

## W SPRAWIE PEWNEGO ZAŁOŻENIA O STAŁOŚCI TEMPERATURY W ŁOŻYSKU ŚLIZGOWYM

TEODOR BRECZKO (BIAŁYSTOK)

Praca jest poświęcona zagadnieniu pola temperatury w filmie olejowym poprzecznego hydrodynamicznego łożyska ślizgowego. Przedyskutowano w niej stosowane uproszczenia przy wyrowadzeniu równania Reynoldsa oraz sprawdzono prawdziwość założenia o stałości temperatury na grubości filmu olejowego.

Przedstawiono wyniki pomiarów temperatury na powierzchni roboczej panewki i w kanałach wlotowych oleju do łożyska. Przedstawiono wyniki rozwiązania numerycznego przyjętego modelu matematycznego. We wnioskach omówiono charakterystyczne cechy pola temperaturowego w filmie olejowym badanego łożyska oraz zwrócono uwagę na celowość uwzględniania zmian temperatury na grubość filmu olejowego.

### WYKAZ OZNACZEŃ

$x, y, z$	współrzędne,
$h$	grubość filmu olejowego,
$P$	ciśnienie,
$\eta$	lepkość dynamiczna,
$\nu = \frac{\eta}{\rho}$	lepkość kinematyczna,
$C$	ciepło właściwe,
$\rho$	gęstość,
$\lambda$	współczynnik przewodnictwa cieplnego,
$a = \frac{\lambda}{\rho c}$	współczynnik przewodnictwa temperatury,
$U_0$	prędkość obwodowa czopa,
$U$	wektor pola prędkości,
$u, v, w$	składowe wektora pola prędkości,
$T$	temperatura,
$T_p$	temperatura powierzchni panewki,
$T_w$	temperatura powierzchni czopa,
$T_{w_1}$	temperatura oleju w kanale wlotowym,
$L$	długość łożyska,
$D$	średnica nominalna łożyska,
$R$	promień nominalny łożyska,
$r$	promień czopa,
$\omega$	prędkość kątowna czopa,
$\psi = \frac{e}{R}$	względny luz promieniowy,

$\epsilon$  luz promieniowy,  
 Pe liczba Pecleta,  
 Pr liczba Prandtla,  
 Re liczba Reynoldsa.

## 1. WSTĘP

W pracach badawczych i obliczeniach konstrukcyjnych dla wyznaczania pola ciśnienia w poprzecznym hydrodynamicznym łożysku ślizgowym jest stosowane równanie Reynoldsa

$$(1.1) \quad \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U_0 \frac{dh}{dx}.$$

W dokładniejszych obliczeniach, przy uwzględnieniu zmian lepkości oleju jako funkcji temperatury  $\eta = \eta(T(x, z))$ , równanie (1.1) jest rozwiązywane łącznie z równaniem bilansu energii

$$(1.2) \quad \rho C (\mathbf{U} \text{ grad } T) = \lambda \nabla^2 T + \Phi,$$

gdzie  $\Phi = p_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}$  oznacza funkcję dysypacyjną oraz  $P_{ij}$ ,  $\dot{\epsilon}_{ij}$  odpowiednio składowe tensora naprężenia i tensora prędkości odkształceń cieczy stosowanej do smarowania łożyska.

Z układu równań (1.1) i (1.2) można wyznaczyć pole temperatury niezbędne do obliczenia lepkości oleju w rozpatrywanym punkcie filmu olejowego łożyska. Równanie (1.2) dotyczy przepływu ustalonego. Jest ono zazwyczaj upraszczane metodami teorii podobieństwa. Uproszczenia, wynikające z wymiarów geometrycznych filmów olejowych, można m.in. znaleźć w pracach [1 i 2]. W modelu filmu olejowego, opisanym układem równań (1.1) i (1.2), nie uwzględnia się zmiany temperatury na jego grubości.

Znane są prace, w których uwzględnione są zmiany temperatury na grubości filmu, lecz zakłada się w nich, że rozpatruje się model łożyska nieskończenie długiego. Pozwala to rozwiązywać zagadnienie jako dwuwymiarowe. Do takich prac należą prace [3 i 4].

