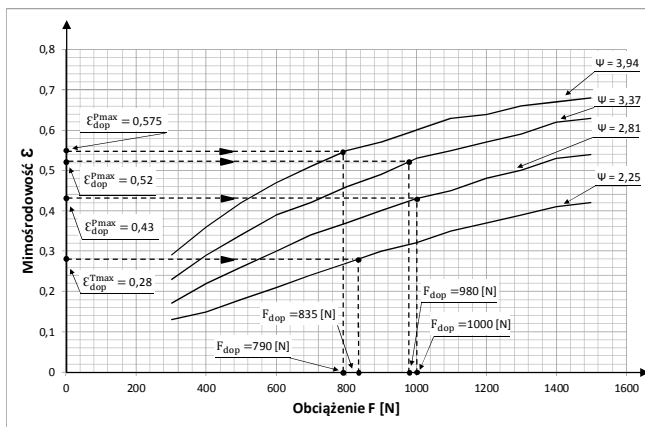
**Charakterystyki statyczne łożyska ślizgowego**

Charakterystyki statyczne zbudowano przyjmując do obliczeń schemat sieciowy, który przedstawiono na rys nr. 3.

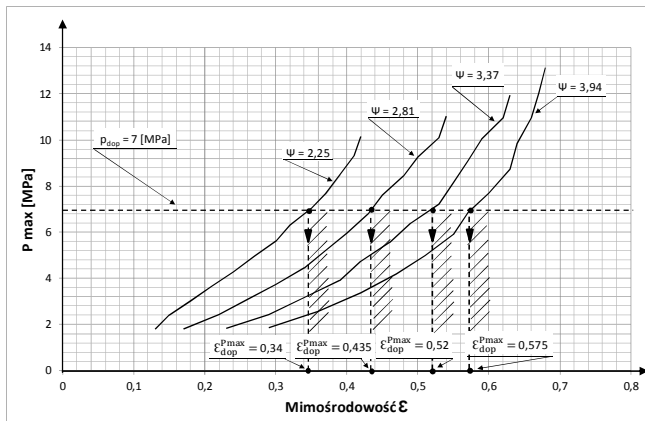


Rys. 3. Schemat sieciowy metody wyznaczania charakterystyk statycznych łożyska

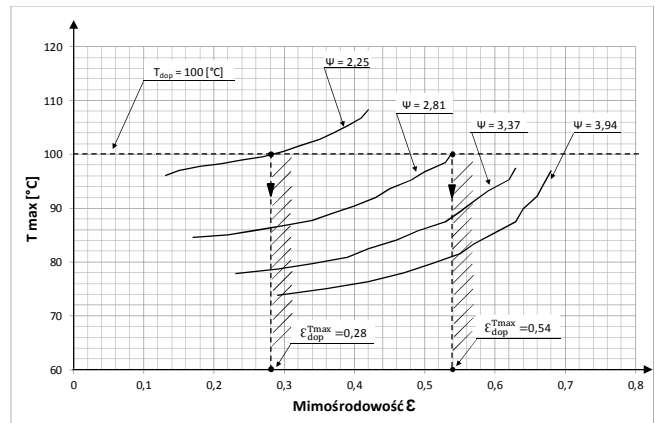
Obliczeń charakterystyk dokonano przyjmując wielkości: mimośrodkowość względną ( $\epsilon$ ), i kąt położenia linii środków ( $\beta$ ), maksymalne ciśnienie i maksymalna temperatura w filmie olejowym ( $p_{max}$ ,  $T_{max}$ ), minimalną wysokość filmu olejowego ( $h_{min}$ ) jako wielkości wynikowe. Natomiast do wyznaczenia zbioru rozwiązań dopuszczalnych przyjęto ograniczenia:  $p_{dop} = 7$  [MPa],  $T_{dop} = 100$  [ $^{\circ}C$ ],  $h_{dop} = 10$  [ $\mu m$ ]. Wyniki badań przedstawiono na wykresach (rys.4, 5, 6, 7).



