Karol KRZEMIŃSKI*

MODEL DIATERMICZNY ŁOŻYSKA POROWATEGO

THE DIATHERMIC MODEL OF POROUS BEARING

Słowa kluczowe:

łożysko porowate, równania ruchu i energii, wymiana ciepła, przestrzenne rozkłady ciśnienia i temperatury

Key-words:

porous bearing, equations of motions and energy, heat transfer, spatial pressure and temperature distributions

Streszczenie

Przedstawiona w pracy analiza dotyczy modelu diatermicznego łożyska porowatego pracującego w warunkach samosmarowania. Podane zostały równania ruchu i energii dla szczeliny smarnej i tulei porowatej uzupełnione równaniami przewodzenia i przejmowania ciepła w obszarze całego łożyska. W obliczeniach uwzględniono zmianę lepkości oleju w funkcji temperatury. Wyniki obliczeń podano w postaci przestrzennych rozkładów ciśnienia i temperatury w filmie smarnym i w tulei porowatej.

* Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, ul. Nowowiejska 24, 00-665 Warszawa, tel. (022) 234-74-41.

WPROWADZENIE

W modelowaniu pracy łożysk porowatych, podobnie jak w łożyskach konwencjonalnych, można wyróżnić: model izotermiczny, adiabatyczny oraz diatermiczny uwzględniający pełną wymianę ciepła przez wałek i obejmę. Jednak w opisie matematycznym tych modeli w odniesieniu do łożysk konwencjonalnych i porowatych istnieją dość istotne różnice. Wynika to stąd, że w przypadku łożysk konwencjonalnych przepływ cieczy smarnej występuje tylko w szczelinie łożyska, natomiast w łożysku porowatym dodatkowo jeszcze w tulei porowatej.

Komplikuje to analizę problemu, bo oprócz równania ruchu i energii w szczelinie smarnej należy rozwiązać jednocześnie równanie równania ruchu i energii w tulei porowatej.

Podczas pracy łożyska w wyniku procesów tarcia w filmie smarnym generowane jest ciepło, które powoduje wzrost temperatury oleju w szczelinie smarnej, skąd rozgrzany olej wciskany jest do kanałów porowych w tulei porowatej Wytworzona ilość energii cieplnej zależy od pracy tarcia wewnętrznego wywołanego przez proces ścinania cieczy w szczelinie smarnej. Wzrost temperatury oleju w filmie smarnym powoduje spadek jego lepkości, co wpływa na zmniejszenie nośności łożyska. Przyrost temperatury oleju zależy od ilości ciepła wytworzonego w szczelinie smarnej i od warunków rozpraszania ciepła do otoczenia. Analiza zjawisk termicznych nawet w łożyskach konwencjonalnych jest dość skomplikowana, stąd stosuje się szereg uproszczeń ułatwiających rozwiązanie problemu. Nie wszystkie z tych uproszczeń można bezpośrednio przenieść do łożysk porowatych, dlatego w przypadku łożysk porowatych podawano w literaturze głównie rozwiązania dla modelu izotermicznego, w którym nie rozpatruje się zjawisk cieplnych zachodzących w łożysku. Należy zatem omówić główne założenia przyjmowane w poszczególnych modelach opisujących pracę łożyska porowatego.

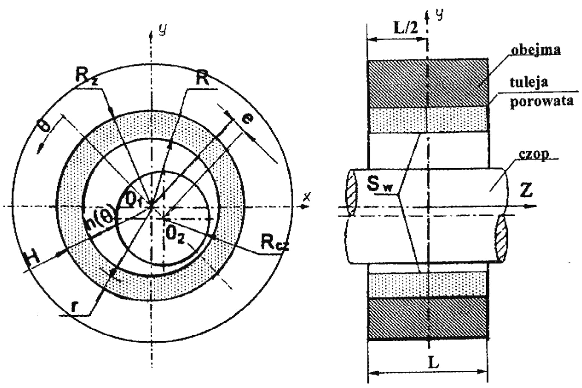
MODELE MATEMATYCZNE POROWATYCH ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH

Model izotermiczny

Model izotermiczny jest najprostszym i najczęściej stosowanym do opisu zjawisk występujących w łożyskach porowatych z pominięciem zjawisk cieplnych występujących w łożysku. W modelu tym przyjmuje się, że łożysko pracuje przy stałej temperaturze T = const i taką temperaturę ma olej w szczelinie smarnej. Dla stałej temperatury lepkość oleju jest wartością stałą $\eta(x, y, z) = const$.