Do prac, w których pole temperatury było wyznaczone z trójwymiarowego równania bilansu energii

$$(1.3) \quad \rho C \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \eta \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2},$$

należy praca [5]. Składowe pola prędkości w tej pracy były wyznaczone z równań

$$(1.4) \quad u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + \frac{U_0}{h} (h - y),$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial P}{\partial z} (y^2 - hy),$$

które można otrzymać tylko przy założeniu stałej lepkości na grubości filmu olejowego. PODOLSKI [6] dla filmu olejowego w łożysku oporowym stosuje model uwzględniający zmiany lepkości na jego grubości. Wykazał on, że zmiany lepkości prowadzą do powstania «ujemnych ciśnień».

Trójwymiarowe modele pozwalają na dokładniejsze wyznaczenie pola ciśnień, lecz rozwiązanie ich jest bardziej pracochłonne i skomplikowane w porównaniu z modelami płaskimi. W praktyce inżynierskiej rozwiązywanie modeli trójwymiarowych nie zawsze jest uzasadnione.

Praca niniejsza dotyczy teoretyczno-doświadczalnego badania pola temperatury w filmie olejowym hydrodynamicznego łożyska ślizgowego. Wyznaczono w niej trójwymiarowe pole temperatury w łożysku poprzecznym o perycykoidalnym zarysie powierzchni roboczej panewki.

## 2. MODEL MATEMATYCZNY

Do obliczeń przyjęto model matematyczny składający się z uproszczonych równań ruchu (zwanych czasem równaniami Reynoldsa [8]):

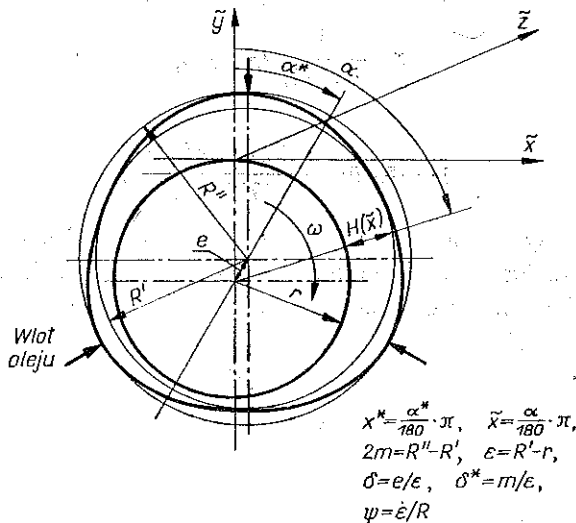
$$(2.1) \quad \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad \frac{\partial P}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial w}{\partial y} \right),$$

równania bilansu energii (1.3) oraz liniowej zależności lepkości od temperatury

$$(2.2) \quad \eta = b + cT.$$

Tę ostatnią zależność przyjęto ze względu na stosunkowo niewielkie różnice temperatury filmu oraz ze względu na uproszczenie procesu obliczeniowego.

Układ współrzędnych przyjęto zgodnie z rysunkiem 1.



Rys. 1. Schemat modelu łożyska

Równanie ciągłości w obliczeniach nie było uwzględniane, gdyż jest ono uwzględnione w modelu pola ciśnień, które było dane.

Należy zaznaczyć, że przyjęty układ równań ruchu (2.1) można otrzymać metodami teorii podobieństwa lub też metodami rachunku wariacyjnego [8] bez przyjmowania założenia o stałości temperatury na grubości filmu olejowego. Wobec tego, można go użyć do sprawdzenia poprawności stosowanego założenia o stałości temperatury na grubości filmu.

