



Paweł PŁUCIENNIK, Andrzej MACIEJCZYK

## **TEORETYCZNY MODEL PANEWKI POPZRZECZNEGO ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO. CZEŚĆ 1. MODEL ZUŻYCIA PANEWKI**

### *Streszczenie*

*W artykule omówiony został model teoretyczny zużycia panewki łożyska ślizgowego. Przedstawiono analizę i wybór modelu wymiany ciepła. Rozpatrzono modele obszaru zużycia. Określono z uwzględnieniem warunków brzegowych równania pola ciśnienia i temperatury.*

### **WSTĘP**

Łożyska ślizgowe są często stosowane w przemyśle z powodu prostej budowy, dużej sprawności oraz niskich kosztów. Od wielu lat służą jako podparcie wałów i narażone są na częste uruchomienia i zatrzymywania. Podczas pracy w okresach niestabilnych (rozruch i wybieg maszyny) dochodzi do przedwczesnego ich zużycia. Przyczyną jest występowanie w tych okresach tarcia mieszanego, które powoduje zużywanie się łożyska, zwłaszcza jego panewek. W niektórych przypadkach nawet krótki okres wystąpienia tarcia przy rozruchu lub wybiegu jest niedopuszczalny (łożyska turbin parowych, obrabiarek, przyrządów precyzyjnych). Zużycie powierzchni panewki łożyska ma także istotny wpływ na zmiany geometrii filmu olejowego. Niezwykle istotny jest również odpowiedni dobór modelu wymiany ciepła w łożysku, który skutkuje różnymi rozkładami ciśnienia w filmie olejowym.

W celu analizy zjawisk zachodzących podczas pracy panewki łożyska, zwłaszcza w zakresie zużywania się jej powierzchni, uznano za celowe opracowanie możliwie wiernego modelu teoretycznego.

Część pierwsza niniejszego opracowania zawiera założenia budowy teoretycznego modelu zużycia panewki poprzecznego łożyska ślizgowego.

## **1. MODELE WYMIANY CIEPŁA W POPZRZECZNYM ŁOŻYSKU ŚLIZGOWYM**

### **1.1. Model izotermiczny**

Model izotermiczny jest najprostszym i najczęściej stosowanym modelem do opisu zjawisk występujących w łożyskach. W tym modelu zjawiska cieplne występujące w łożysku są pomijane. Łożysko pracuje w stałej temperaturze  $T = \text{const}$  i taką temperaturę ma olej w szczelinie smarnej. Dla stałej temperatury lepkość oleju jest wartością stałą  $\eta(x, y, z) = \text{const}$ .

## 1.2. Model adiabatyczny

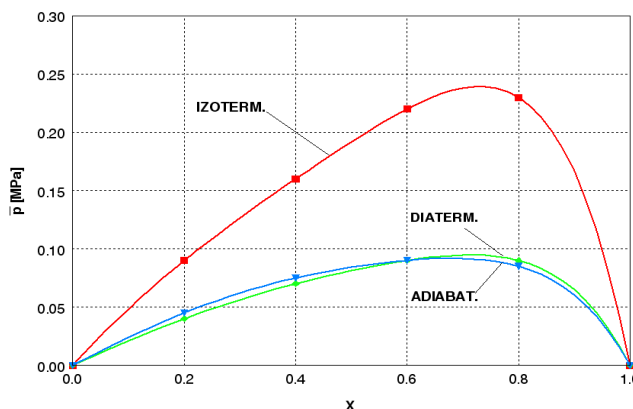
W modelu tym przyjmuje się, że konstrukcja łożyska stanowi izolowany układ, w którym nie występuje proces wymiany ciepła. W izolowanej szczelinie występuje cyrkulacja oleju. Powierzchnie izolujące przed wymianą ciepła to powierzchnia wałka i zewnętrzna powierzchnia tulei łożyskowej.

## 1.3. Model diatermiczny

Jest to najbardziej ogólny model obejmujący pełną analizę zjawisk cieplnych występujących w łożyskach ślizgowych. Uwzględnia on warunki przewodzenia ciepła w łożysku, przejmowania ciepła na powierzchni wałka i obudowy łożyska oraz wymianę ciepła odprowadzonego do otoczenia przez elementy konstrukcyjne łożyska.