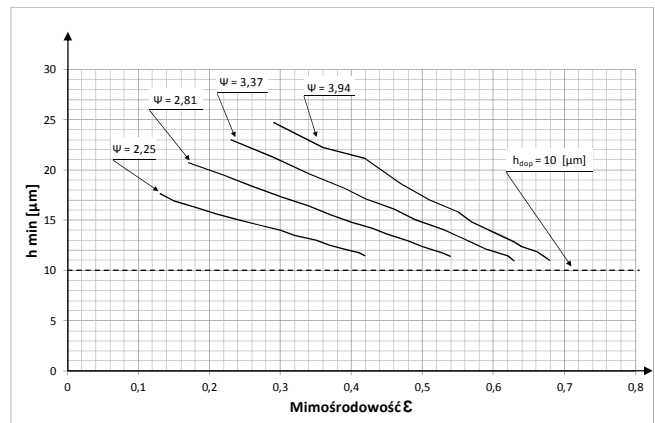
Rys. 4. Wpływ obciążenia łożyska (F) na mimośrodkowość względną ( $\epsilon$ )



Rys. 5. Wpływ mimośrodkowości względnej ( $\epsilon$ ) na maksymalne ciśnienie w łożysku



Rys. 6. Wpływ mimośrodkowości względnej ( $\epsilon$ ) na maksymalną temperaturę w łożysku ( $T_{max}$ )



Rys. 7. Wpływ mimośrodkowości względnej ( $\epsilon$ ) na minimalną wysokość filmu olejowego ( $h_{min}$ )

**Podsumowanie**

W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu luzu względnego na parametry pracy łożyska ślizgowego podpierającego wał czynniki pompy olejowej. Analizując przebiegi funkcji, które zostały przedstawione na rys. 4 można zauważyć, że ze wzrostem obciążenia i luzu względnego rosną wartości mimośrodkowości. Funkcje przedstawione na rys. 5 i 6 są funkcjami rosnącymi, przy czym ze wzrostem luzu względnego maleją wartości maksymalnego ciśnienia i maksymalnej temperatury. Natomiast z przebiegu funkcji z rys.7 wynika, że wartości minimalnej wysokości filmu olejowego maleją ze wzrostem wartości luzu względnego i mimośrodkowości względnej. Dla zadanych wartości luzu względnego wyznaczono dopuszczalne obciążenia łożyska, które odpowiednio wynoszą:  $F_{dop}(\psi=3,94)= 790$  [N],  $F_{dop}(\psi=3,37)= 980$  [N],  $F_{dop}(\psi=2,81)= 1000$  [N],  $F_{dop}(\psi=2,25)= 835$ [N].

**LITERATURA**

1. Błaszczak Andrzej "Pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe". Łódź, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 2011.
2. DIN 31652. Teil;1, 2,3. Hydrodynamische Radial – Gleitlager im stationarem Betrieb.
3. Hebda Michał "Procesy tarcia, smarowania i zużycie maszyn". Warszawa, Wydawnictwo Instytut Technologii Eksploatacji – PBI, 2007.
4. Juin E. M. "Pompy zębate. Główne parametry i ich obliczanie". Warszawa. Państwowe Wydawnictwo Techniczne, 1958.
5. Kaniewski Wiesław "Warunki brzegowe diatermicznego filmu smarnego" Zeszyty naukowe Politechniki Łódzkiej. Zeszyt specjalny, z.14, 1997r.

6. Mazurkow Aleksander *“Łożyskowanie ślizgowe podstawy teoretyczne właściwości uszkodzenia”*. Rzeszów, Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej 2013.
7. Mazurkow Aleksander *“Właściwości statyczne i dynamiczne, metoda projektowania łożysk ślizgowych z panewką pływającą”*. Rzeszów, Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej 2009.