W celu uogólnienia rozwiązania przedstawimy układ równań filmu olejowego (1.3), (2.1) i (2.2) w postaci bezwymiarowej. W tym celu wprowadzmy oznaczenia następujące:

$$\begin{aligned}
 x &= R\tilde{x}, & y &= h\tilde{y}, & z &= \frac{L}{2}\tilde{z}, \\
 h &= \varepsilon\tilde{h}, & T-293 &= \frac{\eta(293)\omega}{\rho C\psi^2}\tilde{T}, \\
 P &= \frac{\eta(293)\omega}{\psi^2}\tilde{P}, & \eta &= \eta(293)\tilde{\eta}, \\
 u &= U_0\tilde{u}, & w &= U_0\tilde{w}.
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

Podstawiając (2.3) odpowiednio do (2.1), (2.2), (1.3) otrzymamy

$$\begin{aligned}
 \tilde{h}^2 \frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{x}} &= \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{T}} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{y}^2}, \\
 \tilde{h}^2 \frac{D}{L} \frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{z}} &= \frac{\partial \tilde{\eta}}{\partial \tilde{T}} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{y}^2}, \\
 \text{Pe } \tilde{h}^2 \left( \tilde{u} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} + \frac{D}{L} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) &= \frac{1}{\psi} \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{y}^2} + \text{Pe } \tilde{\eta} \left[ \left( \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} \right)^2 + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} \right], \\
 \tilde{\eta} &= \frac{1}{\eta(293)} (b + c\tilde{T}),
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

gdzie

$$\text{Pe} = \text{Re Pr} = \frac{U_0 \varepsilon}{\nu(293)} \frac{\eta(293)}{a}.$$

Model filmu opisany układem równań (2.4) można stosować dla łożyska poprzecznego o dowolnym kształcie powierzchni roboczej panewki. Układ równań (2.4) można rozwiązać po ustaleniu warunków brzegowych oraz wyznaczeniu grubości filmu olejowego i lepkości.

### 3. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Układ (2.4) wykorzystano do wyznaczenia pola temperatury w filmie olejowym łożyska poprzecznego z trzema klinami smarnymi powstającymi na skutek perykloidalnego zarysu powierzchni roboczej panewki.

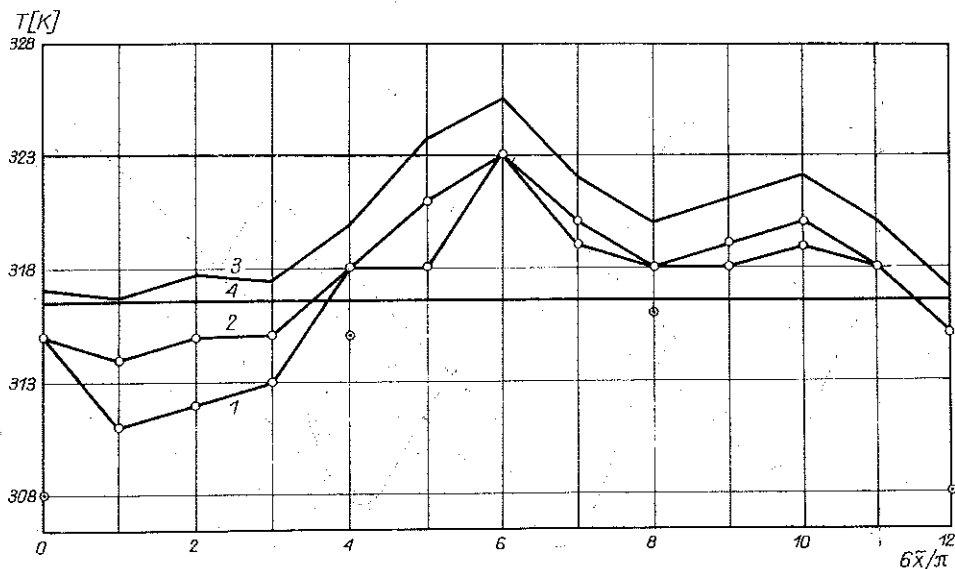
Zgodnie z pracami [1, 2, 9 i 10] oraz oznaczeniami (2.3) bezwymiarową grubość filmu olejowego w takim łożysku można opisać funkcją

$$(3.1) \quad \tilde{h} = \frac{h}{\varepsilon} = 1 + \delta \cos(\tilde{x} - x^*) + \delta^* (1 + \cos 3\tilde{x}).$$

Badania doświadczalne przeprowadzono na modelu łożyska charakteryzującego się następującymi parametrami:  $D = 50 \cdot 10^{-3}$  m;  $L = 50 \cdot 10^{-3}$  m;  $\psi = 3,1 \cdot 10^{-3}$ ;  $\delta^* = 1,019$ .

