

**Sławomir BŁASIAK<sup>\*</sup>, Czesław KUNDERA<sup>\*</sup>**

## **ANALIZA WYMIANY CIEPŁA W PIERŚCIENIACH USZCZELNIAJĄCYCH**

### **ANALYSIS OF THE HEAT TRANSFER IN SEALING RINGS**

#### **Słowa kluczowe:**

uszczelnienia czołowe, wymiana ciepła, analiza numeryczna

#### **Key words:**

face seals, heat transfer, numerical analysis

#### **Streszczenie**

W pracy przedstawiono wyniki analizy wymiany ciepła w czołowym uszczelnieniu bezstykowym z mikrowyżłobieniami (mikrostrukturami) na powierzchni czołowej pierścienia uszczelniającego. Przedstawiono model termohydrodynamiczny uszczelnienia czołowego zawierający równanie rozkładu ciśnienia i równanie energii dla warstewki medium w szczelinie oraz równanie przewodnictwa ciepła w pierścieniu. Sformułowany model matematyczny składający się ze wzajemnie sprzężonych równań różniczkowych cząstkowych rozwiązano numerycznie w oparciu

---

<sup>\*</sup> Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego, 25-314 Kielce.

o własny program komputerowy. Przeprowadzono analizę parametryczną wpływu kształtu i geometrii mikrostruktur na rozkład temperatury w warstwie medium oraz pierścieniu uszczelniającym.

## WPROWADZENIE

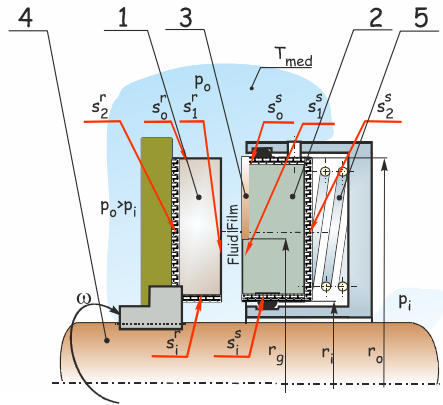
Bezстыkowe uszczelnienia czołowe z mikrostrukturami na powierzchniach ślizgowych pierścieni uszczelniających znajdują coraz szersze zastosowanie w odpowiedzialnych maszynach przepływowych pracujących na przykład w przemyśle chemicznym czy w lotnictwie. Głównym powodem ich stosowania jest niskie zużycie, mały przeciek i małe straty mocy.

Z prac dotyczących hydrodynamiki uszczelnień czołowych z rowkami, np. [L. 1, 2], jak również wzdłużnych łożysk ślizgowych, np. [L. 3], wiadomo, że wykonane mikrostruktury (o różnym kształcie – rowki, kanałki itp.) lub regularne tekstury, np. [L. 4, 5, 6] na powierzchniach czołowych pierścieni wzmacniają siłę hydrodynamiczną w szczelinie. Odpowiednio dobrany kształt oraz parametry geometryczne tych mikrostruktur gwarantują stabilną i niezawodną pracę całego uszczelnienia. Zatem nowe rozwiązania konstrukcyjne uszczelnień czołowych z mikrostrukturami wymagają wszechstronnych badań zarówno teoretycznych, jak i eksperymentalnych. W literaturze, np. [L. 7, 8, 9] jest niewiele prac dotyczących wpływu mikrostruktur na własności cieplne uszczelnień czołowych, tj. ilość generowanego ciepła w szczelinie oraz efektywność jego odprowadzenia przez pierścienie.

W niniejszej pracy autorzy przedstawiają trójwymiarowy model termohydrodynamiczny uszczelnienia czołowego oraz wyniki jego rozwiązania numerycznego w oparciu o własny program komputerowy. Głównym celem przeprowadzonych obliczeń numerycznych było ustalenie wpływu kształtu mikrostruktury oraz ich charakterystycznych parametrów (głębokości nacięcia, liczby rowków wzdłuż obwodu pierścienia) na rozkłady temperatury w elementach bezстыkowego uszczelnienia czołowego.