Model pseudoadiabatyczny

W łożyskach porowatych występuje cyrkulacja oleju między szczeliną smarną i tuleją porowatą, a zatem występuje wymiana ciepła i masy między tymi obszarami, stąd nie można założyć, że szczelina jest izolowana, a więc nie można w tym przypadku zastosować typowego modelu adiabatycznego, jak w łożyskach konwencjonalnych. Jako nieprzepuszczalne dla oleju oraz izolujące przed wymianą ciepła należy przyjąć powierzchnię wałka i zewnętrzną powierzchnię obejmy **(Rys. 1)**. Stąd też podkreślając różnice występujące między modelem adiabatycznym w łożyskach konwencjonalnych i porowatych model ten dla łożysk porowatych nazwano pseudoadiabatycznym **[L. 6]**.



Rys. 1. Schemat łożyska porowatego
Fig. 1. A scheme of porous bearing

Przy takim założeniu ciepło wytwarzane w szczelinie smarnej wymieniane jest z tuleją porowatą i odprowadzane na zewnątrz przez wyciekający olej, tak ze szczeliny smarnej, jak i przez powierzchnie czołowe tulei. Szczegółową analizę tego modelu przedstawiono w pracy **[L. 6]**.

Model diatermiczny

Najbardziej ogólnym modelem obejmującym pełną analizę zjawisk cieplnych występujących w łożyskach porowatych wraz z wymianą ciepła odprowadzonego do otoczenia przez elementy konstrukcyjne łożyska porowatego jest model diatermiczny. Należy tutaj uwzględnić zarówno warunki przewodzenia ciepła w łożysku, jak i przejmowania ciepła na powierzchni wałka i obudowy łożyska. Aby obliczyć rozkłady ciśnienia w filmie smarnym i w tulei porowatej z uwzględnieniem zjawisk cieplnych, należy rozwiązać równania ruchu i energii w tych obszarach wraz z warunkami brzegowymi uzupełnione równaniami przewodzenia i przejmowania ciepła w obszarze całego łożyska.

RÓWNANIA RUCHU I ENERGII W SZCZELINIE SMARNEJ I W TULEI POROWATEJ

Przyjmując, że przepływ jest ustalony, ciecz jest newtonowska, nieściśliwa, siły masowe dla małych liczb Reynoldsa (Re < 800) są pomijalne oraz oś czopa jest równoległa do osi tulei, ruch cieczy w szczelinie smarnej można opisać równaniem Reynoldsa **[L. 1, 2, 5, 6]**:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=\frac{1}{2}U\frac{dh}{dx}-\upsilon_0 \tag{1}$$

gdzie: υ_0 – prędkość przepływu prostopadła do powierzchni wewnętrznej tulei porowatej, p – ciśnienie oleju w szczelinie smarnej, U – prędkość obwodowa czopa.

Ruch cieczy w tulei porowatej można opisać równaniem Laplace’a **[L. 1, 2, 3, 4, 6]**:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_x\frac{\partial p*}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k_y\frac{\partial p*}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k_z\frac{\partial p*}{\partial z}\right)=0 \tag{2}$$

$k_l=\dfrac{\phi_l}{\eta}$ – współczynnik przepuszczalności (filtracji) w kierunku *l*,

p^* – ciśnienie oleju w tulei porowatej, η – lepkość dynamiczna oleju.