## 2. WYBÓR MODELU WYMIANY CIEPŁA W POPRZECZNYM ŁOŻYSKU ŚLIZGOWYM

W obliczeniach konstrukcyjnych modelem powszechnie stosowanym jest najprostszy z modeli - izotermiczny model cieplny. Możliwe jest jednak przyjęcie innego modelu wymiany ciepła np. adiabatycznego lub diatermicznego [1]. Przyjęcie określonego modelu wymiany ciepła będzie skutkowało różnicami rozkładu ciśnienia w filmie olejowym łożyska. Porównanie rozkładów ciśnień dla modelu izotermicznego, adiabatycznego i diatermicznego przedstawiono na rysunku 1.

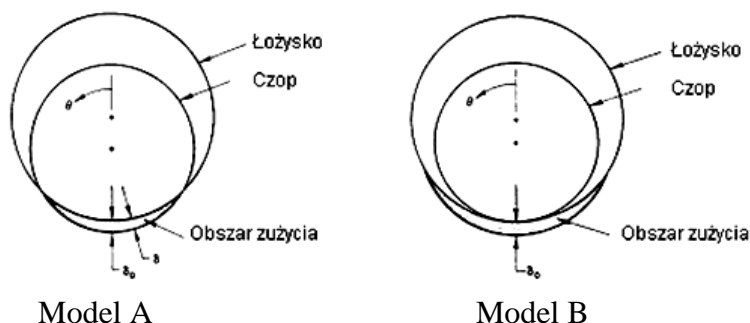


Rys. 1. Wpływ modelu wymiany ciepła na rozkład ciśnienia w filmie olejowym [1]

Na podstawie powyższego rysunku, porównując rozkłady ciśnienia, obserwuje się duże różnice między rozkładem izotermicznym, a nieizotermicznym oraz niewielkie różnice pomiędzy modelem adiabatycznym, a diatermicznym. Korzystniejsze wydaje się zatem przyjęcie któregoś z modeli, w którym różnice rozkładów ciśnienia są mniejsze. W przypadku modelu diatermicznego trudność przy rozwiązywaniu zagadnień dotyczących wymiany ciepła stanowi ilościowe określenie wartości strumieni ciepła przenikającego przez powierzchnie ograniczające film olejowy oraz strumienia ciepła wymienianego pomiędzy korpusem łożyska, a otoczeniem. Jednocześnie na podstawie danych literaturowych [2], można stwierdzić, że za odprowadzanie ciepła wytwarzanego w filmie olejowym, w ponad 80% odpowiedzialny jest olej. W związku z powyższym do dalszych rozważań i obliczeń przyjęto adiabatyczny model wymiany ciepła w poprzecznym łożysku ślizgowym.

### 3. MODELE OBSZARU ZUŻYCIA ŁOŻYSKA

Przykłady modeli obszaru zużycia [3] przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Modele obszaru zużycia [3]

W modelu A założono, że łuk zużycia panewki łożyska odpowiada łukowi wału, natomiast w modelu B łuk jest większy od łuku wału - zjawisko poślizgu wału, które występuje w związku z zużyciem ściernym panewki spowodowanym drganiami promieniowymi wału. Równania opisujące powyższe modele mają postać:

$$\text{Dla modelu A} \quad \frac{\delta}{C} = - \left[ 1 + \left( 1 + \frac{\delta_o}{C} \right) \cos \theta \right] \quad (1)$$

$$\text{Dla modelu B} \quad \frac{\delta}{C} = \frac{\delta_o}{C} - (1 + \cos \theta) \quad (2)$$

gdzie:

$\delta$  – głębokość zużycia dla danego kąta  $\theta$  [m],

$\delta_o$  – maksymalna głębokość zużycia [m],

$C$  – luz promieniowy [m].

Wyrażenia (1) i (2) posłużą do obliczenia i porównania charakterystyk łożyska dla modelu A i B. Ze wstępnych obliczeń wynika, że dla modelu B wpływ zużycia na poszczególne parametry łożyska jest niewielki. Dlatego dalsze rozważania wykonano w oparciu o model A. Określenie geometrii i głębokości obszaru zużycia nastąpi w oparciu o wyprowadzoną zależność (3), dla przyjętej geometrii łożyska:

$$h_z = -\psi R \left[ 1 + \left( 1 + \frac{h_{\max}}{\psi R} \right) \cos \varphi \right] \quad (3)$$

gdzie:

$h_z$  - głębokość zużycia [m],

$h_{\max}$  - maksymalne zużycie [m],

$R$  - promień panewki [m],

$\psi$  - luz względny [-],

$\varphi$  - współrzędna obwodowa panewki [°].