Badania przeprowadzono w następujących warunkach:  $Re = 1,605$ ;  $Pr = 5720$ ;  $Pe = 9170$ ;  $\omega = 326$  1/s; do smarowania użyto oleju hipol 10.

W wyniku badań wyznaczono  $x^* = 0,502$ ;  $\delta = 0,588$ ; temperaturę w wybranych punktach powierzchni roboczej panewki i temperaturę oleju w otworach wlotowych. Wyniki pomiarów temperatury przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wartości temperatury: 1 — zmierzone na powierzchni roboczej panewki w płaszczyźnie środkowej ( $\tilde{z} = 0$ ); 2 — zmierzone na powierzchni roboczej panewki w płaszczyznach bocznych ( $\tilde{z} \pm 0,8$ ); 3 — przyjęte (na podstawie pomiarów) na brzegach filmu olejowego ( $\tilde{z} = \pm 1$ ); 4 —  $T_w$  — przyjęta jako średnia arytmetyczna z wartości  $T_p$  na powierzchni czopa;  $\odot$  — temperatura oleju zmierzona w kanałach wlotowych

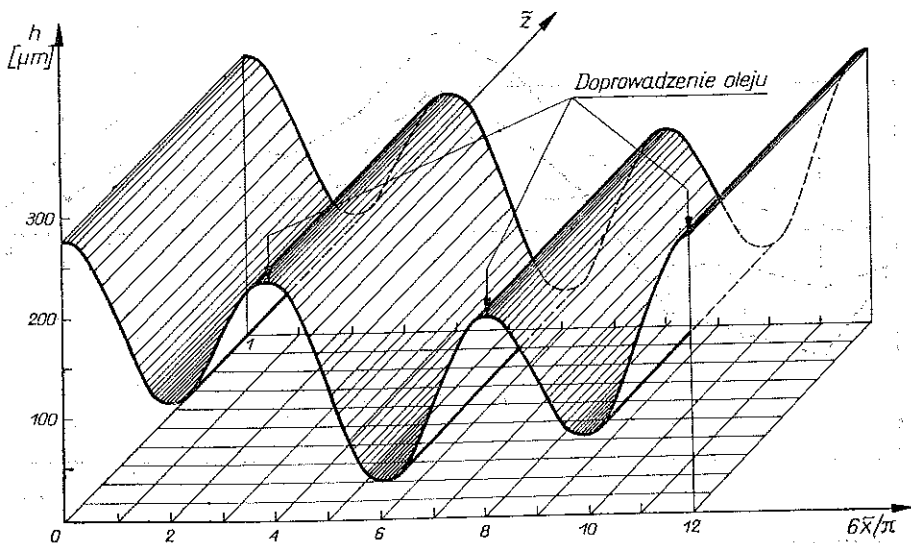
#### 4. WARUNKI BRZEGOWE

Ze względu na trzy doprowadzenia oleju (rys. 3) przedział  $\theta$  zajmowany przez film olejowy podzielono na trzy podprzedziały  $\tilde{x} \in [0; 2\pi/3]$ ,  $[2\pi/3; 4\pi/3]$ ,  $[4\pi/3; 2\pi]$ .