## PRZEDMIOT BADAŃ

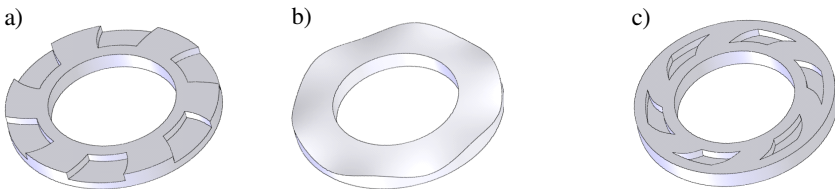
W pracy przyjęto do badań bezстыkowe uszczelnienie czołowe konstrukcji typu FMS (Flexibly Mounted Stator) [L. 9, 10], z mikrostrukturami na powierzchni czołowej pierścienia podatnie zamocowanego. Na schemacie uszczelnienia (Rys. 1) dodatkowo zaznaczono powierzchnie pierścienia uszczelniających, na których zachodzi wymiana ciepła.



**Rys. 1. Schemat uszczelnienia z mikrostrukturami na powierzchni czołowej statora: 1, 2 – pierścienie uszczelniające, 3 – mikrożłobienia, 4 – wał, 5 – sprężyna dociskowa**

Fig. 1. Schematic diagram of a seal with microstructures on the end face of the stator: 1, 2 – seal rings, 3 – face grooves, 4 – shaft, 5 – spring

Do badań parametrycznych wytypowano trzy rodzaje modyfikacji geometrycznych na powierzchni czołowej pierścienia stacjonarnego (**Rys. 2**).



**Rys. 2. Badane pierścienie z modyfikacjami geometrycznymi powierzchni: a) Pw1, b) Pw2, c) Pw3**

Fig. 2. Geometrical modifications of surfaces: a) Pw1, b) Pw2 and c) Pw3

Pierwszą mikrostrukturę oznaczoną jako Pw1 (**Rys. 2a**) tworzą „otwarte” rowki spiralne opisane znanym wzorem [L. 3, 9]:

$$r = r_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

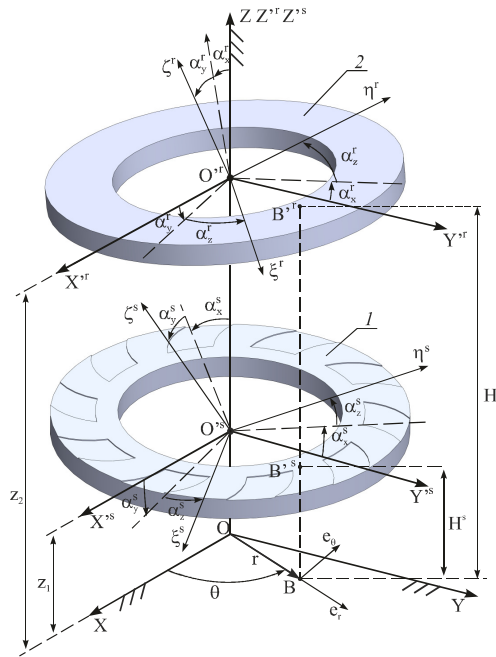
gdzie:  $r_g$  – promień wewnętrzny rowków spiralnych;  $\alpha$  – kąt skręcenia.

Falistość obwodowa (wzdłuż obwodu) na powierzchni czołowej stanowi drugą mikrostrukturę Pw2 (**Rys. 2b**), natomiast „zamknięte” rowki spiralne tworzą trzecią mikrostrukturę Pw3 (**Rys. 2c**).

Do przeprowadzenia badań symulacyjnych niezbędne było opracowanie modelu zawierającego opis przepływu medium (pływu) przez szczelinę oraz opis wydzielania i odprowadzenia ciepła ze szczeliny.

### RÓWNANIA PODSTAWOWE MODELU MATEMATYCZNEGO

Sformułowanie modelu matematycznego, opisującego procesy zachodzące podczas pracy uszczelnienia bezstykowego rozpoczęto od określenia funkcji opisującej wysokość szczeliny (**Rys. 3**).



**Rys. 3. Model kinematyczny uszczelnienia bezstykowego**

Fig. 3. Kinematic model of face seal

Funkcję wysokości szczeliny w układzie walcowym dla rozpatrywanego przypadku można opisać zależnością:

$$h = h(r, \theta) = h_o + h^s(r, \theta) \quad (2)$$

gdzie:  $h_o = H^r - H^s$  nominalna wysokość szczeliny,  $H^s, H^r$  – funkcje opisujące wysokości powierzchni odpowiednio pierścienia nieobrotowego (statora) i pierścienia obrotowego (rotora) we współrzędnych  $(O, r, \theta, Z)$ ,  $h^s(r, \theta)$  – parametryczna funkcja opisująca strukturę geometryczną topografii powierzchni.