#### 4. RÓWNANIE POŁA CIŚNIENIA

Równanie pola ciśnienia rozwiązano po wprowadzeniu uproszczeń do równania Naviera – Stokesa związanych z geometrią szczeliny smarowej oraz z charakterem przepływu:

- siły bezwładności ciecchy  $X_m, Y_m, Z_m$  są pomijalnie małe, pominięte zostają również siły przyśpieszające ruch ciecchy smarowej  $\frac{du}{dt}, \frac{dv}{dt}, \frac{dw}{dt}$ ,
- założony zostaje laminarny przepływ ciecchy smarowej,
- w porównaniu z gradientami prędkości  $\frac{\partial u}{\partial y}$  oraz  $\frac{\partial w}{\partial y}$ , pozostałe gradienty  $\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial z}$  są pomijalnie małe,
- grubość szczeliny smarowej  $y = h$ , jest mała w stosunku do pozostałych wymiarów  $x, z$ ,
- prędkość warstw ciecchy smarowej przylegających bezpośrednio do powierzchni jest równa prędkości powierzchni (tzn. nie występuje poślizg),
- ciśnienie jest funkcją współrzędnej  $x, z$ , oznacza to, że  $p=p(x,z)$ ,  $p(y)=const$ , czyli  $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ ,
- ciecch smarowa jest cieczą newtonowską,
- lepkość jest funkcją współrzędnej  $x$  czyli:  $\eta = \eta(x)$ ;  $\eta(y,z)=const$ ,
- powierzchnie czopa i oprawy są nieodkształcalne,
- produkty zużycia ściernego są wyflukiwane przez olej.

Równanie pola ciśnienia po wprowadzeniu uproszczeń ma postać:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial z} \left( \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \rho V \quad (4)$$

Poszczególne wyrażenia równania określają:

- a. ciśnienie hydrodynamiczne łożyska,
- b. wpływ prędkości stycznych łożyska na zmianę ciśnienia w warstwie oleju,
- c. zmiany ciśnienia wynikające z istnienia składowej normalnej prędkości pochodzącej od obciążeń dynamicznych.

gdzie:

$h$  – grubość filmu olejowego [m],

$\eta$  - lepkość dynamiczna oleju [Pa·s],

$\rho$  - gęstość oleju [kg/m<sup>3</sup>],

$U, V$  - składowe prędkości elementu ciecchy [m/s],

$\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial z}$  – gradienty ciśnień,

Przyjmując układ współrzędnych  $R\phi, y, z$ , zamiast układu  $x, y, z$  oraz zakładając, że smarowanie odbywa się za pomocą ciecchy nieściśliwej ( $\rho = const.$ ), równanie pola ciśnienia przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial}{R\partial\varphi}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{R\partial\varphi}\right)+\frac{1}{\eta}\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6U\frac{\partial h}{R\partial\varphi}+12\frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

## 5. RÓWNANIE POLA TEMPERATURY

Równanie pola temperatury dla poprzecznego łożyska ślizgowego o zużytej powierzchni roboczej panewki, rozwiązano po wprowadzeniu uproszczeń w ogólnej postaci równania energii dla strumienia oleju przepływającego przez łożysko, dotyczących charakteru przepływu, wymiany ciepła oraz właściwości czynnika smarującego.

Przyjęto:

- ustalone warunki cieplne  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ ,
- stałe wartości współczynników ciepła właściwego oraz współczynnika przewodności cieplnej  $c, k = const.$ ,
- brak odpływu ciepła do czopa i panewki  $\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{y=0} = \frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{y=h} = 0$ ,
- stałą temperaturę wzdłuż grubości filmu i szerokości łożyska  $\frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z} = const$ , czyli:
- $T(z, y) = const$  i  $T = T(x)$ .
- stałą lepkość wzdłuż grubości filmu i szerokości łożyska  $\eta(y, z) = const$ ,
- warunek, że w porównaniu z gradientami prędkości  $\frac{\partial u}{\partial y}$  oraz  $\frac{\partial w}{\partial y}$  pozostałe gradienty

$\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial z}$  są pomijalnie małe,

- laminarny przepływ cieczy smarowej,
- prędkość warstw cieczy smarowej przylegających bezpośrednio do powierzchni równą prędkości powierzchni tzn., że nie występuje poślizg,
- ciecz smarowa jako cieczą newtonowską.