Na podstawie eksperymentalnych pomiarów temperatury powierzchni roboczej panewki (rys. 2) na brzegach podprzedziałów przyjęto następujące funkcje temperatury zależne od współrzędnych:

$$\begin{aligned}
 T\left(x_p, y - \frac{h(x_p)}{4}, z\right) &= T_{w_1}(x_p) + \left[ T_p\left(x_p, \frac{L}{2}\right) + \Delta T - T_{w_1}(x_p) \right] z^2, \\
 T\left(x_k, y - \frac{h(x_k)}{4}, z\right) &= T_{w_1}(x_k) + \left[ T_p\left(x_k, \frac{L}{2}\right) + \Delta T - T_{w_1}(x_k) \right] z^2, \\
 (4.1) \quad T\left(x, y - \frac{h(x)}{4}, \frac{L}{2}\right) &= T_p\left(x, \frac{L}{2}\right) + \Delta T, \\
 T(x, h(x), z) &= T_p(x, z) + \Delta T, \\
 T(x, 0, z) &= T_w,
 \end{aligned}$$

gdzie  $x_p = 0, 2\pi/3, 4\pi/3$ ;  $x_k = 2\pi/3, 4\pi/3, 2\pi$ ;  $\Delta T = 2K$  zgodnie z pracą [7],  $T_w = \sum_n T_p/n$ , a  $n$  oznacza liczbę punktów pomiarowych temperatury na powierzchni panewki.



Rys. 3. Grubość filmu olejowego  $h(x)$  przy  $\psi = 3,1 \cdot 10^3$ ,  $x^* = 0,502$ ;  $\delta = 0,588$ ;  $\delta = 1,019$

Eksperymentalnie stwierdzona symetria pola temperatury na powierzchni roboczej panewki pozwoliła na przeprowadzenie obliczeń tylko dla połowy łożyska. Początek układu współrzędnych umieszczono w połowie długości łożyska i przyjęto następujący warunek symetrii pola temperatury:

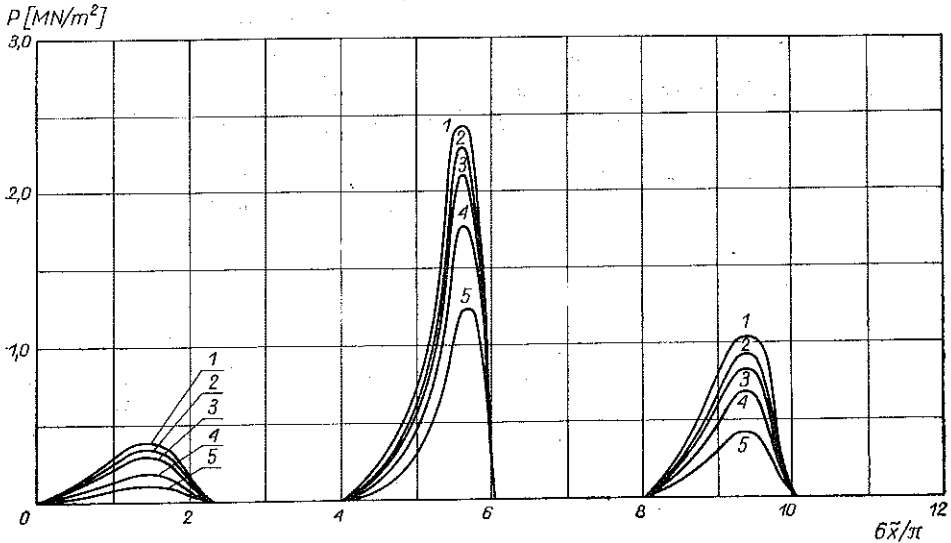
$$(4.2) \quad \frac{\partial T\left(x, y - \frac{h(x)}{4}, 0\right)}{\partial z} = 0.$$

Wartości składowych  $u$ , w pola prędkości  $\vec{U}$  na brzegach podobszarów były wyznaczone z równań (1.4). Równania te pozwalają na wyznaczenie składowych pola prędkości bez znajomości pola temperatury, które ma być wyznaczone.

Warunki brzegowe (1.4), (4.1) i (4.2), po uwzględnieniu oznaczeń (2.1), były napisane w postaci bezwymiarowej.