Uwzględniając znane uproszczenia stosowane w teorii uszczelnień bezstykowych, np. [L. 1, 2, 7, 10] oraz warunki brzegowe odnoszących się do prędkości powierzchni tworzących szczelinę (Rys. 3):

$$\begin{aligned} z^s = 0 & \rightarrow v_r = 0; & v_\theta = 0; & v_z = V_z^s \\ z^r = h(r, \theta) & \rightarrow v_r = 0; & v_\theta = V_\theta^r = \omega r; & v_z = V_z^r \end{aligned} \quad (3)$$

Składowe prędkości przepływu medium newtonowskiego nieściśliwego przez szczelinę czołową oraz ich pochodne, możemy zapisać we współrzędnych walcowych następująco:

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \cdot (z^2 - z \cdot h) \quad (4)$$

$$v_\theta = \frac{1}{2 \cdot r \cdot \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot (z^2 - z \cdot h) + z \cdot \frac{V_\theta^r}{h} \quad (5)$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial z} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \left( z - \frac{1}{2} h \right) \quad (6)$$

$$\frac{\partial v_\theta}{\partial z} = \frac{1}{r \cdot \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot \left( z - \frac{1}{2} h \right) + \frac{V_\theta^r}{h} \quad (7)$$

$v_r, v_\theta$  – składowe prędkości odpowiednio w kierunku promieniowym i obwodowym,  $\omega$  – prędkość kątowna rotora.

Podstawiając powyższe zależności do równania ciągłości i całkując po wysokości szczeliny, wyznaczono fundamentalne równanie teorii smarowania, równanie Reynoldsa. Równanie to opisuje rozkład ciśnienia w warstwie medium wypełniającego szczelinę [L. 2, 8, 10, 11]:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - 6\mu \omega r h \right) = 0 \quad (8)$$

gdzie:  $\mu(r, \theta, z)$  – lepkość dynamiczna płynu,  $h$  – wysokość szczeliny,  $p$  – ciśnienie w warstwie płynu.

Proces zamiany pracy mechanicznej (opory tarcia) na energię cieplną, zachodzący w szczelinie promieniowej uszczelnienia czołowego, opisać można za pomocą równania energii, w postaci [L. 8]:

$$\rho C_v \left\{ v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right\} = \mu \left\{ \left( \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right\} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (9)$$

gdzie:  $\rho$  – gęstość medium,  $C_v$  – ciepło właściwe.

Równanie to przedstawia pełny model diatermiczny, w którym temperatura jest funkcją zależną od trzech współrzędnych  $T = f(r, \theta, z)$ . Istotą tego modelu jest przewodzenie ciepła po grubości filmu (wzdłuż osi Z), co wiąże się z uwzględnieniem zmienności temperatury w tym kierunku nie tylko w warstwie medium, ale również w pierścieniach uszczelniających.

W równaniu energii (9) oraz ciśnienia (8) uwzględniono zmianę lepkości dynamicznej medium ze zmianą temperatury według zależności stosowanej zarówno dla bezstykowych uszczelnień czołowych, jak i łożysk ślizgowych [L. 6, 7, 8, 12]:

$$\mu = \mu_f e^{(-b(T_m - T^f))} \quad (10)$$

gdzie:  $\mu_f$  – lepkość dynamiczna w temperaturze odniesienia  $T^f$ ,  $b$  – współczynnik wymiarowy [ $^{\circ}\text{C}$ ], dla wody  $b = 0,0175$ .

Lokalną średnią wartość temperatury w warstwie medium można wyznaczyć na podstawie zależności:

$$T_m = \frac{1}{(H^r - H^s)} \int_{H^s}^{H^r} T dz \quad (11)$$

W dalszej analizie przyjęto, podobnie jak w pracy [L. 7], że pierścień stacjonarny jest izolowany, a ciepło generowane w medium wypełniającym szczelinę jest przekazywane na drodze przewodzenia do rotora, a stamtąd przez konwekcję swobodną do otaczającego medium.

Dla warunków ustalonych przestrzenny rozkład temperatury w pierścieniu o stałym współczynniku przewodzenia ciepła opisuje równanie różniczkowe Laplace'a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (12)$$

Do rozwiązania tego równania niezbędne są odpowiednie warunki brzegowe opisujące równość strumieni ciepła dla przewodzenia oraz konwekcji swobodnej.