Uwzględniając powyższe uproszczenia otrzymuje się równanie energii dla adiabatycznego przepływu oleju w łożysku ślizgowym dla wytartej powierzchni roboczej panewki:

$$\rho c \left( u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \eta \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

Po wprowadzeniu wzorów na składowe prędkości  $u$  i  $w$  w przepływie oleju w filmie oraz przyjęciu stałej temperatury w osi łożyska  $\frac{\partial p}{\partial z} = const$  dla równoległosiowego położenia wału i czopa oraz wykonując całkowanie względem  $y$  w granicach od  $0$  do  $h$ , otrzymujemy :

$$\rho c \left( \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left( hk \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\eta U^2}{h} + \frac{h^3}{12\eta} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \quad (7)$$

Przyjmując układ współrzędnych  $R\varphi, y, z$ , zamiast układu  $x, y, z$ , równanie pola temperatury ma postać:

$$\rho c \left( \frac{U}{2} - \frac{h^2}{12\eta} \frac{\partial p}{R \partial \varphi} \right) \frac{\partial T}{R \partial \varphi} = k \left( \frac{\partial^2 T}{R^2 \partial \varphi^2} \right) + \frac{\eta U^2}{h^2} + \frac{h^2}{12\eta} \left( \frac{\partial p}{R \partial \varphi} \right)^2 \quad (8)$$

gdzie:

$h$  – grubość filmu olejowego [m],

$\rho$  - gęstość oleju [ $\text{kg/m}^3$ ],

$\eta$  - lepkość dynamiczna oleju [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ],

$U$  - składowa prędkości elementu cieczy [m/s],

$\frac{\partial p}{R \partial \varphi}$  – gradient ciśnienia,

$\frac{\partial T}{R \partial \varphi}$  – gradient temperatury,

$c$  – ciepło właściwe [ $\text{J/kgdeg}$ ],

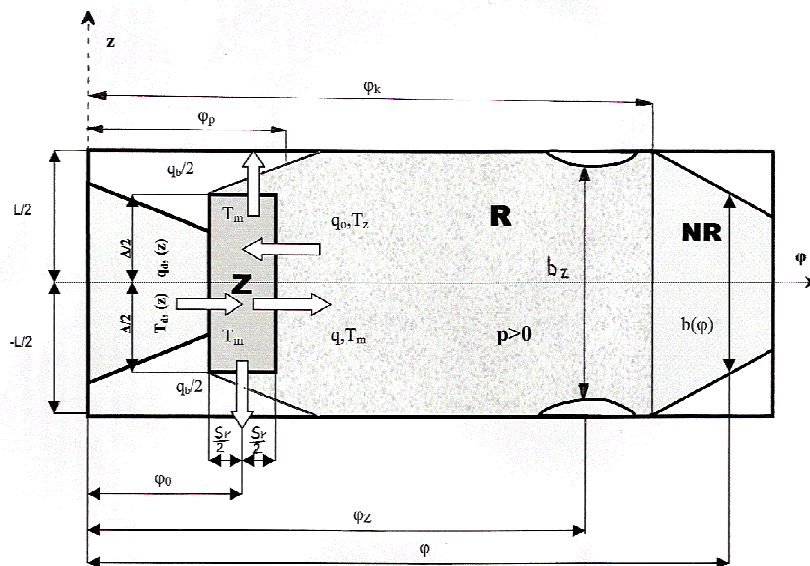
$k$  - współczynnik przewodności cieplnej [ $\text{W/mdeg}$ ].

## 6. OKREŚLENIE WARUNKÓW BRZEGOWYCH

### 6.1. Warunki brzegowe równania pola ciśnienia

W filmie olejowym poprzecznego łożyska ślizgowego wyróżnia się trzy części o różnych właściwościach [4]:

- część zasilającą
- „-”- roboczą,
- „-”- nieroboczą (rys. 3)



**Rys. 3.** Rozwinięcie powierzchni roboczej panewki (Z – część zasilająca, R – część robocza, NR – część nierobocza).

gdzie:

$\varphi$  - współrzędna obwodowa panewki [m],

$\varphi_0$  – współrzędna położenia osi rowka zasilającego [m],

$\varphi_z$  - współrzędna położenia początku i końca zużycia powierzchni roboczej panewki [m],

$\varphi_p$  - współrzędna położenia początku filmu olejowego [m],

$\varphi_k$  - współrzędna położenia końca filmu olejowego [m],  
 $s_r$  - długość rowka w kierunku obwodowym [m],  
 $\Delta$  - wymiar rowka zasilającego w kierunku osiowym [m],  
 $L$  - długość łożyska [m],  
 $p_z$  - ciśnienie oleju zasilającego [MPa],  
 $T_z$  - temperatura oleju zasilającego [°C],  
 $q_o$  - wydatek oleju [kg/s].