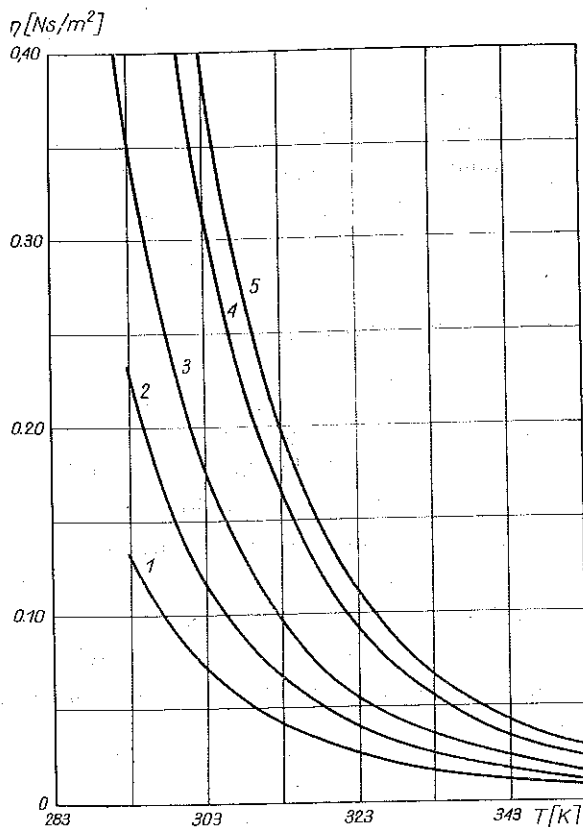
## 5. ROZWIĄZANIE NUMERYCZNE

W sporządzonym algorytmie równania (2.4) i warunki brzegowe (1.4) napisano w postaci różnicowej. W wyniku rozwiązania otrzymano wartości temperatury w węzłach siatki, przy czym przyjęto 20 kroków w kierunku  $x$ , 10 — w kierunku  $z$  i 4 — w kierunku  $y$ , w każdym z podprzedziałów. Przyjęte wymiary macierzy zapewniały zbieżność procesu iteracyjnego, lecz pojemność pamięci operacyjnej komputera Odra 1204, na którym przeprowadzono obliczenia, okazała się niewystarczająca do zapamiętania tak dużych zbiorów liczbowych. Korzystano więc podczas obliczeń z zewnętrznej pamięci bębnowej. Do obliczeń przyjęto pole ciśnień obliczone z modelu przedstawionego w pracy [2]. Pole to w wybranych płaszczyznach przedstawione jest na rys. 4.