Sformułowany w ten sposób model matematyczny uszczelnienia bezstykowego rozwiązano numerycznie. Do wyznaczenia rozkładów ciśnienia z równania Reynoldsa (8) oraz rozkładów temperatury z równania energii (9) i równania przewodnictwa (12) zastosowano metodę elementarnej objętości kontrolnej (Finite Volume Method). Na podstawie kompletnego algorytmu numerycznego opracowano program komputerowy w języku C++. Umożliwia on przeprowadzanie obszernych analiz parametrycznych wymiany ciepła uwzględniających geometrię pierścieni uszczelniających, warunki pracy oraz rodzaj materiałów na pierścieniu uszczelniającym.

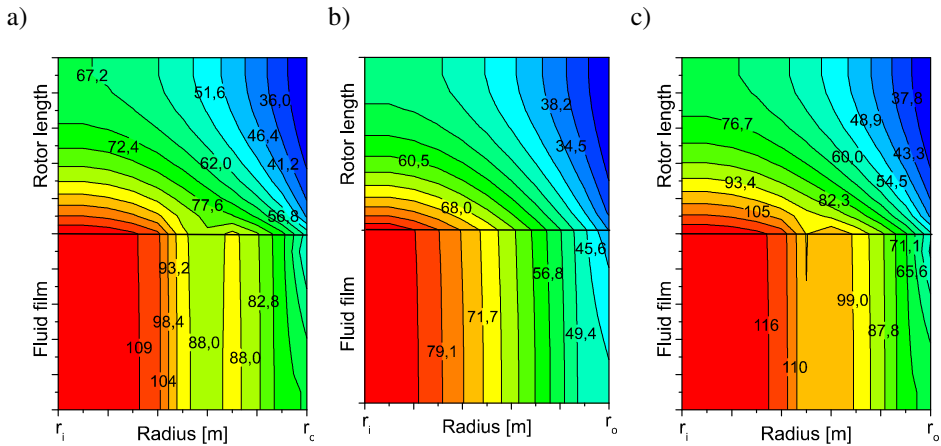
## WYNIKI SYMULACJI NUMERYCZNYCH

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń rozkładów temperatury w warstewce medium oraz pierścieniu uszczelniającym dla parametrów geometryczno-eksploatacyjnych uszczelnienia czołowego zamieszczonych w **Tabeli 1**.

**Tabela 1. Podstawowe parametry geometryczno-eksploatacyjne uszczelnienia typu FMS**  
Table 1. Basic geometrical and operational parameters of the FMS-type seal

Nazwa	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Rodzaj uszczelnianego medium		woda	
Promień wejściowy	$r_i$	0,035	[m]
Promień wyjściowy	$r_o$	0,040	[m]
Kąt pochylenia krawędzi kanału	$\alpha$	20	[°]
Lepkość dynamiczna w temperaturze 20°C	$\mu$	$1 \times 10^{-3}$	[Pa s]
Nominalna wysokość szczeliny	$h_o$	$6 \times 10^{-3}$	[m]
Ciśnienie na promieniu wejściowym	$p_i$	$0 \times 10^5$	[Pa]
Ciśnienie na promieniu wyjściowym	$p_o$	$5 \times 10^5$	[Pa]
Prędkość kątowna	$\omega$	1200	[rad/s]
Głębokość wyżłobień	$h_g$	$6,12,24 \times 10^6$	[m]
Liczba modyfikacji	$N_g$	6,10,12	—

Na **Rysunku 4** przedstawiono rozkłady pól temperatury w warstwie medium oraz rotorze dla trzech badanych pierścieni o głębokości modyfikacji powierzchni Pw1 i Pw3:  $h_g = 12 \cdot 10^{-6}$  [m] oraz kącie wynoszącym  $\beta = 0,0012$  [rad] dla powierzchni Pw2.