Oprócz równań ruchu należy jeszcze uwzględnić równania energii, które dla szczeliny smarnej można napisać w postaci **[L. 2, 5, 6, 9, 10]**:

$$\rho c_v\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+\upsilon\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)=\lambda_o\nabla^2 T+\eta\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\left(\frac{\partial \upsilon}{\partial y}\right)^2+2\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2+\right.$$
$$\left.+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial \upsilon}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial \upsilon}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2\right] \tag{3}$$

gdzie: u,ν, w – składowe prędkości przepływu cieczy w szczelinie smarnej w kierunkach x, y, z.

W równaniu tym przyjęto, że stałe są wartości ciepła właściwego oleju $c_p = c_v$, jego gęstość, a także stała jest wartość przewodności cieplnej. Oprócz równania energii w szczelinie smarnej należy uwzględnić jeszcze równanie energii w tulei porowatej, które można zapisać w postaci **[L. 6, 7, 8, 9]**:

$$\rho c_v\left(u^*\frac{\partial T^*}{\partial x}+\upsilon^*\frac{\partial T^*}{\partial y}+w^*\frac{\partial T^*}{\partial z}\right)=\lambda_p\nabla^2 T^*+\frac{\eta}{\phi}\left((u^*)^2+(\upsilon^*)^2+(w^*)^2\right) \tag{4}$$

gdzie: u^*, υ^*, w^* – składowe prędkości przepływu cieczy w tulei porowatej w kierunkach x, y, z.

Wartość przewodności cieplnej tulei porowatej można obliczyć ze wzoru **[L. 6, 7, 8]**:

$$\lambda_p=\frac{V_0}{V}\lambda_0+\left(1-\frac{V_0}{V}\right)\lambda_s \tag{5}$$

gdzie: $\frac{V_0}{V}$ – porowatość otwarta,

λ_0 – przewodność cieplna oleju,

λ_s – przewodność cieplna stalowego korpusu tulei porowatej.

Do rozwiązania równań ruchu i energii należy dodatkowo wprowadzić warunki brzegowe. Warunki brzegowe dla równań ruchu cieczy podano w pracach autora **[L. 3, 5, 6]**.

Ze względu na symetrię rozkładu ciśnień i temperatury w kierunku osi z oraz dla skrócenia czasu obliczeń rozpatrywano tylko połowę długości łożyska **(Rys. 1)** przyjmując, że dla i = 0:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial p^*}{\partial z} = 0, \qquad \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial T^*}{\partial z} = 0 \tag{6}$$

Na powierzchni wewnętrznej panwi dla $y = R$ **(Rys. 1)** spełniony jest warunek równości strumieni cieplnych w filmie smarnym i w tulei porowatej,

$$-\lambda_p \frac{\partial T^*}{\partial y} = \lambda_0 \frac{\partial T}{\partial y} + q c_v T \tag{7}$$

gdzie: $q = \frac{\phi}{v}\frac{\partial p^*}{\partial y}$ – strumień masowy oleju wpływający do tulei porowatej.

W obliczeniach przyjęto, że zmiana lepkości oleju wraz z temperaturą ma charakter potęgowy

$$\eta = C \exp(-bT) \tag{8}$$

Wartość stałej *C* oraz *b* dla zakresu temperatur 10÷80^{o}C dla oleju transformatorowego określono eksperymentalnie. Wówczas wzór (8) można zapisać w postaci **[L. 6]**:

$$\eta = 0{,}0454 \cdot e^{-0{,}034T} \left[\frac{\mathbf{N \cdot s}}{\mathbf{m^2}}\right] \tag{9}$$

gdzie: *T* – temperatura w [°C].

Do rozwiązania równań ruchu cieczy w łożysku porowatym wraz z równaniami energii wykorzystano program obliczeniowy FIDAP 8.5, oparty o metodę elementów skończonych. Zapisy tych równań podano we współrzędnych prostokątnych, bowiem w takim układzie zapisywana jest geometria i prowadzone obliczenia w programie FIDAP 8.5.