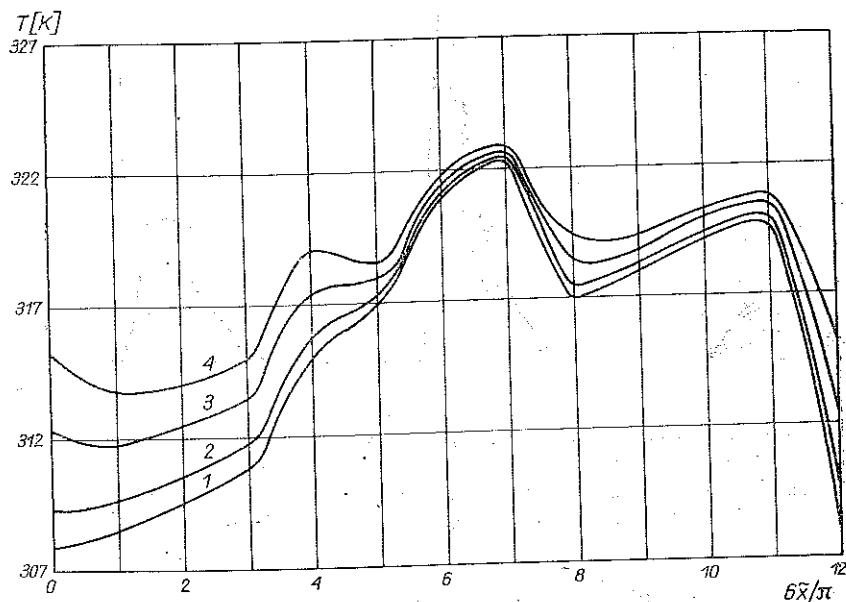


Rys. 4. Przyjęte do obliczeń ciśnienia w filmie olejowym obliczone z uwzględnieniem wymiany ciepła i zmian lepkości  $\eta = \eta(T(x, z))$ , w wybranych płaszczyznach przy  $\tilde{x} \in [0; 2\pi/3]$ : 1 — dla  $\tilde{z} = 0$ ; 2 — dla  $\tilde{z} = 0,4$ ; 3 — dla  $\tilde{z} = 0,6$ ; 4 — dla  $\tilde{z} = 0,8$ ; 5 — dla  $\tilde{z} = 0,9$ . Przy  $\tilde{x} \in [2\pi/3; 2\pi]$ : 1 — dla  $\tilde{z} = 0$ ; 2 — dla  $\tilde{z} = 0,6$ ; 3 — dla  $\tilde{z} = 0,7$ ; 4 — dla  $\tilde{z} = 0,8$ ; 5 — dla  $\tilde{z} = 0,9$

Podczas obliczeń lepkość użytego do smarowania oleju (rys. 5) była aproksymowana wielomianem pierwszego stopnia metodą najmniejszych kwadratów. Wyniki obliczeń pola temperatury są przedstawione na rys. 6 i 7.

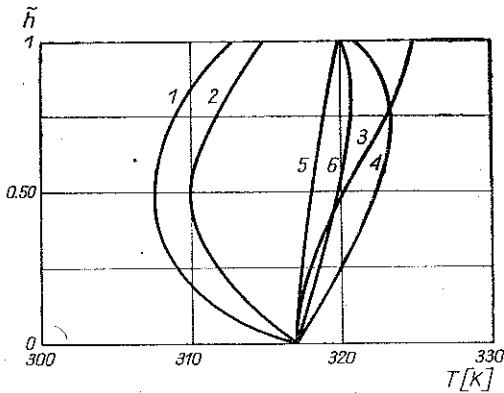


Rys. 5. Lepkość olejów mineralnych jako funkcji temperatury: 1 — maszynowy 26; 2 — maszynowy 40; 3 — hipol 10; 4 — hipol 15; 5 — transol 130



Rys. 6. Obliczone wartości temperatury w połowie grubości filmu olejowego w następujących płaszczyznach: 1 —  $\tilde{z}=0$ ; 2 —  $\tilde{z}=0,4$ ; 3 —  $\tilde{z}=0,7$ ; 4 —  $\tilde{z}=0,9$





Rys. 7. Obliczone wartości temperatury na grubości filmu olejowego w płaszczyźnie środkowej łożyska ( $\tilde{z}=0$ ) w następujących punktach: 1 —  $\tilde{x}=\pi/6$ ; 2 —  $\tilde{x}=\pi/2$ ; 3 —  $\tilde{x}=\pi$ ; 4 —  $\tilde{x}=7\pi/6$ ; 5 —  $\tilde{x}=3\pi/2$ ; 6 —  $\tilde{x}=11\pi/6$

## 6. WNIOSKI

1. Jak wynika z rys. 6, temperatura filmu olejowego w płaszczyźnie środkowej jest niższa w porównaniu z temperaturą na brzegach łożyska.

Można przypuszczać, że jest to spowodowane umieszczeniem otworów wlotowych oleju w płaszczyźnie środkowej łożyska oraz upływami bocznymi. Wpływający chłodniejszy olej powoduje obniżenie temperatury filmu w środku jego długości. Wydzielanie się ciepła w filmie na skutek tarcia wewnętrznego odbywa się w całej szerokości łożyska. Wobec tego, jeśli składowa osiowa pola prędkości nie jest równa zero, temperatura każdej elementarnej objętości oleju podczas przemieszczenia się jej w kierunku osiowym wzrasta.

2. Z porównania rys. 3, 4 i 7 wynika, że w strefach o większej grubości filmu olejowego (rys. 3), gdzie ciśnienia są niewielkie (rys. 4), przepływający olej przejmuje ciepło od ścianek panewki i czopa. świadczą o tym krzywe 1 i 2 na rys. 7. Natomiast w strefach wysokich ciśnień (małych grubości filmu) następuje oddawanie ciepła przez film do panewki i czopa (krzywe 4 i 6 na rys. 7).