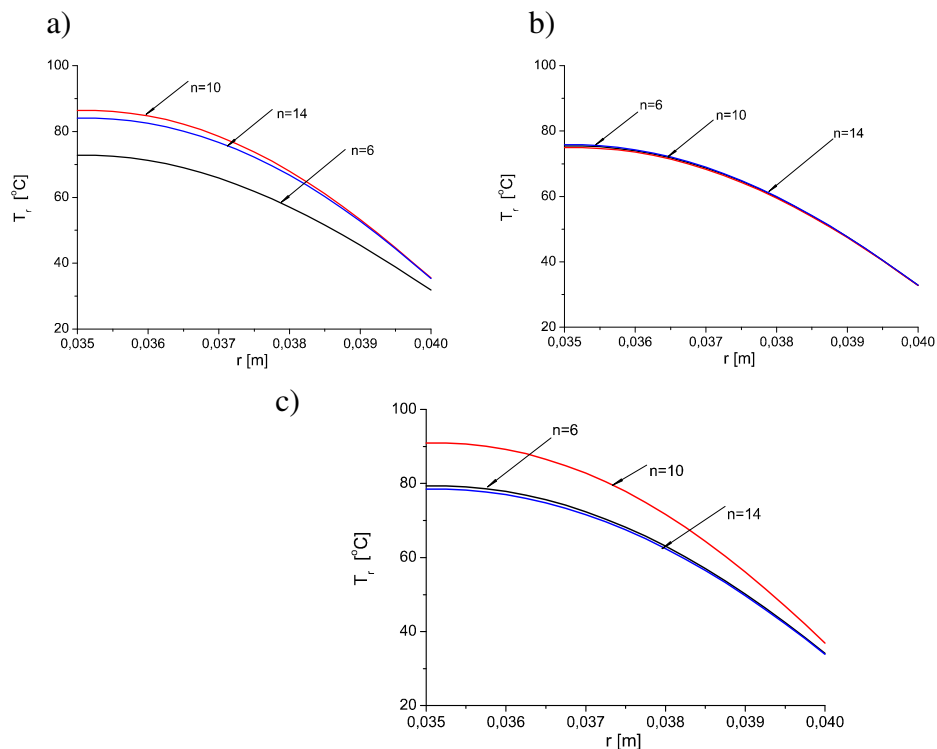


**Rys. 4.** Rozkład pól temperatury w warstwie medium i w rotorze dla  $\theta = \pi$

Fig. 4. Distribution of the temperature fields in the fluid film and the rotor for  $\theta = \pi$

Na kolejnych wykresach (**Rys. 5**) zaprezentowano wpływ liczby mikrostruktur (modyfikacji) na rozkład promieniowy temperatury w pierścieniu uszczelniającym (rotorze). Z przedstawionych wykresów można zauważyć, że wpływ liczby wykonanych (rowków) modyfikacji na zmiany temperatury w rotorze jest nieznaczny dla powierzchni Pw2 z falistością. Natomiast występują różnice w wartościach temperatur dla powierzchni z mikrokanałami (Pw1) i komorami (Pw3). Na wykresie (**Rys. 3a**) można zaobserwować, że dla powierzchni Pw1 najniższa temperatura jest dla sześciu mikrorowków. Natomiast dla dziesięciu i czterestu mikrorowków rozmieszczonych na obwodzie rozkład temperatury jest porównywalny. Podobna sytuacja występuje dla powierzchni Pw3. Można stwierdzić, że dla zadanej geometrii pierścienia i warunków pracy istnieje określona ekstremalna liczba mikrostruktur, dla której temperatura jest maksymalna.





**Rys. 5. Rozkład temperatury w rotorze: a) powierzchnia Pw1, b) powierzchnia Pw2, c) powierzchnia Pw3**

Fig. 5. Temperature distribution in the rotor: a) surface Pw1, b) surface Pw2, c) surface Pw3

Na podstawie przeprowadzonych badań numerycznych można zaobserwować, że na promieniu zewnętrznym po stronie procesowej, gdzie medium robocze włączane jest do kanałków (mikrostruktur) pod określonym ciśnieniem  $p_o$ , temperatura w szczelinie jest nieznacznie większa od temperatury medium uszczelnianego. Wynika to z faktu mieszania się chłodnego i gorącego czynnika na wlocie do szczeliny oraz odprowadzania ciepła przez pierścienie uszczelniające. Ponadto zróżnicowanie przestrzennych rozkładów temperatur w warstwie medium i szczelinie ma znaczący wpływ na lepkość dynamiczną, co prowadzi do zmiany własności dynamicznych całego uszczelnienia.