Aby uzyskać rozkład temperatury w łożysku, należało oprócz warunków brzegowych dla równań ruchu cieczy, wprowadzić dodatkowe warunki brzegowe związane z rozkładem pola temperatury w szczelinie smarnej i tulei porowatej. Należy tutaj uwzględnić zarówno warunki przewodzenia ciepła w łożysku, jak i przejmowania ciepła na powierzchni wałka i obudowy łożyska, gdzie ilości ciepła odprowadzonego przez te powierzchnie można obliczyć korzystając ze wzoru Fouriera **[L. 2, 6, 8, 10]**:

$$Q_i = F_i \alpha_i (T_i - T_o) \tag{10}$$

ANALIZA WYMIANY CIEPŁA ODPROWADZONEGO PRZEZ OBEJMĘ I POWIERZCHNIĘ CZOŁOWĄ TULEI POROWATEJ

Obejma oddaje ciepło do otoczenia w wyniku konwekcji. W obliczeniach przyjęto, że obracający się wałek powoduje wymuszony przepływ powietrza wokół łożyska z prędkością $\upsilon = 0{,}5 m/s$. Ciepło odbierane jest zarówno przez powierzchnię czołową tulei, jak i powierzchnię zewnętrzną obejmy (**Rys. 1**).

Na powierzchni czołowej tulei przejmowanie ciepła odbywa się wyłącznie na drodze konwekcji (z pominięciem jako bardzo małych upływów bocznych oleju przez tę powierzchnię):

$$\left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=\frac{L}{2}} = \frac{\alpha_o}{\lambda_p}\left(T_z - T_0\right)_{z=\frac{L}{2}} \tag{11}$$

gdzie: α_0 – współczynnik przejmowania ciepła do otoczenia, λ_p – przewodność cieplna tulei porowatej, T_z – temperatura na czole tulei.

Istnieją duże trudności w określeniu współczynników przejmowania ciepła. W przypadku konwekcji wymuszonej, jaka występuje na powierzchni czołowej tulei można współczynnik przejmowania obliczyć ze wzoru **[L. 8, 9, 10]**:

$$\alpha_0 = \frac{Nu \lambda_f}{d_{sr}} \tag{12}$$

gdzie: Nu – liczba Nusselta, λ_f – przewodność cieplna powietrza, $d_{sr} = \frac{D + D_z}{2}$ – średnia średnica powierzchni czołowej tulei porowatej **(Rys. 1)**.

Liczbę Nusselta można obliczyć z zależności **[L. 6, 10]**:

$$Nu = C \cdot \mathrm{Re}^n \tag{13}$$

We wzorze (13) występuje liczba Reynoldsa, którą można obliczyć ze wzoru:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon_1 \cdot d_{sr}}{v_p} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}0305}{16 \cdot 10^{-6}} = 953 \tag{14}$$

gdzie: υ_1 – prędkość opływającego powietrza.

Lepkość kinematyczną powietrza v_p przyjęto dla średniej temperatury T_m

$$T_m = \frac{T_{ts} + T_0}{2} = \frac{309 + 293}{2} = 301\,K,$$

gdzie: T_{ts} – średnia temperatura na czole tulei, T_0 – temperatura otoczenia.

Dla $40 \le \mathrm{Re} \le 4000$ wartości stałej C i wykładnika potęgowego wynoszą **[L. 6, 10]**:

$$C = 0{,}615 \qquad n = 0{,}466,$$

Zatem wartość liczby Nusselta wyniesie:

$$Nu = C \cdot \mathrm{Re}^n = 0{,}615 \cdot 953^{0{,}466} = 15{,}03,$$

a stąd współczynnik przejmowania ciepła

$$\alpha_0 = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{d_{sr}} = \frac{15{,}03 \cdot 2{,}3 \cdot 10^{-2}}{0{,}0305} = 11{,}3 \quad \frac{J}{m^2 s \cdot k},$$

gdzie: λ_f – przewodność cieplna powietrza dla temperatury T_m.