Warunki brzegowe dla rozwiązania równania pola ciśnienia o zużytej powierzchni roboczej panewki łożyska są następujące:

- ciśnienie oleju w obszarze ograniczonym krawędziami rowka zasilającego jest równe ciśnieniu zasilania:

$$p \left\{ \varphi \begin{matrix} \varphi_0 + \frac{s_r}{2} \\ \varphi_0 - \frac{s_r}{2} \end{matrix}, z \begin{matrix} + \frac{\Delta}{2} \\ - \frac{\Delta}{2} \end{matrix} \right\} = p_z, \quad (9)$$

- ciśnienie oleju na krawędziach wylotowych panewki w kierunku osiowym jest równe ciśnieniu otoczenia:

$$p \left\{ \varphi, z = -\frac{L}{2} \right\} = p \left\{ \varphi, z = \frac{L}{2} \right\} = 0, \quad (10)$$

- w szczelinie smarowej występuje ciśnienie nieujemne:

$$p \{ \varphi, z \} \geq 0, \quad (11)$$

- koniec filmu olejowego jest miejscem geometrycznym punktów, w którym ciśnienie filmu jest równe ciśnieniu otoczenia:

$$p_{\varphi=\varphi_k} = 0 \quad (12)$$

- gradient ciśnienia jest równy zeru:  $\left( \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)_{\varphi=\varphi_k, z} = 0.$  (13)

## 6.2. Warunki brzegowe równania pola temperatury

Temperatura oleju w rowku zasilającym jest równa temperaturze mieszania, która ustali się w wyniku całkowitego i pełnego mieszania przy założeniu adiabatyczności obszaru zasilania [4]:

$$T \in \left( \varphi \begin{matrix} \varphi_0 + \frac{s_r}{2} \\ \varphi_0 - \frac{s_r}{2} \end{matrix}, z \begin{matrix} + \frac{\Delta}{2} \\ - \frac{\Delta}{2} \end{matrix} \right) = T_m \quad (14)$$

$$T \in \left( \varphi_0, z \begin{matrix} + \frac{L}{2} \\ - \frac{L}{2} \end{matrix} \right) = T_m \quad (15)$$

## PODSUMOWANIE

W pracy zaproponowano model teoretycznego zużywania się panewki ślizgowego łożyska poprzecznego. Przeprowadzono analizę i wybór modelu wymiany ciepła. Omówiono rodzaje zużycia panewki. Przedstawiono równania pola ciśnienia i temperatury z uwzględnieniem pewnych uproszczeń. W rozważaniach uwzględniono i określono warunki brzegowe dla tych równań. Weryfikację przyjętych założeń, a co za tym idzie poprawność przyjętego modelu stanowić będzie porównanie położenia rzeczywistego obszaru i głębokości zużycia panewki łożyska z określonym na drodze teoretycznej (część 2 niniejszej pracy).

## A THEORETICAL MODEL OF THE TRANSVERSE ACETABULAR BEARING. PART 1. MODEL WEAR BUSHINGS

### *Abstract*

*The article discusses the theoretical model bearing shells wear. Were considered model of wear areas. Presents the analysis and selection of heat transfer model. Determined taking into account the boundary conditions, the field equations for pressure and temperature.*

## BIBLIOGRAFIA

1. Huebner K. H.: *A three-dimensional thermohydrodynamic analysis of sector thrust bearings*. ASLE Trans., 17(1974), pp. 62-74.
2. Blok H.: *Full Journal Bearings under Dynamic Duty: Impulse Method of Solution and Flapping Action*. Transation of the ASME, Journal of Lubr. Technol. (April 1975), s. 168-179.
3. Dufrane K. F., J. W. Kannel, T. H. McCloskey: *Wear of Steam Turbine Journal Bearings at Low Operating Speeds*. Journal of Lubrication Technology, July 1983, Vol. 105/313.
4. Świdorski Wł.: *Właściwości adiabatycznego filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych*. ZN PŁ nr 706, Rozprawy naukowe z. 208. Łódź, 1995.

### *Autorzy:*

dr inż. **Paweł PŁUCIENNIK**– Politechnika Łódzka

dr inż. **Andrzej MACIEJCZYK**– Politechnika Łódzka