## WNIOSKI

Przedstawione wyniki analizy numerycznej pokazują, że forma i parametry geometryczne mikrostruktur wykonanych na powierzchni czołowej pierścienia uszczelniającego mają istotny wpływ na rozkłady temperatury w elementach konstrukcyjnych uszczelnienia. Spośród trzech form modyfikacji powierzchni czołowej pierścienia, najkorzystniejsze warunki odprowadzenia ciepła tarcia generowanego w szczelinie zapewniają mikrostruktury „otwarte” połączone z otaczającym medium. Można również zaobserwować, że istnieje optymalna liczba rowków (mikrostruktur) rozmieszczonych wzdłuż obwodu pierścienia, dla której uzyskuje się zadaną, np. średnią wartość temperatury lub żądany rozkład temperatury w warstewce medium w szczelinie.

Zróznicowanie temperatury w szczelinie powodują istotne zmiany współczynnika lepkości dynamicznej medium, a tym samym należy się spodziewać, że wpływają na własności dynamiczne całego uszczelnienia.

Przedstawiony model termodynamiczny uszczelnienia może być wykorzystany do wyznaczenia odkształceń termicznych pierścieni uszczelniających, a w dalszej kolejności do pełnej analizy dynamiki układu uszczelnienie – wał maszyny przepływowej.

## Podziękowanie

Praca została wykonana w ramach realizacji projektu MNiSW grant NN502 4498 33.

## LITERATURA

1. Person V., Tournier B., Frêne J.: A Numerical Study of the Stable Dynamic Behavior of Radial Face Seals with Grooved Faces. *ASME J. Tribol.*, 1997, 119, pp. 507–514.
2. Falaleev S.V. and Chegodaev D.E.: *Noncontacting Face Seals of FV Engines: Fundamentals of Theory and Design*. Moscow, Izd. MAI, 1998.
3. Muijderland E.A.: *Spiral Groove Bearings*, Philips Technical Library, Springer-Verlag, New York 1966.
4. Kligerman Y., Etsion I.: Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal. *Tribol. Trans.* 44, 472–478 (2001).
5. Antoszewski B., Rokicki J.: Influence of heterogeneous surface on fluid flow in mechanical seals. *Inżynieria Chemiczna i Procesowa*, Tom 27, Zeszyt 3/1, 2006, pp. 889–899.

6. Antoszewski B.: A non-conventional method for the improvement of the functional properties of sliding pairs. *Eksplatacja i Niezawodność (Maintenance and Reliability)*, 2007, nr 3(35), s. 57–62.
7. Brunetière N., Tournier B., Frêne J.: TEHD lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode: Part 1 – Numerical model and experiments. *ASME Journal of Tribology*, 2003, vol. 125, pp. 608–616.
8. Tournier B., Danos J.C., Frêne J.: Three-dimensional modeling of THD lubrication in face seals. *ASME Journal of Tribology*, 2001, Vol. 123, pp. 196–204.
9. Zhou J., Gu B., Chen Ye: An improved design of spiral groove mechanical seal. *Chin. J. Chem. Eng.*, 2007, 15(4), pp. 499–506.
10. Kundera Cz.: Aktywne uszczelnianie drgających elementów wirujących. Wydawnictwo Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, Monografie nr 15, 1999.
11. Marcinkowski A.W., Kundera Cz.: Teoria konstrukcji uszczelnień bezstykowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Podręcznik akademicki, stron 443, 2008.
12. Błasiak S., Kundera Cz.: An analysis of heat transfer in non-contacting face seals with modified surfaces of sliding rings – chapter of monograph Science Report, Project PI-0007, CEEPUS, Geometrical Product Specifications – a New Tendency in the Design and Realization of Technological Processes, pp. 47–52, 2008.
13. Wierzcholski K.: Analiza przepływu lepkiego czynnika smarującego w odkształcalnych szczelinach łożysk ślizgowych. Monografia, Seria A, nr 10, pp. 1–182, Lublin, 1982.

**Recenzent:**

**Krzysztof WIERZCHOLSKI**

## Summary

The paper analyses heat transfer in a non-contacting face seal with micro-grooves on the end face of the sealing ring. The thermo-hydrodynamic model of the face seal comprises the equation of the pressure distribution and the energy equation for the fluid film in the clearance gap and the equation of heat conduction in the ring. The mathematical model consisting of coupled partial differential equations was solved numerically using a specially developed computer program. A parametric analysis was conducted to establish the effect of the shape and parameters of the microgrooves on the distribution of temperature in the fluid film and the sealing ring.