Należało jeszcze uwzględnić wymianę ciepła przez obejmę. Na powierzchni zewnętrznej tulei porowatej następuje przenikanie ciepła do obejmy i natężenie strumienia cieplnego w warunkach ustalonych można określić z równania **[L. 8, 9, 10]**.

$$\lambda_p \frac{dT_p}{dr} = k \quad (T_p - T_0) \tag{15}$$

gdzie: k – współczynnik przenikania ciepła.

Współczynnik k można określić ze wzoru **[L. 8, 9]**:

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_k} + d_z \dfrac{\ln(d_0 / d_z)}{\lambda_s} + \dfrac{d_z / d_0}{\alpha_0}} \tag{16}$$

Występujący we wzorze (16) parametr α_k jest współczynnikiem konduktancji powierzchniowej, który można obliczyć z zależności **[L. 8]**:

$$\alpha_k = 0{,}55 \operatorname{tg}\gamma \left(\frac{\lambda_m}{\sigma}\right)\left(\frac{p}{H_v}\right)^{0{,}85} \tag{17}$$

gdzie: $\lambda_m = \dfrac{2\lambda_p \cdot \lambda_s}{\lambda_p + \lambda_s}$,

p – naciski jednostkowe na powierzchni zewnętrznej tulei porowatej [L. MPa], H_v – mikrotwardość bardziej miękkiego materiału, σ – efektywna średnia kwadratowa chropowatość na kontaktujących się powierzchniach tulei i obejmy.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_0^2}\,,$$

$\operatorname{tg}\gamma$ – średnie efektywne pochylenie profilu powierzchni tulei i obejmy,

$$\operatorname{tg}\gamma = \sqrt{(\operatorname{tg}\gamma_t)^2 + (\operatorname{tg}\gamma_0)^2}\,.$$

Przewodzenie ciepła w tulei porowatej odbywać się będzie zarówno przez olej krążący w kanałach porowych, które stanowią 25% objętości tulei, jak i przez metalowy szkielet, stąd uśrednioną przewodność dla tulei porowatej można określić ze wzoru:

$$\lambda_p = 0{,}25\lambda_0 + 0{,}75\lambda_s = 0{,}25 \cdot 0{,}12 + 0{,}75 \cdot 45 = 33{,}78 \approx 34 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m \cdot K}},$$

gdzie $\lambda_s = 45 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m \cdot K}}$ – przewodność cieplna stali.

Aby obliczyć współczynnik α_k występujący we wzorze (16) należało wcześniej obliczyć następujące parametry:

$$\lambda_m = \frac{2\lambda_p \cdot \lambda_s}{\lambda_p + \lambda_s} = \frac{2 \cdot 34 \cdot 45}{34 + 45} = 39 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m \cdot K}},$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_0^2} = \sqrt{0{,}99^2 + 0{,}66^2} = 1{,}18,$$

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \sqrt{\mathrm{tg}^2\,\gamma_t + \mathrm{tg}^2\,\gamma_0} = \sqrt{1{,}15^2 + 0{,}55^2} = 1{,}27.$$

Przy obliczaniu wartości σ i $\mathrm{tg}\,\gamma$ wykorzystano dane z profilogramów chropowatości wykonanych dla powierzchni czopa i powierzchni wewnętrznej tulei porowatej **[L. 7]**. Naciski na powierzchni tulei wciśniętej w obejmę przyjęto p = 15 MPa, natomiast mikrotwardość na tej powierzchni $H_v = 250$ MPa. Wartość współczynnika konduktancji powierzchniowej wyniesie:

$$\alpha_k = 0{,}55 \cdot 1{,}27 \cdot \frac{39}{1{,}18} \cdot \left(\frac{15}{250}\right)^{0{,}85} = 2{,}11,$$

zatem

$$\mathrm{k} = \frac{1}{\frac{1}{2{,}11} + 0{,}036 \cdot \frac{\ln(0{,}07/0{,}036)}{45} + \frac{0{,}036}{11{,}3 \cdot 0{,}07}} = 1{,}93 \approx 2 \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{m^2 s \cdot K}}.$$