3. Z rys. 6 i 7 wynika, że zmiany temperatury na grubości filmu olejowego są znaczne w porównaniu ze zmianami jej w płaszczyźnie  $xz$  w połowie grubości filmu (rys. 6). Może to mieć szczególnie istotne znaczenie przy użyciu do smarowania olejów, których lepkość jest bardziej wrażliwa na zmiany temperatury (rys. 5).

4. Postulaty wysunięte we wniosku trzecim wymagają dalszych badań celem ustalenia granicznego kryterium (uwzględniającego również warunki pracy łożyska), które mogłoby być miarą efektywności stosowania obliczeń uwzględniających zmiany temperatury na grubości filmu.

## LITERATURA CYTOWANA W TEKŚCIE

1. T. BRECZKO, *Rozkład temperatury w filmie olejowym łożyska z trzema klinami smarowymi*, Praca doktorska, Łódź 1973.
2. T. BRECZKO, *Pewne aspekty obliczania poprzecznych hydrodynamicznych łożysk ślizgowych*, Rozpr. Inżyn., 3, 1975.
3. H. McCALLIN, F. YOUSIF, T. LLOYD, *The analysis of thermal effects in a full journal bearing*, Trans. ASME., F 95, 578-587, october 1970.
4. D. DOWSON, C. N. MARCH, *A thermodynamic analysis of journal bearings*, Proc. Inst. Mech. Engrs, 181, Part 30, 117, 1966-67.
5. V. ROMACKER, *Die Temperaturverteilung in Schmierfilm konstant belaster Gleitlager*, Dissertation, Karlsruhe 1965.
6. М. Е. Подольский, *К гидродинамике неизометрического смазочного слоя*, Изв. АН СССР, 2, 1965.
7. В. А. Нечипоренко, *Расчет высокоскоростных опор суровых редукторов*, Судостроение, Ленинград 1966.
8. М. В. Коровчинский, *О вариационных методах в гидродинамической теории смазки*, Трение и износ в машинах, Сб. XI АН СССР 1966.
9. W. KANIEWSKI, M. STASIAK, *Rozkład ciśnienia w perycykloidalnym łożysku ślizgowym*, Zesz. Nauk. PŁ., Mechanika, 37, 1973.
10. J. M. STASIAK, *Rozkład ciśnienia i nośność hydrodynamiczna w łożysku z panewką perycykloidalną*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 2, 1975.

## Резюме

## К ВОПРОСУ ПРЕДПОЛОЖЕНИЯ О ПОСТОЯНСТВЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ПОПЕРЕЧНОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Работа посвящена вопросу поля температур в масляной пленке поперечного гидродинамического подшипника скольжения. Обсуждена в ней справедливость предположения о постоянстве температуры вдоль толщины масляной пленки.

Представлены результаты измерений температуры на рабочей поверхности втулки и во входных каналах масла в подшипник. Представлены результаты численного решения принятой математической модели. В выводах обсуждены характеристические свойства поля температуры в масляной пленке исследуемого подшипника, а также обращено внимание на целесообразность учета изменений температуры на толщину масляной пленки.

## SUMMARY

## ON ASSUMPTION CONCERNING CONSTANCY OF TEMPERATURE IN A TRANSVERSE HYDRODYNAMIC SLIP BEARING

This paper deals with a problem of a temperature field in an oil film of the transverse hydrodynamic slip bearing. Two assumptions used in deriving of the Reynolds equation are discussed and the validity of the assumption on the constancy of temperature along the thickness of the oil film is verified.

The data of measuring of temperature on the surface of the working bearing and in the inlet channels of the oil into the bearing are presented. The results of the numerical solution for the assumed mathematical model are obtained. The characteristic features of a temperature field in an oil film of the bearing examined are gathered in conclusions and the attention is called for a need of taking into account of the temperature changes on the thickness of the oil film.

*Praca została złożona w Redakcji dnia 5 listopada 1975 r.*