OBLICZENIE WSPÓŁCZYNNIKA PRZEJMOWANIA CIEPŁA NA POWIERZCHNI CZOPA

Pomijając rozwiązywanie równania przewodnictwa dla czopa i przyjmując, że wartość temperatury na powierzchni czopa jest stała, ilość ciepła odprowadzonego przez czop można określić ze wzoru (10). Współczynnik przejmowania ciepła α_w można obliczyć ze wzorów na konwekcję wymuszoną, przyjmując $\upsilon = 2$ *m/s*. Liczba Reynoldsa dla szczeliny smarnej wyniesie:

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot c}{v} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^{-5}}{1{,}4 \cdot 10^{-5}} = 7{,}14,$$

gdzie: $c = 0{,}05$ – średni luz promieniowy, $v = 1{,}4 \cdot 10^{-5}$ m^2/s – lepkość kinematyczna oleju w temperaturze 310 *K*.

Wartości współczynników *C* i *n* potrzebnych do obliczenia liczby Nusselta wyniosą **[L. 2, 10]**:

$$\text{dla } 4 \le \mathrm{Re} \le 40 \quad n = 0{,}385 \qquad C = 0{,}911 \cdot \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}.$$

Liczbę Prandtla można obliczyć z zależności:

$$P_r = \frac{v}{\lambda_0 / c_p \cdot \rho} = \frac{1{,}4 \cdot 10^{-5} \cdot 2000 \cdot 900}{0{,}12} = 210$$

gdzie: $\lambda_0 = 0{,}12 \dfrac{\mathrm{J}}{\mathrm{m \cdot s \cdot K}}$ – przewodność cieplna oleju w temperaturze 310 *K*, $\mathrm{c_p} = 2000 \dfrac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg \cdot K}}$ – ciepło właściwe oleju, $\rho = 900 \dfrac{kg}{m^3}$ – gęstość oleju.

Mając liczbę Prandtla można obliczyć stałą $C = 0{,}911 \cdot 165^{1/3} = 5{,}4$.

Wartość liczby Nusselta wyniesie:

$$Nu = C(\mathrm{Re})^n = 5{,}4 \cdot 9^{0{,}385} = 12{,}55.$$

a stąd

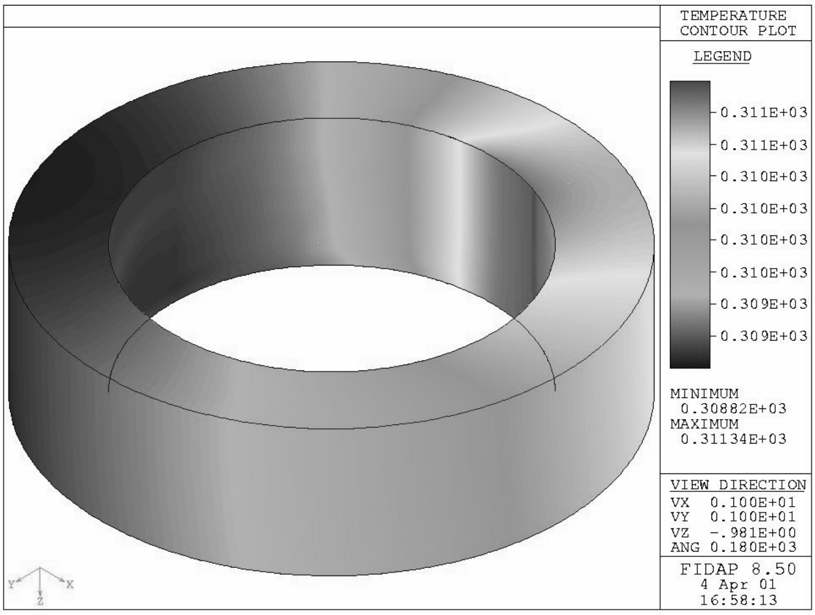
$$\alpha_\mathrm{w} = \frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{\mathrm{d_w}} = \frac{12{,}55 \cdot 0{,}12}{0{,}025} = 60{,}3 \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{m^2 s \cdot K}}$$

ROZKŁADY TEMPERATURY I CIŚNIENIA W ŁOŻYSKU POROWATYM DLA MODELU DIATERMICZNEGO

Łożyska porowate mogą pracować w warunkach samosmarowania wykorzystując olej zawarty w porach tulei po jej uprzednim nasyceniu lub w warunkach dodatkowego smarowania, kiedy szczelina smarna zasilana jest olejem z zewnątrz.

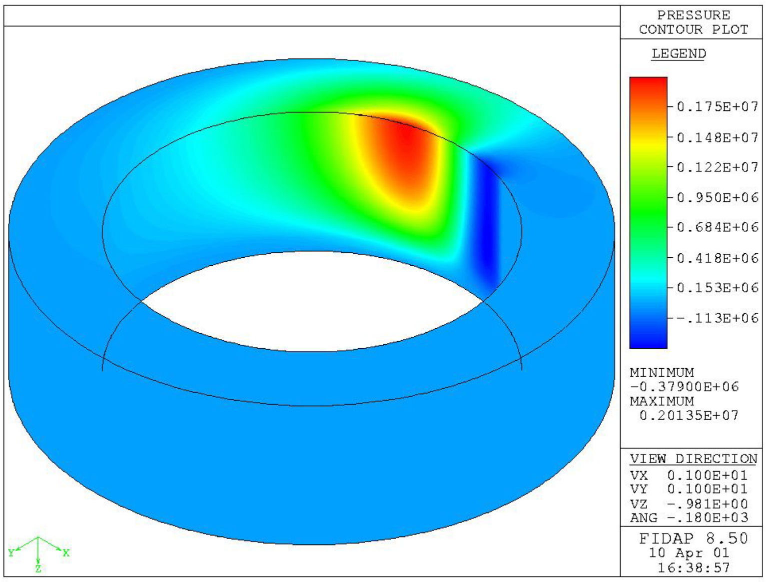
W przypadku pracy łożyska w warunkach samosmarowania zakłada się, że upływy boczne są do pominięcia i całe ciepło wytworzone w szczelinie smarnej jest odprowadzane przez wałek i obejmę. Gdy w łożysku porowatym szczelina smarna zasilana jest dodatkowo olejem z zewnątrz, wówczas w szczelinie smarnej występuje mieszanie się zimnego oleju doprowadzanego do łożyska z podgrzanym olejem krążącym w łożysku oraz występują upływy boczne, które należy uwzględnić w bilansie energii.

W przedstawionej analizie przyjęto, że łożysko pracuje w warunkach samosmarowania. Należało zatem obliczyć ilość ciepła odprowadzonego przez wałek i obejmę. Obliczając ilość ciepła odprowadzonego przez wałek przyjęto, że temperatura powierzchni czopa jest stała i równa się minimalnej temperaturze występującej na powierzchni wewnętrznej tulei. Uzyskany z obliczeń rozkład temperatury w tulei porowatej pokazano na **Rys. 2** oraz rozkład ciśnienia na **Rys. 3**.



Rys. 2. Przestrzenny rozkład temperatury w łożysku porowatym z uwzględnieniem przejmowania ciepła przez wałek i obejmę

Fig. 2. Spatial temperature distribution in porous bearing allowing baking over the heat through the shaft and clamping ring



Rys. 3. Przestrzenny rozkład ciśnienia w samosmarującym łożysku porowatym z uwzględnieniem przejmowania ciepła przez wałek i obejmę

Fig. 3. Spatial pressure distribution in porous bearing allowing baking over the heat through the shaft and clamping ring

Obszar występowania maksymalnych temperatur jest nieco szerszy, niż obszar występowania maksymalnych ciśnień i rozpoczyna się w okolicy występowania maksymalnych ciśnień ale rozciąga się nawet poza minimalną szczelinę smarną. Dla przyjętych w obliczeniach parametrów pracy łożyska wartość maksymalnej temperatury wyniosła T = 311 K, czyli 38°C, natomiast maksymalne ciśnienie wynosiło p = 2,01 MPa. Ze względu, że łożysko porowate pracuje w warunkach samosmarowania, to znaczy, że w łożysku krąży cały czas ten sam olej, gradienty temperatury wewnątrz łożyska porowatego są niewielkie i wynoszą $\nabla T \approx 3°C$.

PODSUMOWANIE

Teoretyczną analizę parametrów pracy łożyska porowatego można przeprowadzić wykorzystując następujące modele matematyczne: izotermiczny, pseudoadiabatyczny oraz diatermiczny. Dotychczas w publikacjach najczęściej prezentowane były rozwiązania wykonane w oparciu o model izotermiczny, który jest najprostszym modelem opisującym ruch cieczy w łożysku porowatym z pominięciem zjawisk termicznych przebiegających w łożysku.

W modelu pseudoadiabatycznym oprócz równań ruchu w szczelinie smarnej i w tulei porowatej uwzględnia się jeszcze równania energii w obu tych obszarach, przyjmując że szczelina smarna i tuleja porowata stanowią układ izolowany.

Model diatermiczny jest najbardziej ogólnym modelem matematycznym obejmującym pełną analizę zjawisk termicznych występujących podczas pracy łożyska porowatego z uwzględnieniem przewodzenia ciepła w łożysku i odprowadzenia ciepła przez elementy konstrukcyjne łożyska do otoczenia. Zarówno w modelu pseudoadiabatycznym, jak i w modelu diatermicznym należy uwzględnić w obliczeniach zmianę lepkości oleju wraz z temperaturą.

Przeprowadzone obliczenia dotyczyły porowatego łożyska ślizgowego pracującego w warunkach samosmarowania, czyli bez dodatkowego doprowadzenia oleju z zewnątrz. Uzyskane wyniki obliczeń pozwoliły określić przestrzenne rozkłady ciśnienia i temperatury zarówno w szczelinie smarnej, jak i w tulei porowatej z uwzględnieniem zjawisk termicznych występujących podczas pracy łożyska.

LITERATURA

1. Cameron A.: The principles of lubrication. New York McHill 1987.
2. Kiciński J.: Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych. Wydawnictwo PAN, Wrocław 1994.
3. Krzemiński K.: Rozkład ciśnień i nośność hydrodynamicznego filmu smarnego w łożyskach porowatych. Mechanika Teoretyczna i Stosowana 2/1978, s. 169–180.
4. Krzemiński K.: Wykorzystanie metody elementów skończonych w problematyce hydrodynamicznego smarowania łożysk porowatych. Rozprawy Inżynierskie. 1/1980, s. 75–92.
5. Krzemiński K.: Model matematyczny łożyska porowatego. Łożyska ślizgowe. Zbiór artykułów.Wytwórnia Łożysk Ślizgowych „PZL-BIMET". Gdańsk 1981, s. 19–46.
6. Krzemiński K.: Modelowanie pracy łożyska porowatego z uwzględnieniem wymiany ciepła. Mechanik 7/2003, s. 447–449.
7. Krzemiński K.: Zmiana mikrostruktury tulei porowatej w okresie docierania łożyska. XXIV Jesienna Szkoła Tribologiczna, Krynica 11–14 IX 2000. Polska Tribologia 2000, s. 96–102.

8. Meurisse M.H., Guidicelli B.: 3D conservative model for self-lubrication porous journal bearings in hydrodynamic study-state. Journal of Tribology. Tran. of the ASME, Vol. 121/3, 1999, s. 529–537.
9. Nield D.A., Bejan A.: Convection in Porous Media. Springer-Verlag, New York, Berlin, Heidelberg 1999.
10. Staniszewski B.: Wymiana ciepła. Podstawy teoretyczne. PWN, Warszawa 1963.

Recenzent:
Marek WIŚNIEWSKI

Summary

This work presents the diathermic model of porous bearing working in selflubrcation conditons. The equations of motion and energy have been supplemented the equations of heat transfer and conductance in total region of bearing. The change of viscosity in function of temperature was given in calculations. Result of calculations was given in form of spacing distributions of pressure and temperature in oil gap and porous sleeve.